

Universidad
Politécnica
de Cartagena



industriales
etsii UPCT

Caracterización de disipadores de calor, “HEAT SINKS” formados por aletas rectas rectangulares bajo condiciones de convección y radiación mediante simulación numérica.

Titulación: Ingeniería Industrial
Alumno: Pablo Roldán Meroño
Director: Juan Pedro Luna Abad

Cartagena, 28 de Septiembre de 2016

ÍNDICE

Capítulo 1 . Introducción	4
1.1. Antecedentes.....	4
1.2. Objetivos	5
1.3. Estado del arte	5
1.4. Fases del proyecto.....	8
Capítulo 2 . Fundamentos teóricos.....	9
2.1. Introducción.....	9
2.2. Mecanismos básicos de transmisión del calor y mecánica de fluidos en disipadores de calor	9
2.2.1. Mecanismo de transmisión por conducción	9
2.2.2. Mecanismo de transmisión por convección natural, forzada y mixta.....	11
2.2.3. Radiación térmica.....	16
2.2.4. Tipos de flujo entre canales.....	22
2.3. Superficies adicionales, aletas y disipadores de calor	22
Capítulo 3 . Fundamentos ANSYS Icepak.....	24
3.1. Introducción.....	24
3.2. Preproceso.....	25
3.2.1. Modelización del problema	25
3.2.2. Mallado	26
3.3. Proceso de cálculo.....	29
3.4. Postproceso.....	34
Capítulo 4 . Determinación de la “emitancia efectiva del canal”. Validación del método seguido con los resultados obtenidos por Bilitzky	35
4.1. Introducción.....	35
4.2. Definición de emitancia efectiva del canal. Curvas obtenidas por Bilitzky.....	36
4.3. Curvas obtenidas mediante métodos numéricos. ANSYS Icepak.....	38
4.3.1. Introducción	38
4.3.2. Modelizado.....	39
4.3.3. Importancia de la malla.....	39
4.3.4. Factores de forma	41
4.3.5. Casos estudiados	42
4.4. Comparación de las curvas obtenidas numéricamente y las obtenidas analíticamente por Bilitzky.....	47
4.5. Conclusiones	52

Capítulo 5 . Caracterización del disipador bajo condiciones de convección libre	53
5.1. Introducción.....	53
5.2. Creación del modelo.....	54
5.3. Importancia de la malla.....	57
5.4. Determinación del régimen del flujo dentro del canal.....	60
5.5. Casos estudiados. (T^a de la base =80 °, 70 °, 60 °, 50 ° C)	62
5.6. Números de Elenbaas y de Nusselt para cada caso	79
5.7. Comparación con la curva del número Nusselt obtenida a partir de los experimentos de Elenbaas.....	79
5.8. Conclusiones.....	80
Capítulo 6 . Caracterización del disipador bajo condiciones de convección libre y radiación	81
6.1. Introducción.....	81
6.2. Importancia de la radiación en función del coeficiente convectivo h.....	81
6.3. Modelización, mallado y modelo de radiación	97
6.4. Casos estudiados (T^a de la base =80 °, 70 °, 60 °, 50 ° C)	97
6.5. Números de Elenbaas y de Nusselt para cada caso	114
6.6. Comparación con la curva del número Nusselt obtenida a partir de los experimentos de Elenbaas.....	114
6.7. Conclusiones.....	115
Bibliografía.....	116
Nomenclatura.....	117

Capítulo 1 . Introducción

1.1. Antecedentes

El desarrollo de los componentes electrónicos, está limitado por la cantidad de calor generado en su interior, que estos son capaces de disipar al ambiente. Para disipar este calor y lograr así la refrigeración de estos elementos, se recurre a la colocación de sistemas o matrices de aletas y espines con distintas geometrías. Estos sistemas de aletas o matrices de aletas también reciben el nombre de “disipadores de calor” o “heat sinks”, según la literatura específica.

Este trabajo, se dedica a la caracterización de disipadores de calor formados por aletas rectas, de perfil rectangular de aluminio y fabricados mediante extrusión del metal en caliente. Estos disipadores, se montan sobre aquellos dispositivos que se desea refrigerar, por lo que habrá que tener en cuenta la resistencia térmica entre la base del disipador y el componente electrónico a enfriar. A la hora de seleccionar el disipador para un determinado elemento electrónico, habrá que tener en cuenta el valor de dicha resistencia.

Por lo general, los disipadores de calor son de aluminio, debido a su elevada conductividad, facilidad de fabricación y coste relativamente bajo. Sin embargo, dependiendo de las prestaciones que se les exijan, pueden estar formados por un solo metal, o bien por una aleación de varios de ellos.

En cuanto a su geometría, los disipadores están formados por dos partes claramente diferenciadas: la base o pared, también denominada superficie primaria, definida como aquella superficie que toma contacto con el componente electrónico por una de sus caras, mientras que en la otra cara, se sitúan aquellas superficies por las que se va disipar el calor y que por lo general son perpendiculares a la base. Estas superficies tienen una morfología muy variada. Los disipadores, pueden estar formados por espines cilíndricos, cuya sección puede ser circular o elíptica. También es muy frecuente, la disposición de pequeñas aletas rectas, rectangulares individuales. Cada una de estas pequeñas aletas, disipa calor por las cuatro caras y por el extremo, siendo su distribución parecida a la que se consigue con los espines. En concreto, en este trabajo, se van a estudiar la disposición de aletas rectas formando canales.

La transferencia de calor que tiene lugar en estos sistemas, se presenta en las tres formas conocidas: conducción, convección y radiación.

- La conducción se produce a lo ancho y largo de la base (superficie primaria), y de las aletas.
- En las aletas el calor se disipa por convección natural o forzada, dependiendo si hay o no un ventilador colocado en su parte superior.
- Por radiación térmica hacia el ambiente.

En algunos estudios teóricos y experimentales, no se tiene en cuenta la radiación térmica. Pues ante bajos valores de temperaturas y en condiciones de convección forzada, el papel de la radiación es pequeño. Sin embargo, ésta si tiene un efecto apreciable en condiciones de convección natural. No obstante, este efecto ha de tenerse en cuenta a la hora del diseño de los disipadores.

1.2. Objetivos

- 1 Determinación, de forma numérica, del calor disipado por radiación en un canal en forma de U con temperaturas constantes en las paredes y en la base, considerando el ambiente como cuerpo negro.
- 2 Determinación de los factores de forma de las paredes y de la base con el ambiente.
- 3 Determinación de la “emitancia efectiva del canal”.
- 4 Validación del método seguido con los resultados obtenidos por Bilitzky.
- 5 Determinación de la importancia de la radiación en los casos de convección libre o forzada.
- 6 Caracterización de un disipador concreto bajo condiciones de convección libre.
- 7 Caracterización de un disipador concreto bajo condiciones de convección libre y radiación combinadas.

1.3. Estado del arte

En Kraus et al. [1], se describe de forma detallada, cada uno de los avances en materia de aletas y disipadores de calor. Algunos de los citados autores son:

Harper y Brown (1922) elaboraron un primer trabajo formal que sirvió de referencia para numerosos trabajos posteriores. En él se define por primera vez la eficiencia, aunque con el nombre de “efectividad” y recoge un análisis del comportamiento de las superficies extendidas más comunes, aletas rectas y de perfil trapezoidal. En la actualidad son cientos los estudios que han sido dedicados al diseño, caracterización y optimización de las aletas, bajo muy diversas condiciones de contorno como pueden ser, convección, radiación, combinación de ambas formas de calor, procesos transitorios y estacionarios, modelización bajo condiciones de 1-D y 2-D etc.

La mayoría de los artículos que tratan sobre aletas se basan en las hipótesis recogidas en los trabajos de Murray (1938) y Gardner (1946). La gran mayoría de textos dedicados al estudio de superficies extendidas están referenciados con toda precisión y detalle en diversos trabajos recopilatorios: Kraus (1988), que contiene una revisión de los estudios realizados durante 65 años sobre aletas (1922-1987), Heggs (2000), que presenta de forma clara y concisa los principales

resultados e hipótesis del estudio de aletas y Kraus et al. (2001), que recopila en un amplio trabajo todo lo relacionado con la transferencia de calor en superficies extendidas.

En una gran parte de los textos clásicos, el análisis de las superficies extendidas se lleva a cabo bajo modelos 1-D, esto es debido a su simplicidad y a los buenos resultados obtenidos, tal y como muestra el estudio de Razelos (2003). Este estudio justifica la utilidad de los modelos 1-D basándose en las hipótesis de Gardner y Murray y en el hecho de que aletas prácticas, entendidas como útiles desde el punto de vista de la ingeniería, son aquellas que tienen un Bi_t inferior a la unidad y por tanto los modelos 1-D son perfectamente aplicables en ellas. No obstante son muchos los autores dedicados al estudio de las aletas bajo modelos 2-D teniendo en cuenta en ciertas ocasiones el efecto de la pared desnuda entre aletas.

Heggs y Stones (1980) analizan para aletas rectas y anulares el conjunto aleta-pared bajo modelos 1-D y 2-D y comparan sus resultados. Inghman et al. (1982) resuelven el conjunto aleta-pared a través de aletas rectas y modelos 2-D utilizando distintas técnicas de cálculo y comprando los resultados obtenidos mediante cada una de ellas. Aparecido y Cotta (1990) con el objetivo de mejorar los resultados de las soluciones 1-D desarrollan aproximaciones integrales; por tanto tratan de alguna manera de tener en cuenta los gradientes de temperatura transversales, esta hipótesis no había sido asumida entre las hipótesis clásicas. Este método se aplica tanto a aletas rectas como a espines cilíndricos sin embargo para validar sus resultados alcanzan valores de Bi_t igual a 1 y 10, lejos de las aplicaciones prácticas.

La transferencia de calor por radiación así como el efecto combinado de la radiación y la convección han sido significativamente tratados en las superficies extendidas. En los años 60 surgen los primeros trabajos sobre radiación en aletas rectas, Bartas y Sellars (1960) desarrollan la eficiencia en aletas radiantes cuando la temperatura exterior es de 0 K, por otro lado Sparrow y Eckert (1962) al igual que Kreith (1962) estudian a través de los factores de forma el efecto de la radiación mutua entre aletas. Sparrow y Jonson (1964) apoyándose en los trabajos de Bartas y Sellers (1960) estudian aletas bajo radiación y con condiciones de contorno asimétricas en la temperatura usando modelos 1-D.

Manzoor et al. (1982) tratan el problema combinado de convección y radiación para el conjunto aleta-pared bajo modelos de 1-D y 2-D e incorporan una comparación entre ambos. Por otra parte los encargados de estudiar la problemática de la transferencia de calor por radiación teniendo en cuenta la interacción mutua entre aletas fueron Krishnaprakas y Narayana (2003).

Malik y Rafia (2008) abordan el problema del conjunto aleta-pared recta rectangular bajo modelos 2-D, desde la perspectiva de un problema de transferencia de calor no lineal, recoge una comparación de resultados 1-D con 2-D y una solución modificada consistente en desacoplar las ecuaciones en la base de la aleta. Usan por tanto valores de Bi_t muy superiores a 1, donde los efectos 2-D son muy apreciables y los errores 1-D son grandes, además, estas aletas no presentan ninguna aplicación práctica.

La caracterización del conjunto aleta-pared empieza por resolver el problema de la temperatura en la base de la aleta. Relacionados con ello los primeros trabajos encontrados son de principios de los años 70 y corresponden a Sparrow y Hennecke (1970); en dicho trabajo se recoge el efecto de la pared consistente en producir una depresión en la temperatura de la base, presuponiendo que esta depresión será mayor si se analiza el caso de varias aletas en vez de una. Sparrow y Lee (1975) continúan el trabajo anterior mediante el estudio del efecto de la depresión de la temperatura para matrices de aletas. Consideran que son diferentes la temperatura de la base de la aleta y la temperatura del espacio entre aletas. Entre algunos de los factores que se estudian están el espacio entre aletas y el coeficiente de convección al otro lado de la pared, en la región caliente.

Suryanarayana (1977) trata de averiguar los errores producidos al considerar la temperatura de la base constante. Hegg y Stone (1980) determinan los efectos de los diferentes parámetros geométricos y térmicos en el conjunto aleta-pared para ello usan modelos 1-D y 2-D y estudian la importancia relativa de cada uno de ellos. Ingham et al. (1982) analizan el conjunto aleta-pared mediante tres técnicas diferentes, elementos finitos, diferencias finitas y métodos integrales. Este análisis también recoge las diferencias obtenidas en cada uno de los métodos.

Huang y Shah (1991) determinan, a través de modelos 1-D y 2-D, la eficiencia del conjunto aleta-pared para diversas condiciones de contorno y con coeficientes de calor variables, en uno de los apartados consideran la depresión de la temperatura en la base. Se trata de un amplio trabajo debido a la variedad de casos que contiene, añade al principio de cada uno de ellos la bibliografía sobre los autores que han estudiado el problema. Sin embargo únicamente tratan el asunto del diseño de la aleta-pared usando la eficiencia sin contrastar los datos con otros parámetros de diseño.

Jucá y Trata (1991) trabajan en el problema de la depresión de la temperatura en la base de la aleta anexada a la pared mediante el uso de elementos finitos y métodos mejorados, 1-D. De entre las conclusiones alcanzadas destacan que para valores de Bi_t por debajo de 0.01 y donde el espesor de la pared sea mayor que el de la aleta, la depresión de la temperatura en la base de la aleta no es determinante y la aplicación de modelos 1-D es adecuado. Wood et al. (1995) estudian el conjunto aleta-pared que utilizan modelos 1-D con extremo adiabático y convectivo en la aleta, resaltando el error cometido en el cálculo del flujo de calor al considerar una sola aleta en vez del conjunto aleta-pared. Wood et al. (1996) revisan los principales coeficientes usados para el diseño y caracterización del conjunto aleta-pared, bajo modelos 1-D. Wood et al. (2000) elaboran un trabajo resumen y amplían sus trabajos anteriores, Wood et al. (1995 y 1996).

Hegg y Ingham (2000) profundizan en el trabajo de Ingham et al. (1982). Yeh (2001) trabaja en la optimización de superficies con aletas rectas rectangulares bajo los modelos 1-D y 2-D. Kang et al. (2003) estudian la optimización del conjunto aleta-pared con perfil trapezoidal bajo modelos 2-D, analizan cómo influyen los parámetros térmicos y geométricos e incluso aplican el concepto de efectividad al conjunto aleta-pared. Por último, Chung et al (2006) trata la optimización del conjunto aleta-pared para aletas anulares con disipación de calor en el extremo y usando modelos 1-D. Como condiciones de contorno en la aleta toman la transferencia de calor por convección y radiación simultáneas. Los resultados se presentan en forma de gráficas y tablas variando los parámetros geométricos y térmicos.

Los primeros trabajos relacionados con el efecto de la radiación en disipadores de calor se remontan a mediados de los años 70 del siglo pasado. En el trabajo de Rea, S.N y West, S.E. (1976) se determina de forma analítica y experimental el valor del calor disipado únicamente por radiación en un disipador de aletas rectas rectangulares, haciendo uso del concepto de emitancia aparente aplicada sobre el área frontal superior al canal en forma de U constituido por dos aletas adyacentes.

En 1979 Ellison, G.N. determina analíticamente los factores de forma del canal U usando la analogía eléctrica, desarrollada anteriormente en 1956 por Oppenheim A.K.

A partir del trabajo de Bilitzky de 1986, en 1995 Kraus, A.D. y Bar-Cohen retoman el tema de la resolución del problema de la radiación en canales en U de forma analítica haciendo uso de la emitancia aparente. Proporcionan curvas del efecto de la radiación en función de los parámetros geométricos del disipador convenientemente adimensionalizados y de la emisividad de las superficies. Bilitzky realiza un completo trabajo en el que se estudia la disipación de calor por radiación en canales en U, para ello determina los factores de forma de cada superficie supuestas éstas isotermas y se apoya en la definición de la “emitancia efectiva del canal” para determinar el calor total disipado al ambiente,

esta emitancia efectiva depende fuertemente de la geometría del mismo y de la emisividad de las superficies.

Abramzon, Boris M, (1997) resuelve el problema de la radiación en canales U obteniendo una expresión para el factor de forma del canal en U respecto del ambiente que lo rodea.

Shabany Y. en 2008 reformula el problema de la determinación de los factores de forma introduciendo ciertas simplificaciones que hacen que el problema sea más manejable sin pérdida de rigor en los resultados.

Finalmente, Khor Y.K., Hung, M.Y. y Lim, B.K., en 2010 mediante datos experimentales y métodos analíticos ponen de manifiesto el error que se comente al no considerar de forma conjunta el efecto de la radiación y la convección en los disipadores de calor. En todos los trabajos anteriores una de las principales hipótesis es suponer que las aletas que forman el disipador son isotermas o que la diferencia de temperaturas entre la base y el extremo es despreciable, de esta manera la determinación de los factores de forma es relativamente sencilla. Sin embargo, en este trabajo se usa la hipótesis de que la temperatura varía a lo largo de la aleta, tal como sucede en el caso real. El resto de hipótesis son comunes, las superficies son opacas, grises, difusas y la emisividad no es función de la temperatura.

1.4. Fases del proyecto

1. Búsqueda de información acerca del funcionamiento de disipadores térmicos.
2. Estado del arte de la caracterización de disipadores de calor bajo condiciones estacionarias.
3. Simulación numérica de los diferentes casos de estudio.
4. Interpretación de los datos y obtención de correlaciones que caractericen su comportamiento.
5. Conclusiones y futuras líneas de trabajo.

Capítulo 2 . Fundamentos teóricos

2.1. Introducción

En este capítulo, se va a hacer una breve exposición de la teoría básica sobre los diferentes mecanismos de transmisión del calor y mecánica de fluidos. Se describirán cada uno de ellos y se expondrán las principales ecuaciones que modelizan estos fenómenos. Por último, se hará referencia al uso de superficies adicionales, aletas y disipadores de calor.

2.2. Mecanismos básicos de transmisión del calor y mecánica de fluidos en disipadores de calor

2.2.1. Mecanismo de transmisión por conducción

La existencia de un gradiente de temperaturas, provoca la aparición de un flujo de energía conocida como calor. Todos los procesos de conducción están sujetos en la Ley de Fourier.

La ecuación de Fourier o ecuación de conducción

Para un medio homogéneo e isótropo, es decir, de conductividad independiente de la posición y de la dirección espacial, la relación entre la densidad de flujo calorífico, $\vec{q}(\vec{r}, t)$, que cruza la unidad de superficie isoterma, y el gradiente térmico, ∇T , vector normal a la superficie o línea isoterma, viene dada por la ley de Fourier (introducida con anterioridad por Biot (1816)),

$$\vec{q}(\vec{r}, t) = -k\nabla[T(\vec{r}, t)] \quad (2.1)$$

donde \vec{r} es la posición, t el tiempo y k la conductividad térmica, magnitud escalar positiva. Se trata de una ley fenomenológica, es decir, no deducida de principios fundamentales sino derivada a partir de observaciones directas. Como es sabido, la conducción es uno de los tres modos de transmisión

del calor en el que el intercambio energético tiene lugar en sólidos o en fluidos en reposo (ausencia de movimientos convectivos).

El balance energético local, en un medio en reposo, entre la energía almacenada (energía térmica interna), la energía en tránsito (calor) y la generada o consumida por el propio medio (fuentes o sumideros), permite ser formulado matemáticamente en términos de una ecuación en derivadas parciales, denominada ecuación de conducción del calor. Para un medio homogéneo e isotrópico dicha ecuación tiene la forma

$$(\nabla q) + \vec{g}(\vec{r}, t) = \rho c_e \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right) \quad (2.2)$$

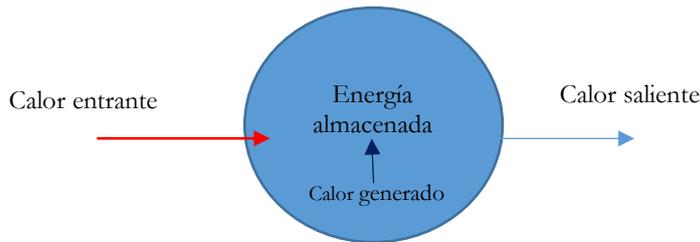


Figura 2.1 Volumen de control.

En esta ecuación $\vec{g}(\vec{r}, t)$, es la densidad de potencia, potencia generada por unidad de volumen en un punto del medio, ρ es la densidad y c_e el calor específico por unidad de masa a presión constante. Sustituyendo la densidad de flujo de calor de la ecuación anterior, la ecuación de conducción puede expresarse en términos de una única variable dependiente, la temperatura, y dos independientes, la posición y el tiempo:

$$\nabla \cdot [k \nabla T(\vec{r}, t)] + \vec{g}(\vec{r}, t) = \rho c_e \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right) \quad (2.3)$$

Si se trata de un medio lineal y homogéneo (conductividad y calor específico constantes independientes de la temperatura y posición), y en ausencia de generación interna y sumideros de calor, la ecuación de conducción se reduce a

$$\nabla^2 T(\vec{r}, t) = \alpha^{-1} \left[\frac{\partial T(\vec{r}, t)}{\partial t} \right] \quad (2.4)$$

donde $\alpha = k/(\rho c_e)$ es la llamada difusividad térmica, asociada con la rapidez global de propagación del calor en el medio.

En coordenadas rectangulares la ecuación de conducción tiene la forma

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \rho c_e \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right) \quad (2.5)$$

o bien

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.6)$$

Estas ecuaciones se pueden simplificar para aplicaciones concretas. Nuestro proyecto se centrará más en los flujos de calor por convección, por lo que el calor cedido por conducción no tendrá demasiada cabida en los siguientes capítulos.

2.2.2. Mecanismo de transmisión por convección natural, forzada y mixta

La convección se caracteriza a través del coeficiente de convección o coeficiente de película, de la misma manera que la conducción es caracterizada por la conductividad térmica.

$$\dot{q}_{cond} = -k \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} = \dot{q}_{conv} = h(T_s - T_\infty) \Rightarrow h = \frac{-k \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0}}{(T_s - T_\infty)} \quad (2.7)$$

Según el tipo de convección y régimen de flujo, se pueden definir diferentes números adimensionales que caracterizan la transferencia de calor, N° de Reynolds, Nusselt, Prandtl, Rayleigh, Grashof, etc.

La transmisión del calor por convección será tanto más alta cuanto mayor sea la velocidad del fluido. Para un fluido en estado de reposo, la transmisión de calor a través del mismo, se realizaría mediante el mecanismo de conducción únicamente.

Se pueden distinguir diferentes tipos de convección:

La **convección forzada** se produce cuando el fluido es impulsado mediante algún medio mecánico, bombas, ventiladores, etc.

La **convección libre** tiene lugar cuando el movimiento del fluido se produce por cambios en la densidad del fluido y la acción de la gravedad, no hay ningún medio mecánico que mueva el fluido.

La **convección mixta** se produce cuando en el seno de un flujo forzado tiene lugar la aparición de fuerzas de flotabilidad.

En la tabla 2.1 se muestran valores característicos del coeficiente de película para cada uno de los tipos de convección.

Tabla 2.1 Valores característicos para diferentes fluidos y situaciones.

Situación	h(W/m ² ·K)
Convección libre, aire	5-25
Convección forzada, aire	10-500
Convección forzada, agua	100-1500
Agua en ebullición	2500-25000
Condensación de vapor de agua	5000-100000

Condición de no deslizamiento

Cuando en un fluido que entra en contacto con un sólido, como se observa en la figura 2.2, la capa de fluido que está en contacto con la superficie de dicho sólido tiene velocidad cero, se aplica la condición de no-deslizamiento. Esta condición implica que la transferencia de calor entre la superficie del sólido y la capa adyacente de fluido sea por conducción, ya que ambas están en reposo. La superficie del sólido y la capa adyacente de fluido están a la misma temperatura.

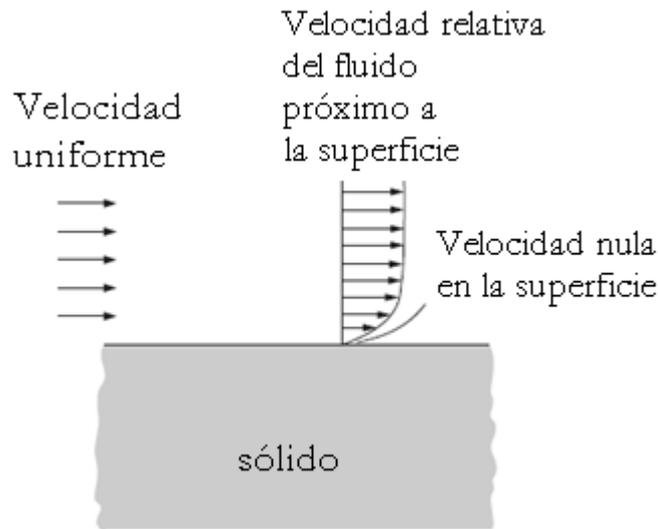


Figura 2.2 Condición de no deslizamiento.

El número de Nusselt es un parámetro adimensional usado para la caracterización de la convección, se define como la relación entre el calor por convección y el calor por conducción dentro del propio fluido:

$$Nu = \frac{\dot{q}_{conv}}{\dot{q}_{cond}} = \frac{h\Delta T}{k\Delta T/L_C} = \frac{h}{k}L_C \quad (2.8)$$

Atendiendo a esta definición, a mayor número de Nusselt, mayor importancia tendrá el calor disipado por convección frente al de conducción.

Convección natural

En el caso en el cual, un fluido está en presencia de un sólido a temperatura distinta y no hay convección forzada, las fuerzas gravitatorias combinadas con los gradientes de densidad, que las diferencias de temperatura producen en el seno del fluido, pueden dar lugar a movimientos del fluido y a un transporte de calor muy superior al que significa la pura conducción. Este efecto se denomina convección libre, si el cuerpo sólido frío o caliente está inmerso en un medio fluido infinito; si el fluido está confinado, como en una chimenea, se suele denominar convección natural.

Suponiendo que la zona calentada es una capa límite delgada en torno al cuerpo, y planteando las ecuaciones de la capa límite correspondiente, con la hipótesis de baja velocidad que permite despreciar los efectos de compresibilidad y disipación viscosa, se obtienen las siguientes expresiones simplificadas:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (2.9)$$

$$\rho \left[u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right] = -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho f_{mx} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (2.10)$$

$$\rho C_p \left[u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right] = \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (2.11)$$

con las condiciones de contorno de

$$y = 0: u = v = 0; T = T_p(x)$$

$$y \rightarrow \infty: u = v = 0; T = T_e; \rho = \rho_e$$

En el fluido exterior, donde no hay movimiento y la temperatura es T_e , la distribución de presiones viene dada por la relación de la fluidoestática. Así,

$$0 = -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho_e f_{mx} \quad (2.12)$$

se puede sustituir en la ecuación del movimiento resultando

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\rho - \rho_e}{\rho} f_{mx} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (2.13)$$

El término de flotación viene dado por tanto, por la diferencia de la densidad del fluido calentado con la densidad exterior. Haciendo uso del coeficiente de dilatación definido por

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} \Big|_{p=cte} \quad (2.14)$$

que en gases es $\beta=1/T_e$.

Si la viscosidad y conductividad son constantes, el sistema de ecuaciones se puede reducir a

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.15)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \beta f_{mx} (T - T_e) + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (2.16)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\nu}{Pr} \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (2.17)$$

con condiciones de contorno

$$y = 0: u = v = 0; T = T_p(x)$$

$$y \rightarrow \infty: u = v = 0; T = T_e;$$

Existen diferentes parámetros adimensionales para medir la importancia de la convección libre o natural en un determinado sistema:

Número de Grashof

$$Gr = \frac{\beta g \Delta T L^3}{\nu^2}$$

Su significado es, cuando la única longitud característica considerada es L, el siguiente

$$Gr = \frac{t. \text{flotación}}{t. \text{viscoso}} \frac{t. \text{convectivo}}{t. \text{viscoso}}$$

Número de Rayleigh

$$Ra = GrPr = \frac{\rho \beta g c \Delta T L^3}{\nu k}$$

Su significado es

$$Ra = \frac{t. \text{flotación}}{t. \text{viscoso}} \frac{t. \text{convección térmica}}{t. \text{conducción}}$$

Como nos muestra el autor Çengel en [2], en el caso de disipadores térmicos se pueden definir dos números de Ra atendiendo a la longitud característica “L” que se elija. Ésta podrá ser el alto de la aleta (L) o el ancho del canal (S).

Convección natural en aletas verticales

Como desarrolla el autor Ralph Remsburg en [3], partiendo de la relación entre la energía que se disipa y la temperatura, que se muestra en la expresión 2.18

$$\Delta T = \frac{q}{h_c \cdot A} \quad (2.18)$$

se puede observar que el aumento de superficie disponible para la transferencia de calor puede reducir sustancialmente la temperatura del objeto. El método consiste en la adición de aletas en aquellas partes que requieran un enfriamiento. La eficacia de las aletas será aproximadamente proporcional a la superficie de las mismas. Existe un límite crítico referente al espacio existente entre las aletas de convección natural. Si el espacio entre éstas es demasiado pequeño, el fluido dentro del canal podría ser estrangulado por la fuerza requerida para mover el fluido, lo que provocaría un efecto contrario al deseado. De hecho, existen algunos casos donde el espacio entre las aletas es tan próximo que,

aunque se duplique la superficie, la temperatura alcanzada por el dispositivo es más alta que la alcanzada sin la presencia de aletas.

En este apartado se estudian los efectos de refrigeración de las placas paralelas verticales. De estudios anteriores, se sabe que en la región de entrada al canal vertical, las capas límite se forman en cada una de las superficies de la pared empezando en $x=0$. Si la altura vertical es pequeña, las capas límite son separadas por el fluido con características de fluido ambiente. En el caso en el que la dimensión vertical sea lo suficientemente grande o se formen canales lo suficientemente estrechos entre las placas, las capas límite pueden aumentar hasta que se fusionan para formar una condición de flujo totalmente desarrollado, como muestra la figura 2.3.

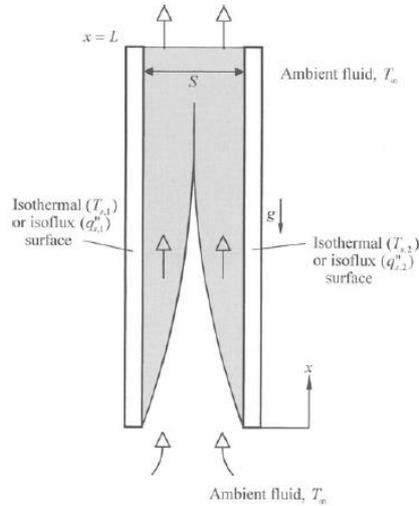


Figura 2.3 Convección natural a través de aletas paralelas.

Esta región de flujo completamente desarrollado, tiene un coeficiente de transferencia de calor constante. En estos casos, generalmente se evalúa el coeficiente de transferencia de calor por convección natural a temperatura de entrada o ambiente, pues las condiciones dentro del canal son desconocidas. Con objeto de correlacionar los datos experimentales para placas isotérmicas, se utiliza un número de Rayleigh basado en el espacio de la placa. Éste es conocido como el número Elenbaas

$$El = \frac{z^4 \rho^2 \beta g c_p \Delta T}{\mu k L} \quad (2.19)$$

Para encontrar el número de Nusselt, para placas isotérmicas y simétricas con una separación entre aletas z , el autor Ralph Remsburg en [3] hace referencia a la correlación obtenida por Bar-Cohen y Rohsenow en su trabajo.

$$\overline{Nu} = \left[\frac{576}{(El)^2} + \frac{2.873}{(El)^{0.5}} \right] \quad (2.20)$$

La figura 2.4, extraída también de [3], muestra los resultados de los experimentos realizados por Elenbaas y la correlación para las placas isoterma simétricas:

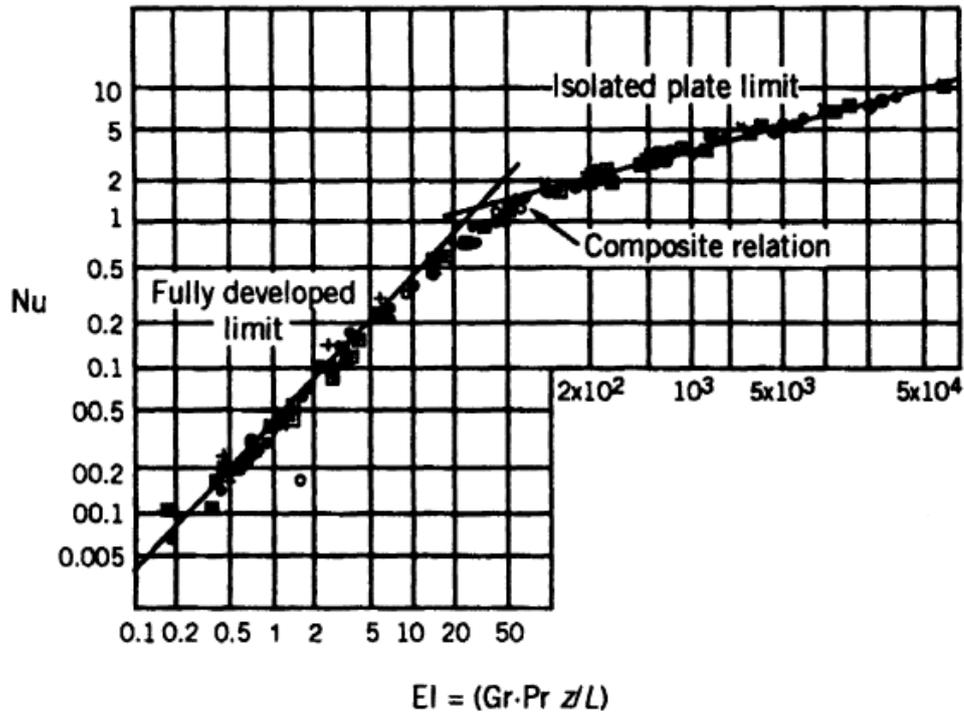


Figura 2.4 Curva del número Nusselt obtenida a partir de los experimentos de Elenbaas y la correlación para las placas isotermas simétricas.

2.2.3. Radiación térmica

La transmisión del calor en forma de radiación se caracteriza porque la energía se transporta en forma de ondas electromagnéticas, que se propagan en el vacío a la velocidad de la luz.

La teoría ondulatoria, desarrollada por Christiaan Huygens, establece que la luz es una onda electromagnética que oscila con una frecuencia ν y una longitud de onda λ . Así el producto de la frecuencia por la longitud de onda es la velocidad de la luz c , es decir:

$$c = \lambda \cdot \nu \tag{2.21}$$

Por otro lado la teoría desarrollado por Isaac Newton conocida como corpuscular, admite que la energía se transporta en forma de fotones. Estos corpúsculos se propagan con la velocidad de la luz a un nivel energético tal que,

$$E = h_{planck} \cdot \nu \tag{2.22}$$

donde “h” es la constante de Planck.

Los fotones de mayor frecuencia poseen mayor energía. Cuando un cuerpo se calienta, los electrones libres elevan su estado de energía y son capaces de promocionar a los niveles de mayor energía, también conocidos como niveles excitados; cuando estos electrones vuelven a su estado fundamental emiten un fotón cuya energía es igual a la diferencia de energías entre el estado excitado y fundamental.

En cualquier superficie existen numerosos electrones que experimentan diferentes cambios en sus niveles energéticos, por lo que, existen diferentes espectros de frecuencias que corresponden a cada nivel energético. A este conjunto de espectros se denomina: espectro electromagnético.

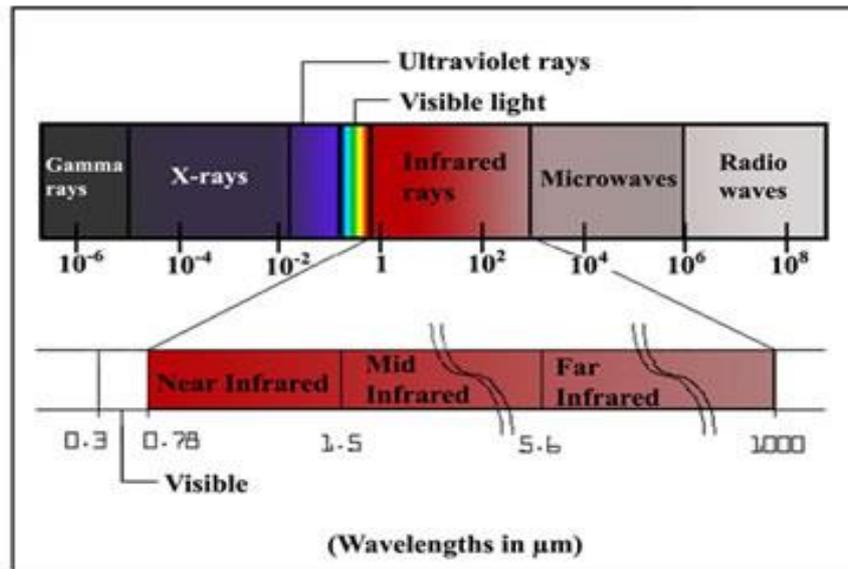


Figura 2.5 Espectro Electromagnético.

La energía emitida por los cuerpos es función de su temperatura, y se denomina “Radiación Térmica”. Como se observa en la figura anterior, en el extremo del espectro están los rayos gamma y rayos X, y en el otro extremo encontramos las ondas de radio.

La termografía se basa en la banda espectral del infrarrojo, que se subdivide, en tres bandas menores. La banda infrarroja cercana (0,78 - 1,5 μm), la infrarroja media (3 - 5,6 μm) y la infrarroja lejana (5,6 - 1000μm).

Cuerpo Negro

Un cuerpo que absorbe o emite la máxima radiación incidente con cualquier longitud de onda se denomina cuerpo negro. Esta teoría se explica mediante la Ley de Kirchhoff.

Este estado se considera un modelo ideal al que se pueden aproximar algunos cuerpos reales recubriendo su superficie con pinturas o modificando su forma.

Existen tres expresiones que describen la radiación emitida por un cuerpo negro

Ley de Planck: los fotones emitidos desde la superficie de un cuerpo negro a temperatura T , poseen una distribución de energía que depende de la temperatura superficial; Max Planck describió la distribución espectral de la radiación de un cuerpo negro mediante la fórmula:

$$E_{b\lambda}(T) = \frac{c_1}{\lambda^5 (e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1)} \quad (2.23)$$

siendo, $C_1 = 3,7418 \cdot 10^{-16} \text{ W.m}^2$ y $C_2 = 1,4388 \cdot 10^{-2} \text{ mK}$.

Donde la E_{bl} es la emitancia espectral o monocromática del cuerpo negro a temperatura T , en W/m^3 . Al sustituir diversas temperaturas, la fórmula de Planck produce una familia de curvas. La energía radiante emitida por una superficie negra aumenta con la temperatura; la emitancia pasa por un valor máximo para una longitud de onda determinada que depende de la temperatura a la que se encuentre; la longitud de onda disminuye cuando la temperatura de la superficie aumenta.

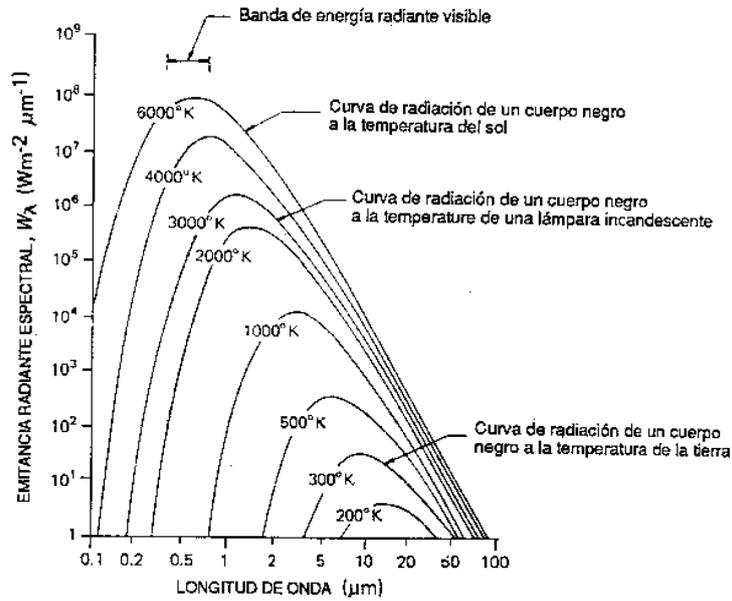


Figura 2.6 Emitancia radiante espectral de un cuerpo negro.

Ley del desplazamiento de Wien: la longitud de onda a la cual la emitancia radiante espectral del cuerpo negro alcanza un valor máximo para una temperatura dada, se deduce diferenciando la Ley de Planck e imponiendo la condición de máximo. El resultado de esta operación es:

$$\lambda_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}} = \frac{2898}{T} (\mu\text{m}) \quad (2.24)$$

Esta ecuación expresa la ley del desplazamiento de Wien, que expresa la observación normal de que los colores varían del rojo al naranja o amarillo a medida que aumenta la temperatura de un radiante térmico.

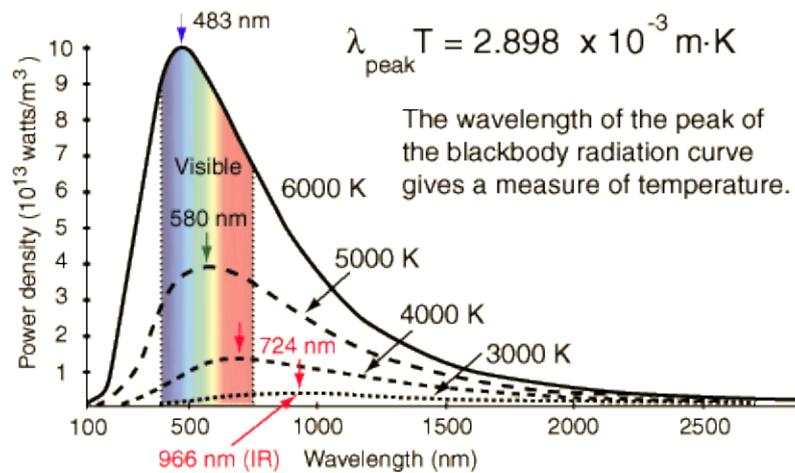


Figura 2.7 Radiación visible, Ley de desplazamiento de Wien.

Ley de Stefan-Boltzmann: determina la cantidad total de energía radiativa que por unidad de área emite una superficie a una temperatura absoluta T y a todas las longitudes de onda, es decir, calcula la emitancia radiante total, E_b , de un cuerpo negro. Esto es, al integrar la fórmula de Planck desde $\lambda = 0$ a $\lambda = \infty$.

$$E_b = \sigma \cdot T^4 \text{ (W/m}^2\text{)} \quad (2.25)$$

donde σ es la constante de Boltzmann con valor: $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/ m}^2 \text{ K}^4$.

El valor de σ es muy pequeño, por lo que los efectos de la radiación a bajas temperaturas suelen ser despreciables. Sin embargo, a altas temperaturas cobra una enorme importancia, ya que la potencia emisiva crece con la cuarta potencia de la temperatura absoluta.

Transmisión de calor por Radiación

Hasta este punto se ha hablado de los cuerpos negros y su radiación. Sin embargo, los objetos reales casi nunca cumplen estas leyes en ciertas zonas de longitud de onda.

Existen tres factores que evitan que un objeto real se comporte como un cuerpo negro: una fracción de la radiación incidente puede absorberse (α), otra fracción puede reflejarse (ρ) y una última fracción que se transmite (τ). Estos factores dependen de la longitud de onda, por tanto, llamaremos:

- Absorbancia espectral (α_λ): a la fracción de energía radiante espectral absorbida por un objeto con respecto a la que incide sobre él.
- Reflexión espectral (ρ_λ): a la fracción de la energía radiante espectral reflejada por la superficie con respecto a la que incide sobre él.
- Transmitancia espectral (τ_λ): fracción de la energía radiante espectral transmitida a través del objeto con respecto a la que incide sobre él.

La suma de estos tres factores debe coincidir siempre con el total, de forma que la suma de las tres fracciones sea igual a 1.

$$\alpha_\lambda + \rho_\lambda + \tau_\lambda = 1 \quad (2.26)$$

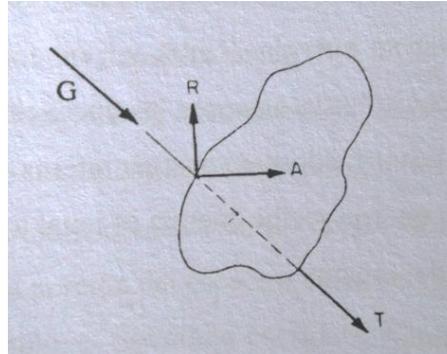


Figura 2.8 Propiedades radiativas.

Existe un cuarto factor, que es necesario para describir la fracción de energía radiante que emite un cuerpo negro debida a una diferencia de temperatura con su entorno. Por lo que se define:

- Emisividad espectral (ϵ_λ): como la fracción de energía radiante espectral de un objeto con respecto a la de un cuerpo negro a la misma temperatura y longitud de onda.

Este concepto de la emitancia espectral de un objeto frente a la de un cuerpo negro se puede expresar como:

$$\epsilon_\lambda = \frac{E_{\lambda o}}{E_{\lambda b}} \quad (2.27)$$

Dependiendo del valor de esta relación, encontramos tres tipos de fuentes de radiación:

- Cuerpo negro, en el que $\epsilon_\lambda = 1$.
- Cuerpo gris, donde $\epsilon_\lambda < 1$.
- Un radiador selectivo, en el que ϵ_λ varía con la longitud de onda.

Aplicando la ley de Kirchhoff, para cualquier material la emisividad espectral y la absorbancia espectral de un cuerpo son iguales a cualquier temperatura y longitud de onda especificadas.

$$\epsilon_\lambda = \alpha_\lambda \quad (2.28)$$

De lo anterior se obtiene que, para un cuerpo opaco, $\tau_\lambda = 0$, por lo que $\alpha_\lambda + \rho_\lambda = 1$. Para materiales muy pulidos, $\epsilon_\lambda = \alpha_\lambda \approx 0$, de forma que para un material totalmente reflectante (como un espejo perfecto), $\rho_\lambda = 1$. Así para un cuerpo gris, la fórmula de Stefan- Boltzmann es: $E = \epsilon \cdot \sigma \cdot T^4$ (W/m^2).

Si ahora suponemos que un cuerpo negro irradia energía a otro cuerpo que lo rodea completamente, la energía radiante total viene dada por:

$$Q_{rad} = \sigma(T_1^4 - T_2^4) = E_{b1} - E_{b2} \quad (2.29)$$

siendo T_1 la temperatura del cuerpo negro emisor y T_2 la del cuerpo que lo rodea.

Existe otro factor que influye en la cantidad de energía irradiada, este se conoce como factor de forma, que modifica la anterior ecuación de los cuerpos radiadores perfectos.

$$Q_{rad} = \sigma \cdot F_{12} \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (2.30)$$

siendo F_{12} el factor de forma, el cual tiene en cuenta las diferentes geometrías de los cuerpos.

Si es un cuerpo gris el que irradia energía, las dos expresiones anteriores quedarían modificadas por el factor de emisividad, ϵ_λ , quedando la expresión:

$$Q_{rad} = \sigma \cdot F_{12} \cdot \epsilon_1 \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (2.31)$$

Si por el contrario son cuerpos grises los que intercambian calor, habrá que tener en cuenta dos términos nuevos. La radiosidad, J , definida como el flujo total de radiación que abandona cada superficie y la irradiación, G , que se define como el flujo total de radiación que incide en una superficie. Por tanto, como recogen los autores Kraus, A. D. and Bar-Cohen, A en [4], en el cual resuelven el problema haciendo uso de la analogía eléctrica, para una superficie i que forma parte de un recinto cerrado, la radiosidad de dicha superficie tendrá una aportación debida a la energía que se refleja en ella del resto de superficies y otra debida a la emitancia de la misma por estar a una temperatura superior a cero K como se recoge en la siguiente expresión.

$$J_i = \rho_i G_i + \epsilon_i E_{bi} \quad (2.32)$$

Donde ρ_i y ϵ_i representan la reflectancia y la emisividad de la superficie y E_{bi} es la emitancia como cuerpo negro. Si la T^a y la irradiación sobre la superficie de área S_i son uniformes entonces el calor ganado o perdido por la superficie será:

$$q_i = S_i(J_i - G_i) \quad (2.33)$$

A partir de esta expresión, y teniendo en cuenta las consideraciones anteriores, es decir suponiendo una superficie opaca y haciendo uso de la ley de Kirchoff, se puede poner la irradiación como:

$$G_i = \frac{1}{\rho_i} (J_i - \epsilon_i E_{bi}) \quad (2.34)$$

Y combinando ambas expresiones llegamos a la energía perdida por una superficie

$$q_i = \frac{E_{bi} - J_i}{(1 - \varepsilon_i) / S_i \varepsilon_i} \quad (2.35)$$

Finalmente llegamos a que la radiación intercambiada entre la superficie i y la j , depende de la diferencia de radiosidades de las dos superficies, del área de la superficie, S_i y del factor de forma F_{ij} .

$$q_{ij} = \frac{J_i - J_j}{S_i F_{ij}} = \frac{J_i - J_j}{S_j F_{ji}} \quad (2.36)$$

2.2.4. Tipos de flujo entre canales

En el interior de un canal pueden aparecer distintos tipos de flujos dependiendo de las condiciones a las que esté sometido el fluido. Estos pueden ser: flujo laminar o flujo turbulento.

Flujo laminar: Es el movimiento de un fluido cuando éste es ordenado, estratificado y suave. En un flujo laminar el fluido se mueve en láminas paralelas sin entremezclarse y cada partícula del fluido sigue una trayectoria suave, llamada línea de corriente. Este tipo de flujos es típico de fluidos a velocidades bajas o viscosidades altas. El principal parámetro que caracteriza este movimiento es el número de Reynolds o el de Rayleigh dependiendo de si se trata de convección forzada o natural. Para valores altos de estos números el flujo será turbulento.

Flujo turbulento: Este tipo de flujo es aquel en el que las moléculas se mueven desordenadamente y sus trayectorias realizan pequeños remolinos aperiódicos, como por ejemplo el agua en un canal de gran pendiente. Debido a esto, la trayectoria de una partícula se puede predecir hasta una cierta escala, a partir de la cual, la trayectoria será impredecible.

2.3. Superficies adicionales, aletas y disipadores de calor

Como se ha comentado anteriormente, las aletas son elementos adicionales que se adosan a la superficie de un cuerpo cuando se desea eliminar calor de éste. Pueden ser del mismo o distinto material que la pared a la que están adosadas. Las aletas forman parte esencial de dispositivos tan variados como intercambiadores de calor, compresores, motores térmicos o eléctricos refrigerados por aire, disipadores de calor en dispositivos eléctricos y electrónicos, etc. La adición de la aleta trae como consecuencia un aumento del área por la que se intercambia calor entre el cuerpo y el medio. Sin embargo, dado que el flujo de calor ha de atravesar mayor cantidad de material (el material de la propia aleta) se produce un aumento de la resistencia térmica. Así, aunque en muchas aplicaciones las aletas se emplean para disipar calor, es decir, para aumentar la transmisión de calor hacia el entorno más frío, también pueden realizar la función inversa, es decir, aumentar la ganancia térmica de un objeto.

En general, la gran longitud relativa y el pequeño espesor de la aleta proporcionan una gran superficie de contacto con el fluido que la baña, superficie a través de la cual se disipa el calor que entra en la aleta por su base. El mecanismo más frecuente de intercambio térmico a lo largo de toda

esta superficie exterior es la convección, en las distintas formas que ésta adopta. En este caso se habla de aletas convectivas.

En otros casos, cuando el salto térmico es importante o no existe fluido exterior, la radiación puede ser el mecanismo de disipación. También puede ser importante el flujo disipado por la pared desnuda por lo que es necesario considerar ésta en muchas aplicaciones.

Las aletas longitudinales o rectas se caracterizan porque la base de la aleta es plana y se extiende a lo largo de la superficie primaria, también plana o casi-plana. Se denomina base de la aleta a la superficie en contacto con la pared sobre la que descansa la aleta o superficie primaria; el extremo o punta de la aleta es la superficie más alejada de la base; los flancos o superficies superior o inferior son las principales superficies de disipación de calor y los bordes son las superficies que cierran el volumen de la aleta cuyo efecto sobre la transmisión de calor es despreciable en ciertos tipos de aletas longitudinales.

La terminología asociada al conjunto aleta-pared para aleta recta rectangular se muestra en la figura 2.9, donde se muestra un disipador de aletas rectas rectangulares. Las dimensiones principales de las aletas rectas rectangulares son la longitud, L , la altura, H , el espesor de la aleta, t , el espacio entre aletas, s y la anchura, W .

En lo correspondiente a nuestro caso, se va a considerar que los canales son rectos rectangulares formados por seis caras, dos de estas caras son las formadas por dos aletas enfrentadas, otra cara es porción de la base que queda comprendida entre estas dos aletas y las tres caras restantes son el ambiente.

Por último, a la hora de caracterizar este tipo de sistemas, el estudio se centra en lo que ocurre en uno de estos canales, se toma la hipótesis de que lo que ocurra en uno de ellos ocurrirá en los demás. Para el presente trabajo se ha analizado lo que ocurre cuando el disipador trabaja en condiciones de convección natural y radiación.

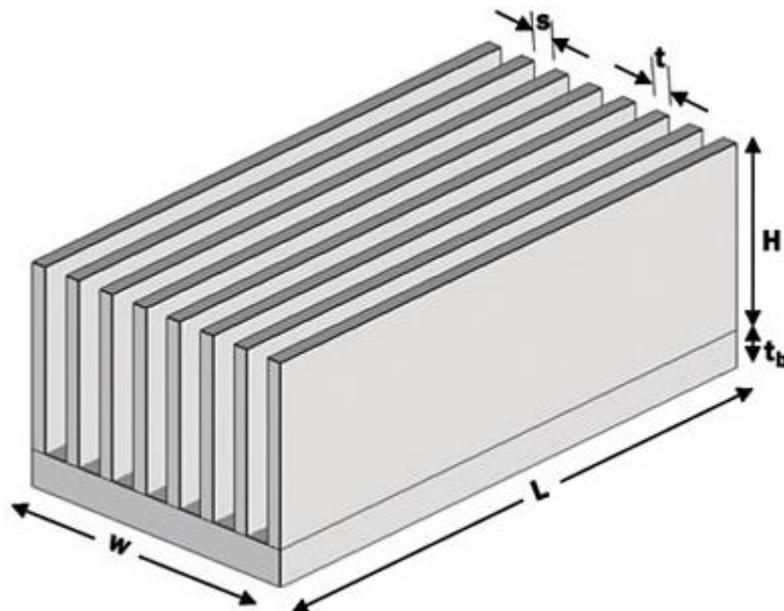


Figura 2.9 Disipador de aletas rectas.

Capítulo 3 . Fundamentos ANSYS Icepak

3.1. Introducción

Cada uno de los apartados de este capítulo, han sido extraídos del manual de usuario del programa **ANSYS Icepak** [5]. Tal y como se detalla en dicho manual, **ANSYS Icepak**, es un módulo de **ANSYS** específico para componentes y sistemas electrónicos.

Este software, es una potente herramienta que permite a los ingenieros de CAE modelar los diseños de sistemas electrónicos y llevar a cabo un estudio sobre la transferencia de calor y simulaciones de flujo de fluido. Esto permite aumentar la calidad de un producto y reducir, de manera significativa, su tiempo de lanzamiento al mercado.

El programa **ANSYS Icepak** es un completo sistema de gestión térmica, que puede ser utilizado para realizar cálculos, tanto a nivel de componentes, como a nivel de sistema. Gracias a este tipo de programas, existe la posibilidad de probar diseños conceptuales en condiciones de funcionamiento que podrían ser poco prácticos para ver su comportamiento.

Este programa utiliza la dinámica de fluidos computacional (CFD), **FLUENT**, como motor de cálculo para solucionar problemas térmicos y de flujo de fluidos. El generador de malla proporciona una flexibilidad completa; y permite resolver complejas geometrías, utilizando mallas no estructuradas. Los algoritmos de cálculo que utiliza, proporcionan cálculos robustos y rápidos.

Como se ve en el esquema de la figura 3.1, **ANSYS Icepak** se utiliza para construir la geometría y definir el modelo. El programa, también da la opción de importar el modelo y los datos de otros paquetes de CAD y CAE.

ANSYS Icepak a continuación, crea una malla para la geometría del modelo, ésta puede ser mejorada dependiendo de las características del problema. Una vez definida la malla y el modelo, pasa al bloque de dinámica de fluidos computacional para su simulación.

Los datos que devuelve el programa se pueden analizar utilizando el apartado de postproceso de **ANSYS Icepak**.

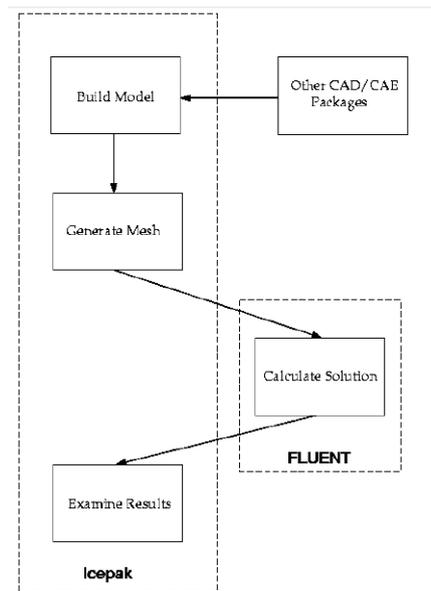


Figura 3.1 Esquema resolución del problema.

3.2. Preproceso

3.2.1. Modelización del problema

Definición de la cabina

El primer paso, una vez ejecutado el programa, es la definición de la cabina. Esta es el dominio, el cual, el programa va a discretizar, aplicar las ecuaciones y resolverlas para la obtención de los campos de velocidades y temperaturas del fluido. Para la definición de este espacio, hay que especificarle al programa las dimensiones y las condiciones de contorno. Es decir, si las paredes son abiertas o cerradas y por tanto hay intercambio de masa o no, si son adiabáticas y están a una temperatura conocida o si por el contrario están sometidas a un flujo de calor conocido. La elección de estas condiciones dependerá del problema que se quiera estudiar.

Construcción del modelo

A la hora de definir nuestro problema, comenzamos con la geometría. Este software da la posibilidad de definir todo tipo de componentes electrónicos tales como ventiladores, intercambiadores, disipadores y otros más básicos como bloques, placas y paredes, entre otros. Para su definición hay que especificar unas dimensiones y unas condiciones de contorno.

Continuando con el problema, el siguiente paso sería definir las cargas térmicas. Este programa nos da la opción de usar una fuente térmica para ello. Ésta nos puede proporcionar una temperatura conocida o un flujo de calor conocido según el tipo de problema que deseemos estudiar.

Propiedades de los materiales

En la creación del modelo, el programa define por defecto el material de los sólidos como aluminio (con unas propiedades determinadas) y los fluidos como aire. Si se quisieran modificar estos

materiales o sus propiedades, **ANSYS Icepak** cuenta con una amplia base de datos de distintos materiales, además da la opción de definir un material en el caso en que no se encuentre en esta lista.

3.2.2. Mallado

Una vez que se ha terminado de diseñar el modelo, se necesita generar la malla computacional que es utilizada como la base del proceso de cálculo. La malla consiste en elementos discretos situados a través de un dominio (cabina).

Dentro de cada elemento, **ANSYS Icepak** resuelve las ecuaciones que rigen el flujo y la transferencia de calor en éste. Una buena malla computacional es un elemento esencial para la obtención de una solución buena y precisa. Si el tamaño de malla general es demasiado gruesa, la solución resultante puede ser incorrecta. Si por el contrario la malla global es demasiado fina, el coste computacional puede llegar a ser prohibitivo. En resumen, el costo y la precisión de la solución dependen directamente de la calidad de la malla. **ANSYS Icepak** automatiza el procedimiento de generación de mallas, pero permite personalizar diferentes parámetros del mallado con el fin de refinar la malla y optimizar el equilibrio entre coste computacional y la exactitud de la solución.

Se pueden modificar distintos parámetros a nivel global (que afecta a toda la malla del dominio) o para que afecten sólo a objetos específicos. Esta flexibilidad proporciona una generación eficiente de la malla y permite que el proceso pueda influir en la medida que se desee. El procedimiento de mallado que **ANSYS Icepak** sigue, se basa en un conjunto de reglas que determinan como se malla cada tipo de objeto.

Como se observa en la figura 3.2 los elementos de malla son más pequeños cerca de los objetos para tener en cuenta los gradientes térmicos y de velocidades que a menudo están presentes cerca de los límites de un objeto. Por el contrario, los espacios abiertos entre objetos están mallados con los elementos de gran tamaño, para minimizar los costes computacionales.

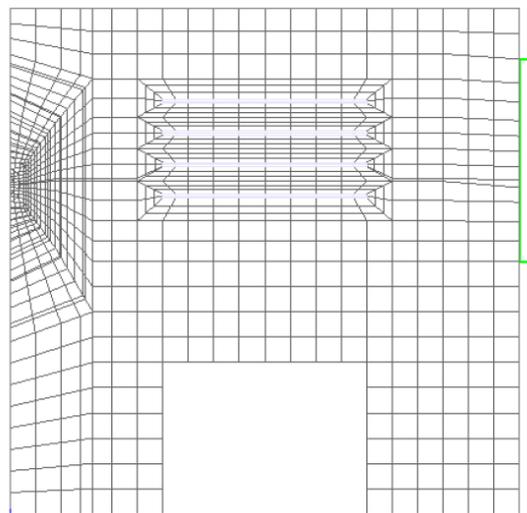


Figura 3.2 Ejemplo de malla con elementos de distintos tamaños.

Como se ha mencionado anteriormente, la calidad de la malla es uno de los aspectos más críticos de un modelo CFD. Una buena malla es esencial para obtener una buena solución.

Un buen acoplamiento requiere una resolución adecuada, suavidad, baja asimetría, y un número apropiado de elementos. Los principales requisitos pueden resumirse como sigue:

- La malla debe ser más fina en las zonas cercanas a objetos, donde los gradientes de temperatura y velocidad pueden ser muy grandes (por ejemplo, bloques o placas calentados).
- La relación de expansión de un elemento de malla a la siguiente, se debe mantener en el intervalo entre 2 y 5, aunque en algunas áreas críticas, un valor inferior podría ser mejor.
- Un elemento equilátero (cubo o tetraedro equilátero) es óptimo. Dado que generalmente no es posible tener sólo elementos óptimos, en su lugar debe centrarse en el mantenimiento de una relación de aspecto baja y forma regular (no sesgada) para cada elemento. Esto reducirá el número de elementos largos y delgados y el número de elementos distorsionados, los cuales pueden disminuir la exactitud y la desestabilización de la solución

Para evaluar la calidad de la malla, dentro del apartado de mallado está el botón de Quality como se puede ver en la figura 3.3.

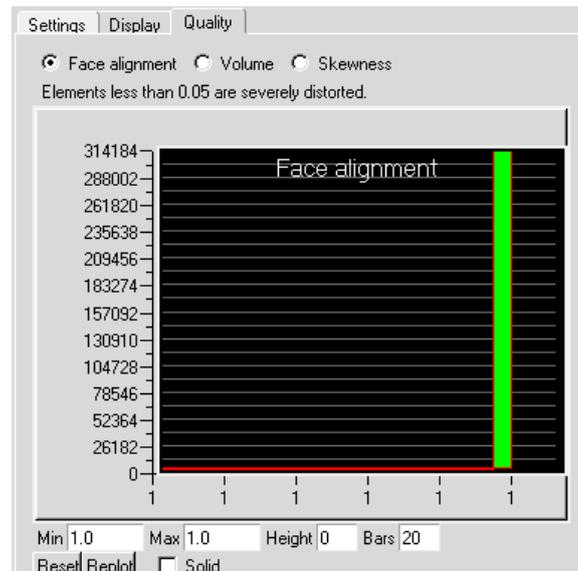


Figura 3.3 Indicadores de la calidad de la malla.

La alineación de las caras, es una medida de la calidad de la malla que se define como:

$$face\ alignment\ index = \overline{c_0 c_1} \cdot \vec{f}$$

donde c_0 y c_1 son los centroides de dos elementos adyacentes y \vec{f} es el vector normal entre las superficies de los dos elementos. En la figura 3.4 se muestra un ejemplo de la alineación entre las caras para el caso de 2D

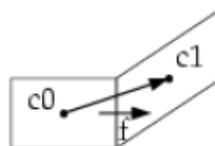


Figura 3.4 Definición de alineación de las caras.

Cuando el valor es la unidad indica una alineación perfecta, en cambio, valores inferiores a 0.15 indican una malla altamente distorsionada.

Otro indicador de calidad de malla es el volumen de los elementos, valores extremadamente pequeños, del orden de 10^{-12} pueden acarrear problemas en el momento de resolver.

El último indicador que aparece es la distorsión de los elementos, este parámetro es uno de los principales indicadores de la calidad de malla. Indica como de próximo, al elemento ideal, está el elemento. En la figura 3.5 se muestran los elementos que entendemos como ideales y los que aparecen distorsionados.

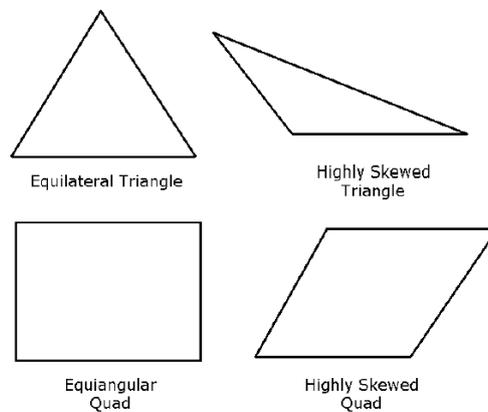


Figura 3.5 Elementos ideales y distorsionados.

De acuerdo con la definición de distorsión, el valor de uno, indica que el elemento es equilátero y esto es lo más deseable. Por el contrario, un valor igual a cero, indica una absoluta distorsión de elemento. Caras y celdas altamente distorsionadas son inaceptables para el modelo, ya que para la resolución de las ecuaciones, se asume que los elementos son relativamente ideales.

Tipos de generadores de malla en ANSYS Icepak

Hay dos tipos de generadores de malla disponibles, el “hex-dominant” y el “hexaedral”.

El hex-dominant es el generador de malla predeterminado, es un generador de malla no estructurada robusto y altamente automatizado que puede manejar mallas de tamaño y complejidad prácticamente ilimitada, genera mallas formadas principalmente por hexaedros, pero también incluye elementos triangulares o piramidales.

El mallador “hexaedral”, utiliza hexaedros exclusivamente para la construcción de la malla, esta malla generada, puede ser no estructurada (hexa- unstructured) o estructurada (hexa-cartesian)

El mallador “hex-dominant”, puede hacer todo lo que el mallador “hexahedral” puede hacer. Utiliza algoritmos de mallado avanzados para crear los elementos más adecuados para la generación de la malla, para adaptarse a las geometrías más generales CAD. El mallado “hexa-unstructured” es ampliamente utilizado y muy apropiada para ciertas situaciones, sin embargo, para modelos con geometrías complicadas que incluyen, por ejemplo, objetos esféricos o elipsoidales, el mallador “hex-dominant” (la opción por defecto), producirá por lo general un mejor acoplamiento de la malla. De hecho, si el modelo incluye forma de objetos CAD, elipsoides, elípticas, cilindros o conductos poligonales sólo se puede utilizar este tipo de generador.

El mallador “hexa-cartesian” puede crear elementos de mejor calidad para algunos problemas sencillos, pero tampoco se podrá utilizar en geometrías curvas o no alineada con los ejes modelo.

3.3. Proceso de cálculo

Una vez construido el modelo y generada la malla, se puede calcular la solución del problema. El programa permite especificar una serie de parámetros para controlar el proceso de solución y monitorizarla.

Las funciones que son necesarias definir para el proceso de resolución se encuentran en el menú “solve”.

Como se ha indicado en la figura 3.1 el programa utiliza Fluent para el cálculo de la solución del problema. Fluent es un CFD basado en el método de los volúmenes finitos.

El método de los volúmenes finitos permite discretizar y resolver numéricamente ecuaciones diferenciales. Este método emplea directamente las ecuaciones de conservación en su forma integral. Considérese una malla de discretización del espacio fluido, en torno a cada punto se construye un volumen de control que no se solapa con los de los puntos vecinos, de forma que el volumen total fluido resulta ser igual a la suma de todos estos volúmenes de control considerados. El método de los volúmenes finitos se basa en resolución de las ecuaciones de conservación de la masa, de la cantidad de movimiento y la energía, integrándolas sobre cada uno de los volúmenes de control. Lo cual, entrega como resultado una versión discretizada de dicha ecuación. Para realizar la integración, se requiere especificar perfiles de variación de las variables dependientes entre los puntos de la malla, a fin de poder evaluar las integrales resultantes. La principal propiedad del sistema de ecuaciones discretizadas resultante, es que la solución obtenida satisface en forma exacta las ecuaciones de conservación consideradas, independientemente del tamaño de la malla.

En la figura 3.6 se muestran las diferentes opciones que da el programa para el cálculo de las soluciones

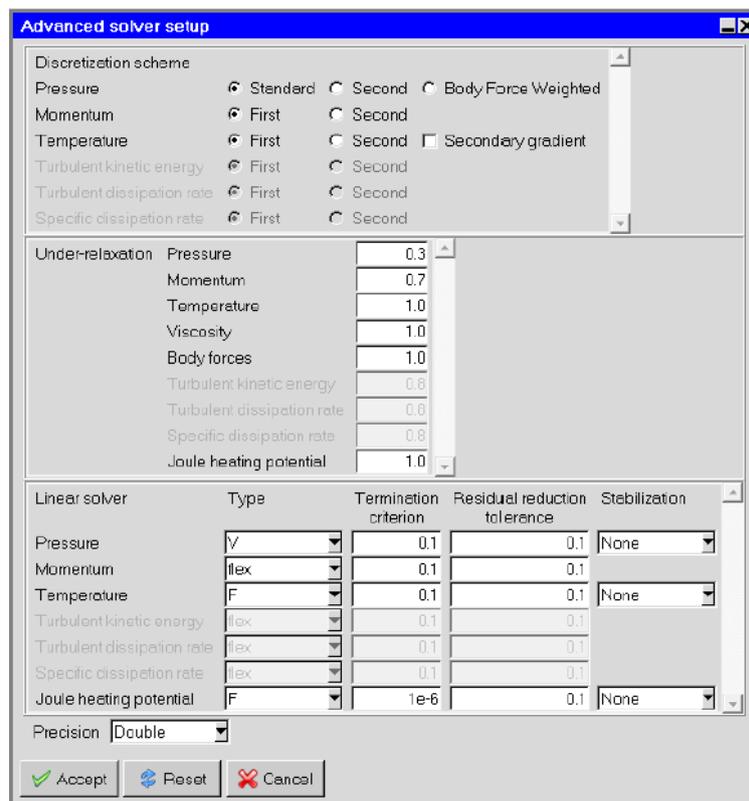


Figura 3.6 Opciones solucionador avanzado.

Esquema de discretización

El programa permite elegir el esquema de discretización de los términos convectivos de cada una de las ecuaciones de gobierno.

Por defecto, todas las ecuaciones excepto la de la presión, se resuelven utilizando un esquema de primer orden, este esquema proporciona una solución rápida y precisa. Los esquemas de segundo orden están disponibles para los casos en los que se necesite una mayor precisión en la solución, ya que su principal inconveniente es que tardan más en converger, aumentando así el tiempo de cálculo. La ecuación de la presión se resuelve mediante el esquema estándar. El esquema Body Force Weighted también está disponible, pero se recomienda que se mantenga el esquema estándar por defecto para la mayoría de casos.

Para la ecuación de la temperatura, la opción de gradiente secundario se utiliza para incluir o excluir los gradientes de temperaturas en el esquema de discretización. Los gradientes secundarios pueden ser importantes si no se utilizan mallas cartesianas. Por defecto, se excluyen los gradientes secundarios.

Factores de relajación

ANSYS Icepak utiliza relajación para controlar la actualización de las variables calculadas en cada iteración.

Debido a la no linealidad del conjunto de ecuaciones, es necesario reducir el cambio de una variable de una iteración a la siguiente. Esto es, a lo que se refiere con relajación. Por ejemplo, si el factor de presión de relajación es 0.3, el cambio en el valor de la presión de una iteración a la siguiente quedará limitada al 30% de la diferencia entre el valor inicial y el valor recién calculado. Estos valores, que aparecen por defecto, son adecuados para muchos problemas, pero para algunos problemas particularmente no lineales (por ejemplo, algunos flujos turbulentos o problemas de convección natural con alto número de Rayleigh) es prudente reducir estos factores. Es una buena práctica comenzar utilizando los valores por defecto, y si la solución muestra un comportamiento inestable o divergente, proceder entonces a modificar estos valores. Por último, hay que tener en cuenta que valores inapropiados hacen que disminuya la velocidad de convergencia.

Esquema de multigrad

ANSYS Icepak utiliza un esquema de multigrad para acelerar la convergencia de la solución. Es posible ajustar los parámetros relacionados con el solucionador multigrad en la configuración avanzada del solucionador, que aparece en la figura 3.6, aunque es recomendable dejar los valores que aparecen por defecto para la gran mayoría de casos.

Precisión

Por último, se puede elegir entre precisión simple y precisión doble. Para la mayoría de los casos, el solucionador de precisión simple será suficientemente precisa, sin embargo existen ciertos tipos de problemas que pueden beneficiarse del uso de una precisión doble. Para nuestro caso de estudio, al tratarse de un problema de convección natural se usará precisión doble, ya que aunque tarda más tiempo en converger, entrega mejores resultados.

En el presente trabajo se va a realizar el estudio de los mecanismos de transmisión de calor por convección natural y radiación, por tanto, se va a hacer una breve descripción de como el programa modeliza y que aproximaciones se van a utilizar para estos dos mecanismos.

Flujos producidos por las fuerzas de flotación y convección natural

Continuando con la teoría vista en el Capítulo 2, la importancia de las fuerzas de flotación en el flujo de convección mixta se puede determinar mediante el cociente entre el número de Grashof y el número de Reynolds:

$$\frac{Gr}{Re^2} = \frac{g\beta\Delta TL}{\nu^2} \quad (3.1)$$

Cuando este número se aproxima o excede de la unidad, se debe esperar una importante flotación en la corriente. Si por el contrario este número es muy pequeño, puede llegar a despreciarse en la simulación. En la convección natural pura, la fuerza de flotación inducida en la corriente se mide mediante el número Rayleigh:

$$Ra = \frac{g\beta\Delta TL^5\rho}{\mu\alpha} \quad (3.2)$$

donde β es un coeficiente de expansión térmica:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{d\rho}{dT} \right) \quad (3.3)$$

y α es la difusividad térmica:

$$\alpha = \frac{k}{\rho c_p} \quad (3.4)$$

Un número Rayleigh inferior a 10^8 indica una fuerza de flotación tal que da lugar a un flujo laminar, la transición hacia un flujo turbulento se produce en un rango de $10^8 < Ra < 10^{10}$.

ANSYS Icepak utiliza, tanto el modelo Boussinesq como la ley del gas ideal, en el cálculo del flujo de convección que se describen a continuación:

El modelo Boussinesq

De forma predeterminada, **ANSYS Icepak** utiliza el modelo Boussinesq en flujos de convección natural. Este modelo trata la densidad como un valor constante en todas aquellas ecuaciones resueltas, excepto el término de flotación en la ecuación de la cantidad de movimiento:

$$(\rho - \rho_0)g \approx -\rho_0\beta(T - T_0)g \quad (3.5)$$

Donde ρ_0 es la densidad del flujo (constante), T_0 es la temperatura de operación, y β es el coeficiente de expansión térmica. La ecuación anterior se obtiene a partir de la aproximación de Boussinesq $\rho = \rho_0(1 - \beta\Delta T)$ para así eliminar el término de flotación. Esta aproximación es correcta siempre que los cambios en la densidad real sean pequeños.

Ley del gas ideal incompresible

Cuando se elige la opción de definir una densidad utilizando la ley de los gases ideales en **ANSYS Icepak**, el programa calculará la densidad como:

$$\rho = \frac{p_{op}}{\frac{R}{M}T} \quad (3.6)$$

Donde R, es la constante universal de los gases, y p_{op} se define como la presión operativa en el panel de configuración avanzada del problema. De esta forma, la densidad depende únicamente de la presión de operación y no de la temperatura local o del peso molecular.

Radiación

Entre las aplicaciones en las que es apropiado usar la radiación, a la hora de realizar las simulaciones, se incluyen las siguientes:

- Calentamiento o enfriamiento entre superficies debido al calor por radiación.
- Combinación de los distintos tipos de mecanismos de transmisión de calor: radiación, convección y/o conducción.

Se debe incluir la radiación en las simulaciones cuando el flujo de calor radiado $Q_{rad} = \sigma(T_{max}^4 - T_{min}^4)$ es importante en relación a la convección o conducción. Normalmente, esto ocurre a altas temperaturas, ya que al depender el flujo de calor de las temperaturas absolutas, a la cuarta potencia, hace que este mecanismo de transmisión de calor sea muy importante en estos casos.

La radiación, también es más importante en los problemas de convección natural en comparación con los problemas de convección forzada, como se demostrará en futuros capítulos.

El modelo de radiación que utiliza **ANSYS Icepak** por defecto, es el modelo de Surface-to-Surface. Éste es válido en problemas en los que intervienen superficies grises y difusas, y en los que el medio no participa, por este motivo es el que usaremos en este trabajo.

El flujo de energía que deja una superficie dada, está compuesto de una parte emitida directamente debido a su temperatura y otra parte reflejada. El flujo de energía reflejado, depende de la energía que incide sobre la superficie, proveniente del resto de superficies que la rodean.

La energía emitida y reflejada de una superficie k se puede escribir como:

$$q_{out,k} = \varepsilon_k \sigma T_k^4 + \rho_k q_{in,k} \quad (3.7)$$

Donde $q_{out,k}$ es el flujo de energía que sale de la superficie, ε_k es la emisividad, σ es la constante de Boltzmann y $q_{in,k}$ es el flujo de energía incidente en la superficie proveniente del resto de superficies.

La cantidad de energía incidente sobre una superficie desde las otras superficies, es función de los factores de forma F_{ij} . El factor de forma F_{ij} , es la fracción de energía saliente de la superficie k, que incide en la superficie j. El flujo de energía incidente, $q_{in,k}$, puede expresarse de la siguiente manera a partir de los flujos salientes del resto de superficies:

$$A_k q_{in,k} = \sum_{j=1}^N A_j q_{out,j} F_{jk} \quad (3.8)$$

Donde A_k , es el área de la superficie k y F_{jk} , es el factor de forma entre la superficie k y la superficie j . Para N superficies y usando la propiedad de reciprocidad de los factores de forma dados por:

$$A_j F_{jk} = A_k F_{kj} \text{ para } j=1,2,3,\dots, N. \quad (3.9)$$

Se llega a la siguiente expresión

$$q_{in,k} = \sum_{j=1}^N F_{kj} q_{out,j} \quad (3.10)$$

$$J_k = E_k + \rho_k \sum_{j=1}^N F_{kj} J_j \quad (3.11)$$

$$KJ = E \quad (3.12)$$

Donde K es una matriz $N \times N$, J es el vector de radiosidad y E el vector de emitancias.

La expresión para los factores de forma entre dos superficies finitas, i y j , es la que se muestra a continuación:

$$F_{ij} = \frac{1}{A_i} \int_{A_i} \int_{A_j} \frac{\cos\theta_i \cos\theta_j}{\pi r^2} \delta_{ij} dA_i dA_j \quad (3.13)$$

Donde δ_{ij} está determinado por la visibilidad de dA_j , con dA_i . De manera que $\delta_{ij} = 1$ si es visible con dA_i y 0 en cualquier otro caso.

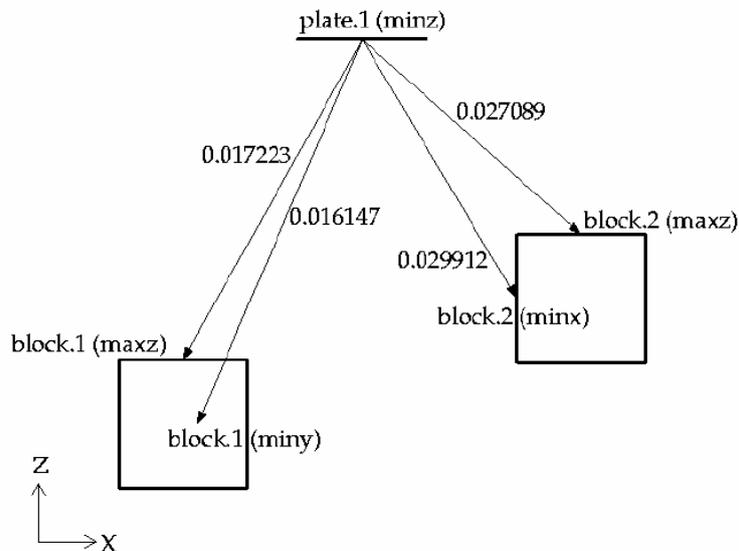


Figura 3.7 Factores de forma entre una placa y dos bloques.

3.4. Postproceso

En el postproceso se analizan los resultados lanzados por el módulo de cálculo, el programa da la posibilidad de presentar estos resultados en forma de simulación, mediante códigos de colores, o de forma numérica, mediante la elaboración de informes que muestran tablas y graficas con resultados.

La barra de herramientas para el postproceso es la que se muestra en la figura 3.8



Figura 3.8 Barra de herramientas para el postproceso.

En la figura 3.9 se muestra la descripción de cada una de las opciones del postproceso.

- **Object face** () enables you to display results on object faces in the model.
- **Plane cut** () enables you to display results on cross-sections of the model.
- **Isosurface** () enables you to display results on defined isosurfaces in the model.
- **Point** () enables you to display results at points in the model.
- **Surface probe** () enables you to display results at a point on a surface in the model.
- **Variation plot** () enables you to plot a variable along a line through the model.
- **History plot** () enables you to plot solution variable histories over time.
- **Trials plot** () enables you to plot trial solution variables.
- **Transient settings** () opens the **Postprocessing time** panel where you can set parameters for transient simulations.
- **Load solution ID** () enables you to select a specific solution set to be examined.
- **Summary report** () opens the **Define summary report** panel where you can specify a summary report for a variable on any or all objects in your ANSYS Icepak model.
- **Power and temperature values** () opens the **Power and temperature limit setup** panel where you can compare the temperature values of objects with the temperature limits.

Figura 3.9 Opciones postproceso.

Capítulo 4 . Determinación de la “emitancia efectiva del canal”. Validación del método seguido con los resultados obtenidos por Bilitzky

4.1. Introducción

Una superficie, por el hecho de tener una temperatura superior al cero absoluto, emite calor en forma de radiación térmica a las superficies que la rodean, de acuerdo a la ley de Stefan-Boltzmann. Esta relación se aplica también para superficies aleteadas, pero hay que prestar especial atención a la formulación de estas ecuaciones de intercambio de calor por radiación en los canales en forma de U. Este canal viene representado en la figura 4.1 y son característicos de las superficies con aletas rectas, que son el caso de estudio de este trabajo.

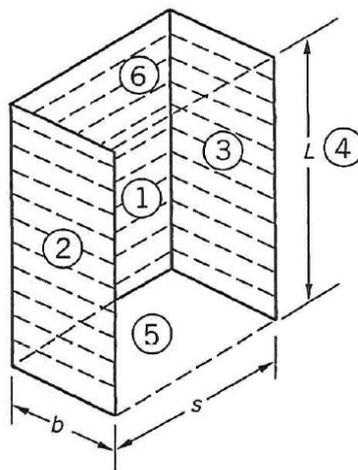


Figura 4.1 Canal en forma de U.

En estos canales, sólo una parte de la energía radiada por la superficie que se encuentra entre las aletas (superficie 1), fluye directamente al ambiente (superficie 4,5 y 6), el resto de la energía será interceptada por las paredes del canal y será reflejada o absorbida por las mismas.

Lo mismo pasará con las paredes de las aletas, parte de la radiación la emitirán al ambiente y parte la emitirán a la base.

Para determinar de forma correcta, la energía neta intercambiada entre el disipador y el ambiente, se requiere un cuidadoso y detallado análisis de la energía que incide, que se emite y que se refleja en las distintas superficies. Este análisis se puede ver en el apartado de radiación que aparece en el Capítulo 2 de este trabajo.

4.2. Definición de emitancia efectiva del canal. Curvas obtenidas por Bilitzky

Para facilitar la evaluación del calor transmitido, debido a la radiación, es conveniente relacionar el calor total emitido por todas las superficies con el que emite la superficie 1. Para ello usamos la expresión (4.1) que aparece a continuación, y que en la bibliografía recibe el nombre de emitancia efectiva del canal.

$$\hat{E} = \frac{Q_T}{\sigma \cdot S_1 \cdot (T_1^4 - T_0^4)} \quad (4.1)$$

En esta expresión, Q_T representa el calor neto por radiación que las superficies emiten al ambiente. Se puede comprobar, que si las superficies 2 y 3 no emitieran ni absorbieran energía, y por tanto toda la emitida por 1 fuera al ambiente, la emitancia efectiva del canal tomaría el valor de 1.

En el trabajo de Bilitzky (1986), descrito por Kraus y Bar-Cohen en [4], se obtienen de forma analítica los valores de \hat{E} para diferentes geometrías y emisibilidades de las superficies del canal. Estos resultados se recogen en las figuras 4.2 a 4.5:

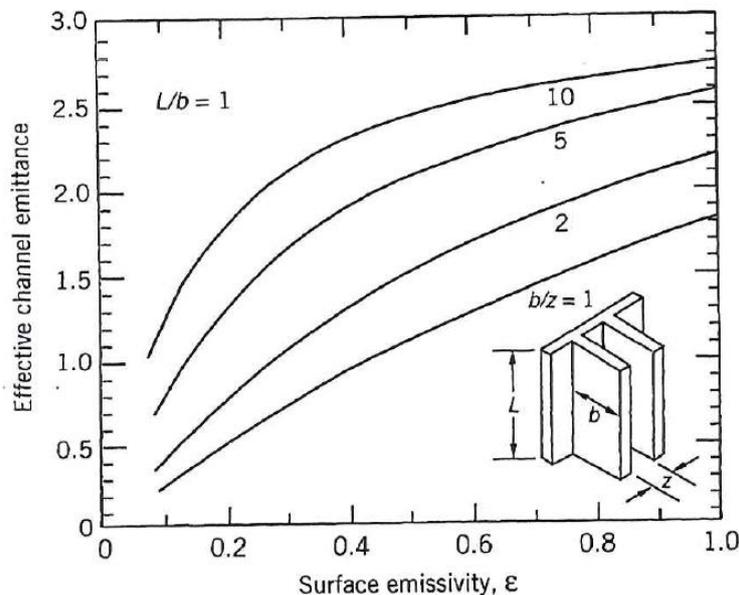


Figura 4.2 Emitancia efectiva del canal para $L/b = 1$.

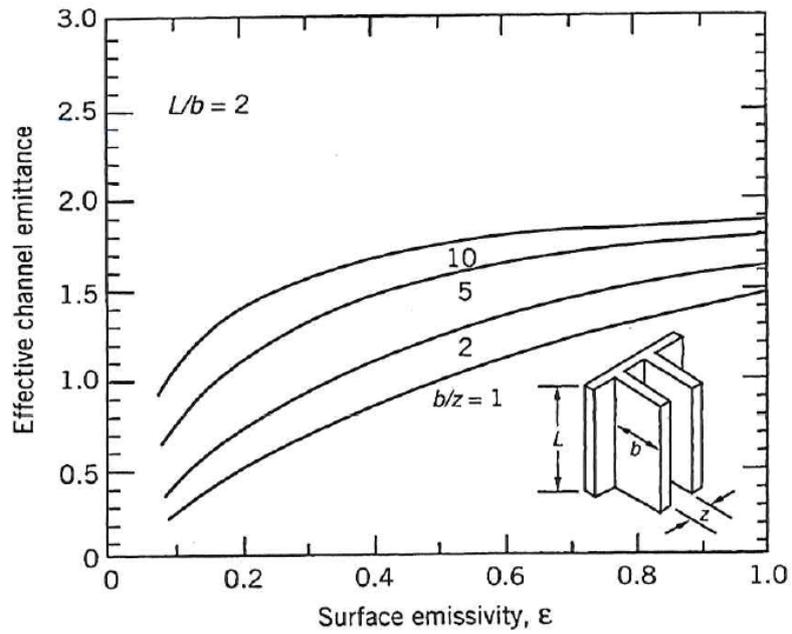


Figura 4.3 Emitancia efectiva del canal para $L/b = 2$.

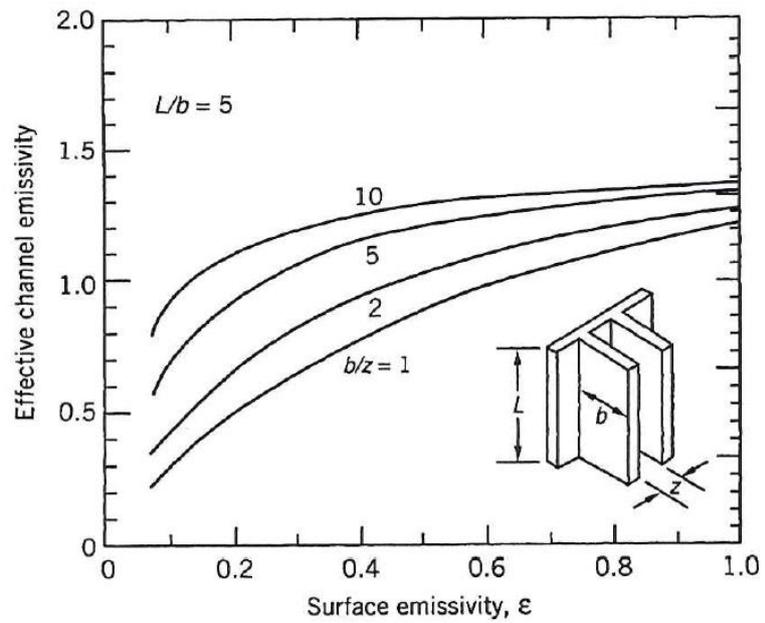


Figura 4.4 Emitancia efectiva del canal para $L/b = 5$.

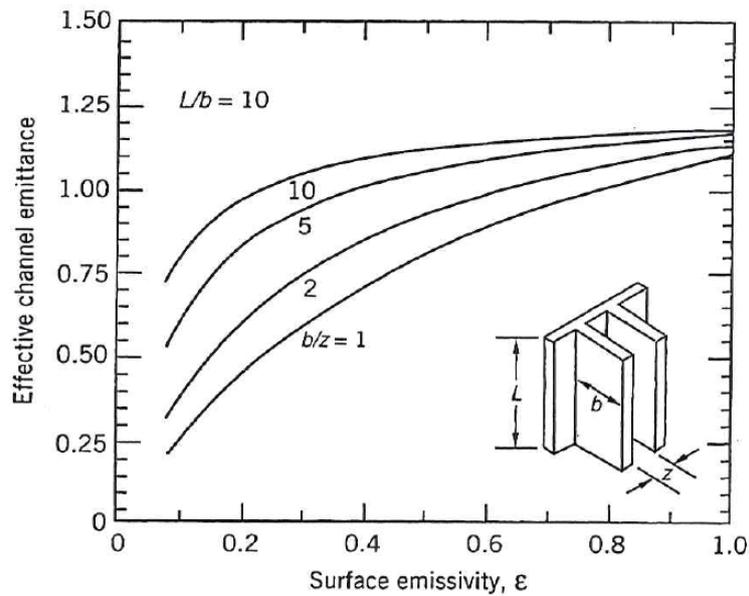


Figura 4.5 Emitanza efectiva del canal para $L/b = 10$.

Tal y como recogen estos autores en [4] y atendiendo a las curvas obtenidas por Bilitzky; se observa que, como era de esperar, al aumentar las emisibilidades de las superficies aumentan los valores de \hat{E} , y por tanto, el calor disipado al ambiente por cada una de las superficies del canal. Este aumento de \hat{E} también se produce al aumentar el ancho del canal, es decir, al incrementar los valores de b/z .

Algo sorprendente es, que a consecuencia de la definición de la emitanza efectiva del canal, que incluye la transmisión de la radiación por la parte superior e inferior (superficies 5 y 6 respectivamente), además del extremo frontal abierto (superficie 4), se puede ver que \hat{E} alcanza valores sustancialmente superiores a la unidad para canales cortos y relativamente profundos, con valores de L/b próximos a la unidad.

Este comportamiento se debe principalmente a las grandes áreas abiertas en la parte superior e inferior del canal. La relación de la superficie frontal con las zonas superior e inferior es directamente proporcional a L/b . Para valores pequeños de este parámetro la superficie superior e inferior del canal no se pueden despreciar en el cálculo de la radiación emitida.

4.3. Curvas obtenidas mediante métodos numéricos. ANSYS Icepak

4.3.1. Introducción

En este apartado se va a calcular de forma numérica, haciendo uso del software **ANSYS Icepak**, el calor disipado por radiación en un canal en forma de U, donde las paredes se van a considerar isoterms.

Se va a obtener la emitancia efectiva del canal para diferentes geometrías y variando la emisividad del material, desde 0.1 que representaría un cuerpo gris hasta 1, lo que supondría que el cuerpo fuera negro.

Una vez se hayan obtenido estas curvas de forma numérica, se compararán con las obtenidas por Bilitzky de forma analítica, para ver si existen grandes diferencias.

4.3.2. Modelizado

Para realizar el estudio que nos interesa, lo primero que hay que hacer es modelizar el problema en cuestión, para ello se define una geometría y unas condiciones de contorno.

Comenzando con la geometría, se va a crear un canal en forma de U similar al de la figura 4.1 de este capítulo, para ello vamos a definir en el software un cubo de diferentes dimensiones dependiendo del caso estudiado. De las seis caras, tres serán paredes, que representaran la base y los dos laterales del canal. Las otras tres superficies se van a definir como abiertas, es decir, el programa las va a representar como ambiente con una temperatura ambiente definida y una emisividad de 1.

En cuanto a las condiciones de contorno, las tres paredes que representan la base y laterales del canal van a ser isotermas y se les va a poner de condición de contorno una temperatura de 353K. Para las tres caras que representan el ambiente se va a tomar una temperatura de 293,15K.

4.3.3. Importancia de la malla

Una vez definido el problema, el siguiente paso es el de mallar el modelo para su resolución. Dada la simplicidad de la geometría, se va a utilizar un mallado estructurado. La duda surge con la elección del tamaño de los elementos de la malla, con el fin de llegar a un equilibrio entre la precisión de la solución y el tiempo de cálculo invertido para ello, que es el principal dilema de los programas de cálculo.

Para ello, se va a resolver un caso concreto con diferente tamaño de los elementos de la malla y se compararán los resultados obtenidos, para determinar cómo afecta la malla a la solución.

En el primer caso, se va a utilizar una malla estructurada basta, formado por 8 elementos y 27 nodos que se muestra en la figura 4.6.

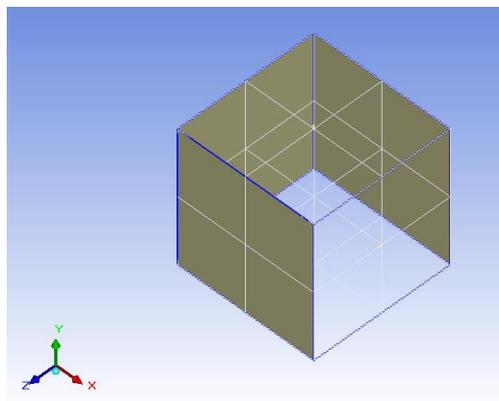


Figura 4.6 Malla compuesta de 8 elementos.

Con las características de la malla, detalladas anteriormente, se ha calculado el valor de los calores emitidos por cada una de las superficies. Estos valores vienen recogidos en la tabla 4.1.

Tabla 4.1 Calor disipado por cada superficie utilizando una malla de 8 elementos.

Superficie	Área (m^2)	Q_{rad} (W)
1	1	43.419
2	1	43.416
3	1	43.415

En comparación al caso anterior, se va a usar una malla también estructurada, pero mucho más fina, para ver como varían los resultados. Esta nueva malla va a estar formada por 8000 elementos y 9261 nodos. Esta malla es la que aparece en la figura 4.7.

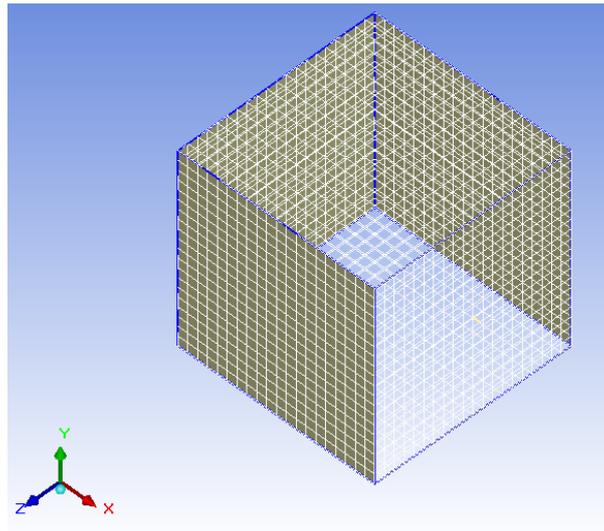


Figura 4.7 Malla de 8000 elementos.

Para este nuevo caso de estudio los resultados obtenidos se recogen en la tabla 4.2.

Tabla 4.2 Calor disipado por cada superficie con una malla de 8000 elementos.

Superficie	Área (m^2)	Q_{rad} (W)
1	1	43.419
2	1	43.416
3	1	43.415

Como se puede observar no hay variación en los resultados obtenidos con las diferentes mallas, esto es debido a las características del problema. Al tratarse de superficies isoterma, es indiferente el número de nodos que se encuentren en cada superficie porque la temperatura siempre es la misma.

Por tanto, se puede concluir que la precisión de los resultados es independiente del número de elementos de la malla. Y por ello, se va a utilizar la de menor número de elementos para agilizar el cálculo.

4.3.4. Factores de forma

Dentro de la amplia información que nos puede proporcionar este software, se encuentran los factores de forma. Para su determinación, el programa utiliza las expresiones mostradas en el epígrafe 3.3, en el apartado dedicado a la radiación de este trabajo.

En la figura 4.8, se representa como el programa muestra estos factores entre las diferentes superficies, indicando las superficies con las que interactúa cada una de las superficies y dicho valor.

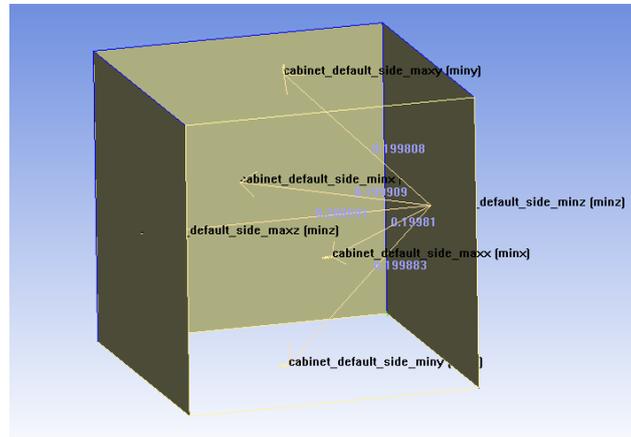


Figura 4.8 Ejemplo de factores de forma.

Cuando el programa calcula estos valores, se genera un archivo en el cual se almacenan los valores de dichos factores. Estos pueden ser exportados a otro programa para su uso.

Si se reordenan estos factores en forma de matriz se obtiene la tabla 4.3:

Tabla 4.3 Factores de forma dimensiones l=b=z= 1 m.

	0	1	2	3	4	5
0 (min x)	0	0.1999	0.1999	0.1998	0.2006	0.1997
1 (min z)	0.1999	0	0.2006	0.1998	0.1998	0.1999
2 (max z)	0.1999	0.2006	0	0.1998	0.1998	0.1999
3 (max y)	0.1998	0.1998	0.1998	0	0.1999	0.2007
4 (max x)	0.2006	0.1998	0.1998	0.1999	0	0.1999
5 (min y)	0.1997	0.1999	0.1999	0.2007	0.1999	0

Se puede observar, como para esta geometría nada distorsionada, se obtienen unos valores muy similares. También se observa que cumplen las propiedades de los factores de forma, es decir, la de reciprocidad y que su sumatorio es igual a la unidad para cada superficie. Esto valida los resultados proporcionados por el programa.

Si se comparan los factores de forma mostrados anteriormente, los cuales eran de una geometría con las tres dimensiones iguales, con otra geometría más distorsionada (figura 4.9 y tabla 4.4) se puede ver como varían significativamente.

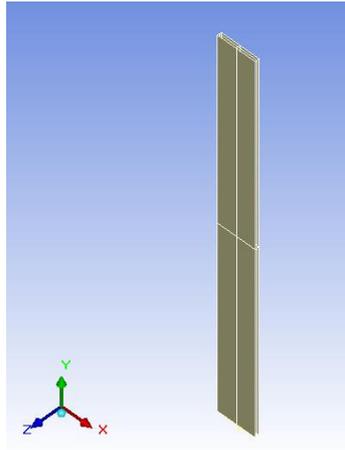


Figura 4.9 Factores de forma geometría distorsionada.

En este caso los factores de forma obtenidos serán los de la tabla 4.4.

Tabla 4.4 Factores de forma dimensiones $L=1$; $b=0.1$; $z=0.01$ m.

	0	1	2	3	4	5
0 (min x)	0	0.4733	0.4733	0.0032	0.0470	0.0031
1 (min z)	0.0473	0	0.8960	0.0047	0.0473	0.0047
2 (max z)	0.0473	0.8960	0	0.0047	0.0473	0.0047
3 (max y)	0.0322	0.4675	0.4675	0	0.0322	0.0005
4 (max x)	0.0470	0.4733	0.4733	0.0032	0	0.0031
5 (min y)	0.0314	0.4683	0.4683	0.0005	0.0314	0

4.3.5. Casos estudiados

Para la obtención de las curvas, se van a analizar cuatro casos de los mostrados anteriormente en las figuras 4.2 a 4.5. Para cada uno de ellos, se variarán los parámetros geométricos dependiendo del caso.

La construcción del modelo y las condiciones de contorno serán las que se han descrito en el epígrafe 4.3.2 sobre el modelizado.

Por otro lado, como se ha justificado en el apartado sobre mallado, se va a utilizar la malla más simple posible (en todos los casos va a ser la misma) y va a estar formada por 8 elementos y 27 nodos.

Finalmente, para cada uno de los casos, se muestran los resultados en la tabla 4.5 a la 4.8. En dichas tablas vienen recogidos los calores emitidos por las superficies 1,2 y 3 al ambiente. También aparece el denominador de la expresión de la emitancia efectiva (den) y por último, los valores obtenidos de forma numérica de las emitancia efectiva del canal.

Caso 1. $L=1$; $b=1$; $z=1$ (m).

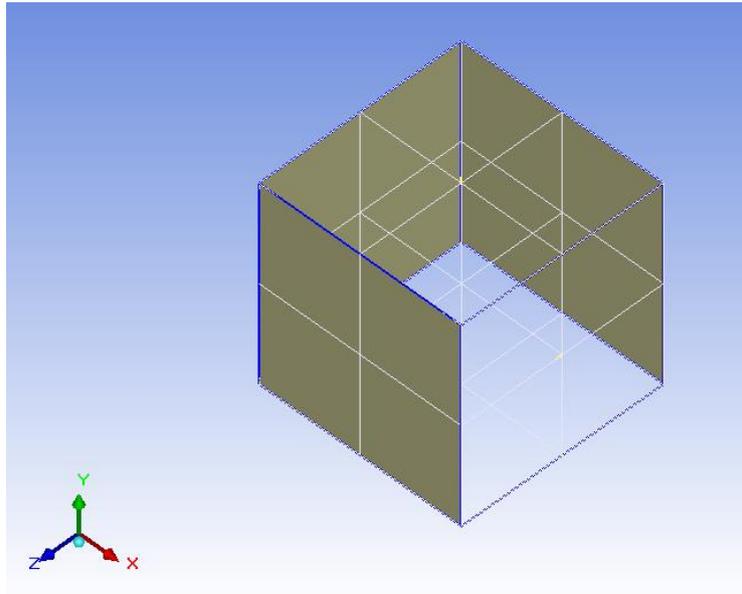


Figura 4.10 Geometría caso 1.

Los resultados obtenidos para este caso estudiado vienen recogidos en la tabla 4.5.

Tabla 4.5 Emitancia efectiva del canal del caso 1.

ε	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1
$Q_1(W)$	43.42	81.74	115.79	146.26	173.70	198.50	221.10	241.67	260.60	277.96
$Q_2(W)$	43.42	81.72	115.75	146.20	173.60	198.40	220.90	241.46	260.30	277.65
$Q_3(W)$	43.42	81.72	115.75	146.20	173.60	198.40	220.90	241.46	260.30	277.65
$Q_T(W)$	130.25	245.18	347.29	438.66	520.90	595.30	662.90	724.59	781.20	833.26
$Den(W)$	462.52	462.52	462.52	462.52	462.52	462.52	462.52	462.52	462.52	462.52
\hat{E}	0.28	0.53	0.75	0.95	1.13	1.29	1.43	1.57	1.69	1.80

Caso 2. $L=1$; $b=1$; $z=0.1$ (m).

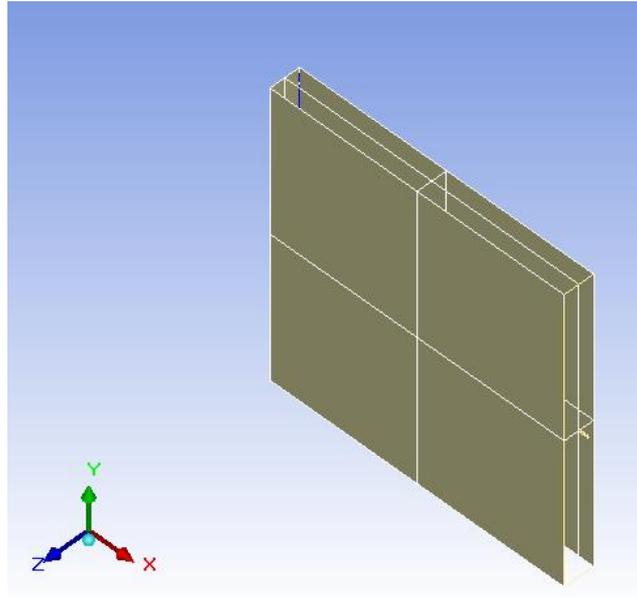


Figura 4.11 Geometría caso 2.

Los resultados obtenidos para este caso estudiado vienen recogidos en la tabla 4.6.

Tabla 4.6 Emitancia efectiva del canal del caso 2.

ε	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1
$Q_1(W)$	2.82	4.00	4.68	5.10	5.41	5.64	5.82	5.96	6.09	6.19
$Q_2(W)$	28.21	39.80	46.43	50.53	53.39	55.52	57.05	58.33	59.34	60.19
$Q_3(W)$	28.11	39.80	46.35	50.47	53.34	55.45	57.04	58.31	59.34	60.19
$Q_T(W)$	59.14	83.60	97.46	106.10	112.14	116.61	119.91	122.60	124.77	126.57
$Den(W)$	46.25	46.25	46.25	46.25	46.25	46.25	46.25	46.25	46.25	46.25
\hat{E}	1.28	1.81	2.11	2.29	2.42	2.52	2.59	2.65	2.70	2.74

Caso 3. $L=1$; $b=0.1$; $z=0.1$ (m).

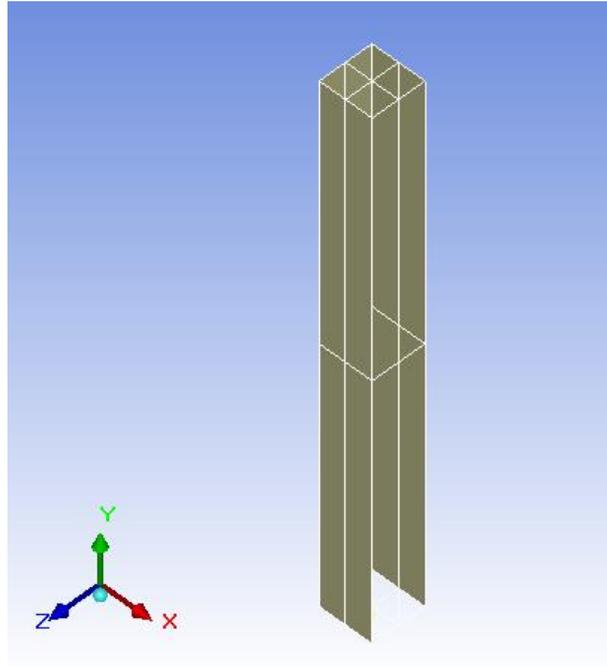


Figura 4.12 Geometría caso 3.

Los resultados obtenidos para este caso estudiado vienen recogidos en la tabla 4.7.

Tabla 4.7 Emitancia efectiva del canal del caso 3.

ε	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
$Q_1(W)$	4.01	7.09	9.58	11.65	13.44	15.02	16.46	17.77	19.00	20.18
$Q_2(W)$	3.92	6.76	8.92	10.57	11.88	12.91	13.75	14.41	14.95	15.37
$Q_3(W)$	3.92	6.76	8.92	10.57	11.88	12.91	13.75	14.41	14.95	15.37
$Q_T(W)$	11.85	20.61	27.42	32.79	37.20	40.84	43.96	46.59	48.90	50.92
$Den(W)$	46.25	46.25	46.25	46.25	46.25	46.25	46.25	46.25	46.25	46.25
\hat{E}	0.26	0.45	0.59	0.71	0.80	0.88	0.95	1.01	1.06	1.10

Caso 4. $L=1$; $b=0.1$; $z=0.01$ (m).

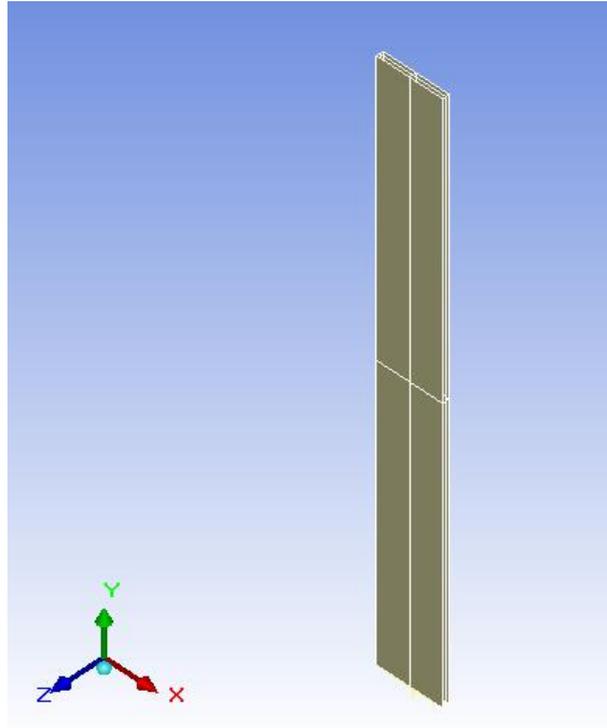


Figura 4.13 Geometría caso 4.

Los resultados obtenidos para este caso estudiado vienen recogidos en la tabla 4.8.

Tabla 4.8 Emitancia efectiva del canal del caso 4.

ϵ	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
$Q_1(W)$	0.20	0.22	0.23	0.24	0.24	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25
$Q_2(W)$	2.00	2.19	2.35	2.45	2.51	2.55	2.56	2.59	2.61	2.63
$Q_3(W)$	1.97	2.18	2.34	2.44	2.49	2.54	2.56	2.59	2.61	2.63
$Q_T(W)$	4.16	4.59	4.91	5.13	5.24	5.33	5.37	5.43	5.46	5.50
$Den(W)$	4.63	4.63	4.63	4.63	4.63	4.63	4.63	4.63	4.63	4.63
\hat{E}	0.90	0.99	1.06	1.11	1.13	1.15	1.16	1.17	1.18	1.19

4.4. Comparación de las curvas obtenidas numéricamente y las obtenidas analíticamente por Bilitzky

En las figuras 4.14 y 4.15, se comparan los valores de las emitancias efectivas obtenidos para cada uno de los casos estudiados numéricamente, con las obtenidas analíticamente por Bilitzky y que vienen recogidas en [4].

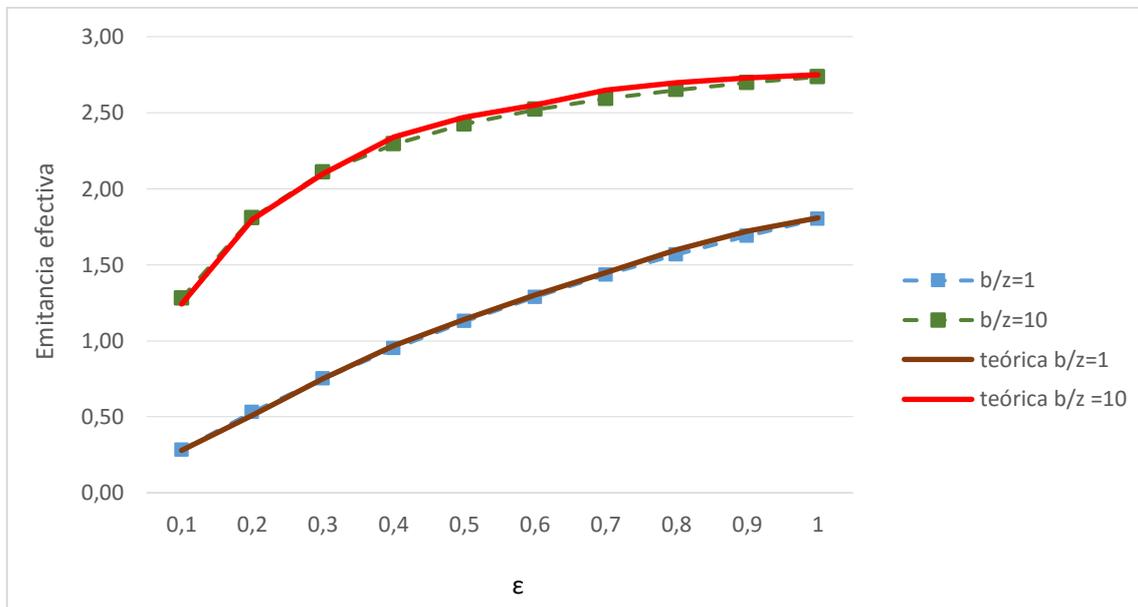


Figura 4.14 Comparación curvas de Bilitzky con las obtenidas numéricamente en los casos 1 y 2.

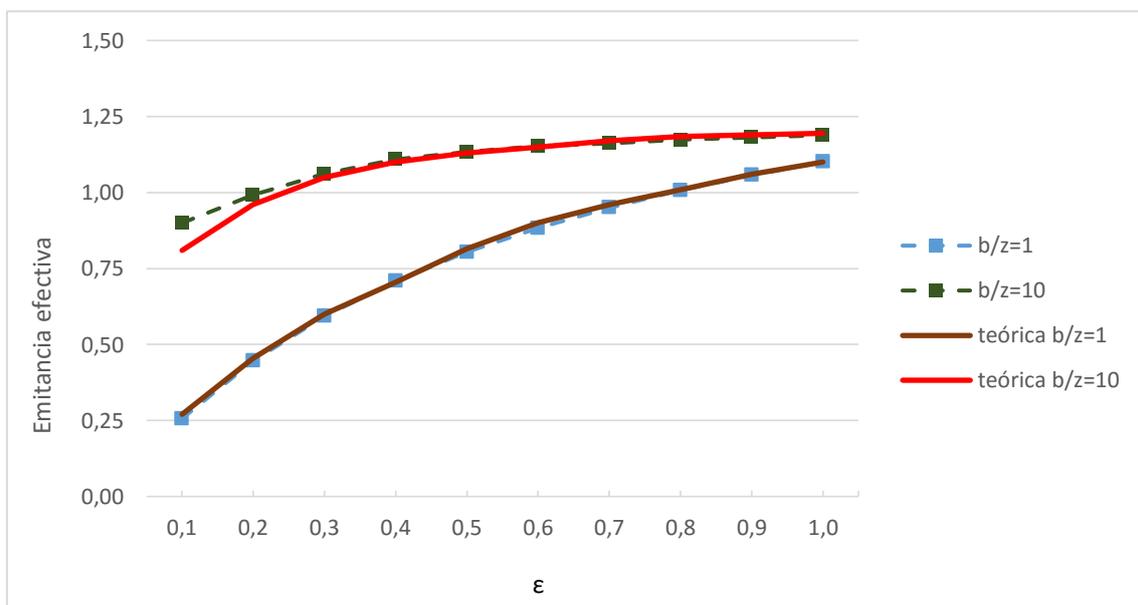


Figura 4.15 Comparación curvas de Bilitzky con las obtenidas numéricamente en los casos 3 y 4.

Se puede observar como todas las curvas obtenidas numéricamente siguen la misma tendencia que las obtenidas analíticamente, llegando incluso a solaparse en algunos casos.

Se han estudiado los casos de $L/b = 1$ y $L/b = 10$. Y para cada uno de los dos casos, $b/z = 1$ y $b/z = 10$ y se observa, que para los casos más distorsionados se obtienen mayores diferencias entre los valores. Sin embargo, los errores que se aprecian son muy pequeños, y salvo en algún caso puntual, no sobrepasan el 5%. Por ello se puede decir que el modelo numérico usado es bueno y queda validado con estos resultados.

Como se ha descrito anteriormente, en las gráficas anteriores existen ciertas diferencias entre las curvas teóricas y las obtenidas numéricamente.

A continuación se van a analizar estas diferencias a partir de los errores absolutos y relativos para cada uno de los casos.

Caso 1. $L=1$; $b=1$; $z=1$ (m).

Tabla 4.9 Diferencias obtenidas en los resultados del caso 1.

\hat{E} Bilitzky	\hat{E} numérica	Error absoluto	Error relativo
0.28	0.282	0.002	0.58%
0.51	0.530	0.020	3.94%
0.75	0.751	0.001	0.11%
0.97	0.948	0.022	2.23%
1.14	1.126	0.014	1.21%
1.3	1.287	0.013	0.99%
1.45	1.4337	0.017	1.16%
1.6	1.567	0.033	2.09%
1.72	1.689	0.031	1.80%
1.81	1.802	0.008	0.47%

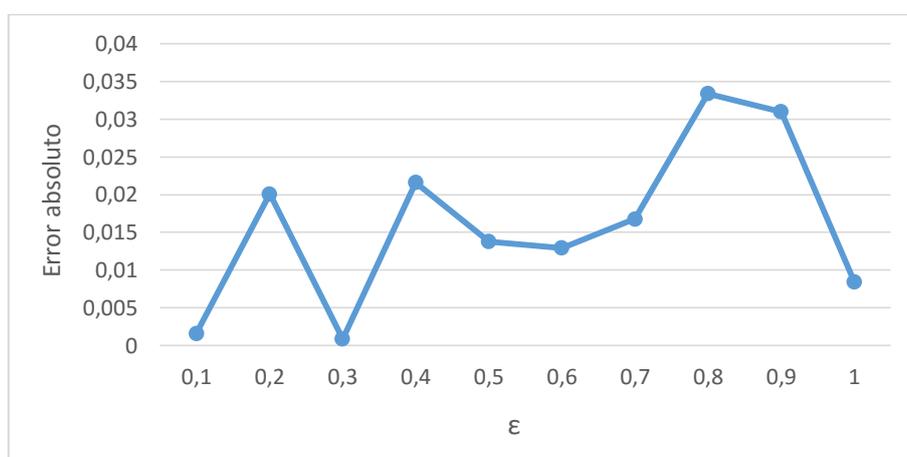


Figura 4.16 Variación del error absoluto en función de ϵ para el caso 1.

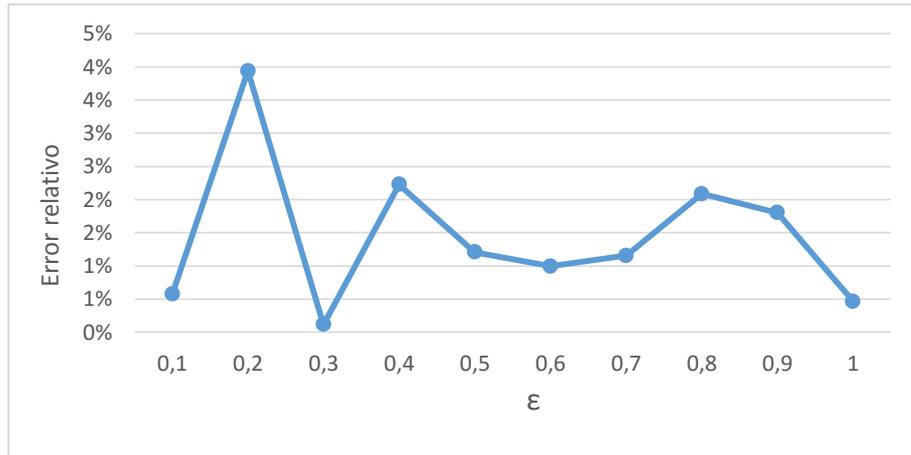


Figura 4.17 Variación del error relativo en función de ϵ para el caso 1.

Caso 2. $L=1$; $b=1$; $z=0.1$ (m).

Tabla 4.10 Diferencias obtenidas en los resultados del caso 2.

\hat{E} Bilitzky	\hat{E} numérica	Error absoluto	Error relativo
1.24	1.279	0.039	3.12%
1.8	1.807	0.007	0.42%
2.1	2.107	0.007	0.34%
2.34	2.294	0.046	1.97%
2.47	2.425	0.045	1.84%
2.55	2.521	0.029	1.13%
2.65	2.593	0.057	2.17%
2.7	2.651	0.049	1.83%
2.73	2.698	0.032	1.19%
2.75	2.737	0.013	0.49%

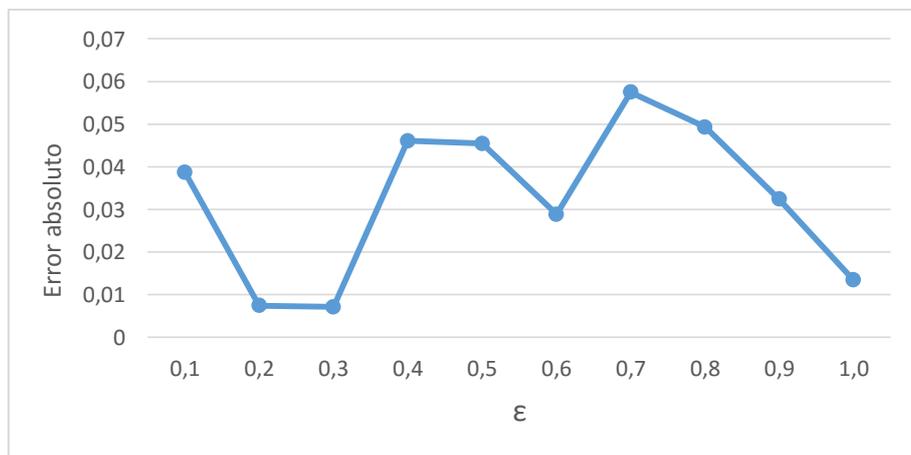


Figura 4.18 Variación del error absoluto en función de ϵ para el caso 2.

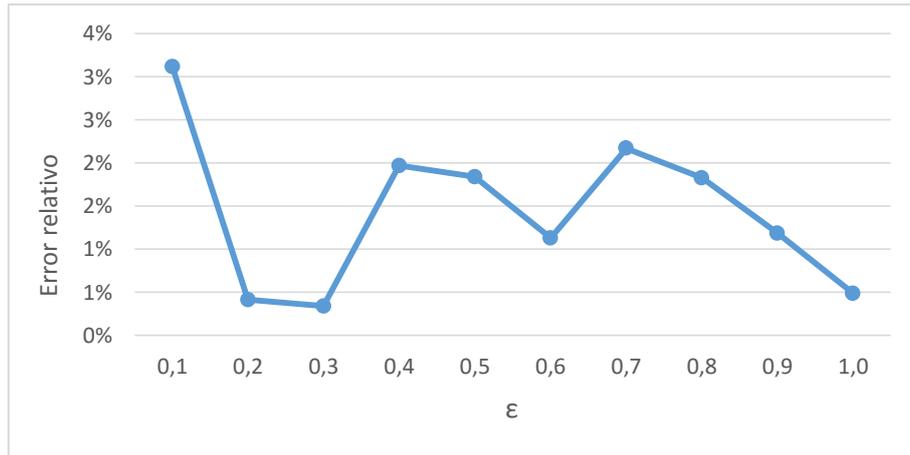


Figura 4.19 Variación del error relativo en función de ϵ para el caso 2.

Caso 3. $L=1$; $b=0.1$; $z=0.1$ (m).

Tabla 4.11 Diferencias obtenidas en los resultados del caso 3.

\hat{E} Bilitzky	\hat{E} numérica	Error absoluto	Error relativo
0.27	0.256	0.014	5.11%
0.455	0.446	0.009	2.07%
0.6	0.593	0.007	1.19%
0.705	0.709	0.004	0.56%
0.815	0.804	0.011	1.31%
0.9	0.883	0.017	1.89%
0.96	0.950	0.01	1.00%
1.01	1.007	0.003	0.27%
1.06	1.057	0.003	0.26%
1.1	1.101	0.001	0.08%

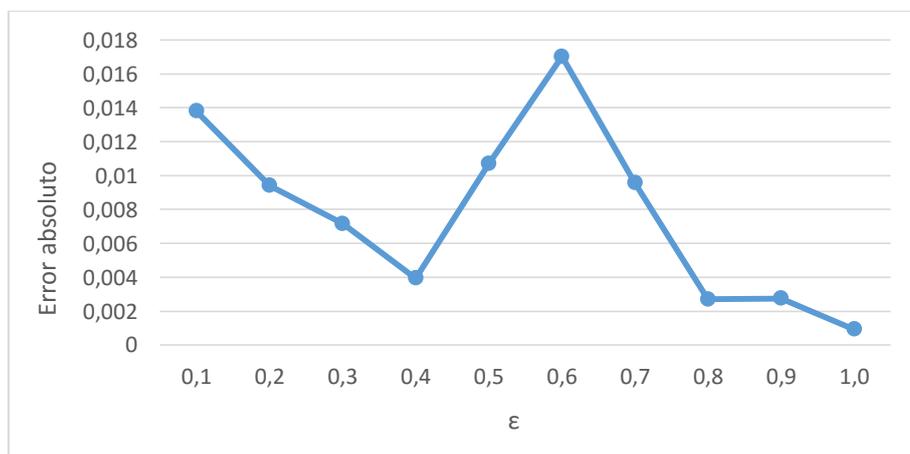


Figura 4.20 Variación del error absoluto en función de ϵ para el caso 3.

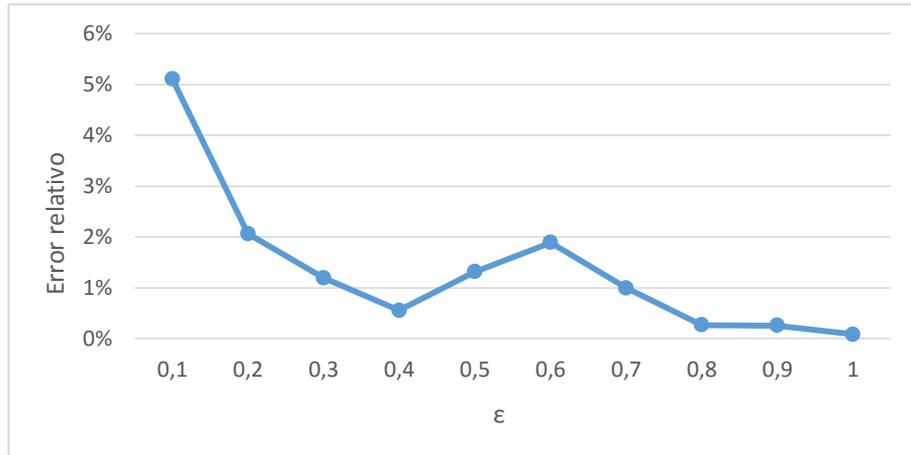


Figura 4.21 Variación del error relativo en función de ϵ para el caso 3.

Caso 4. $L=1$; $b=0.1$; $z=0.01$ (m).

Tabla 4.12 Diferencias obtenidas en los resultados del caso 4.

\hat{E} Bilitzky	\hat{E} numérica	Error absoluto	Error relativo
0.81	0.899	0.089	11.09%
0.96	0.991	0.032	3.31%
1.05	1.062	0.012	1.16%
1.1	1.109	0.009	0.81%
1.13	1.133	0.003	0.28%
1.15	1.153	0.003	0.22%
1.17	1.161	0.009	0.73%
1.185	1.173	0.012	1.00%
1.19	1.181	0.009	0.75%
1.195	1.188	0.007	0.55%

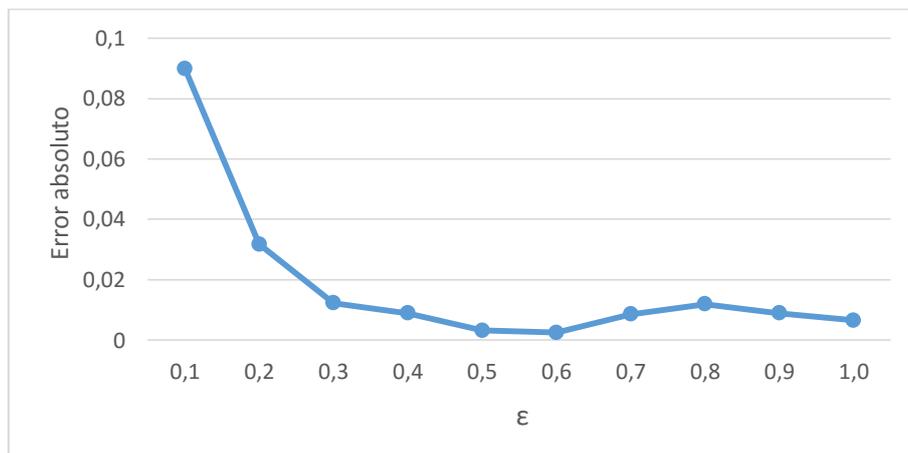


Figura 4.22 Variación del error absoluto en función de ϵ para el caso 4.

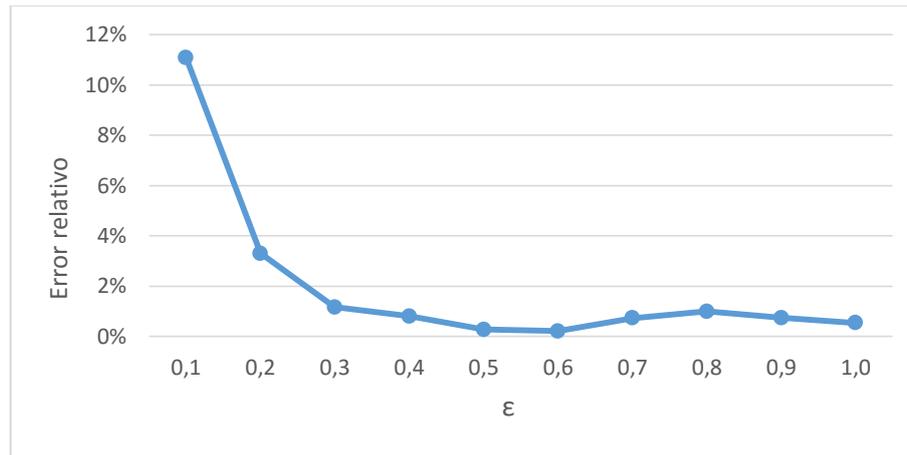


Figura 4.23 Variación del error relativo en función de ϵ para el caso 4.

4.5. Conclusiones

4.1 Se ha comenzado introduciendo el concepto de emitancia efectiva del canal y su importancia a la hora de determinar la efectividad de la aleta en el caso de la radiación.

4.2 Se han presentado las curvas obtenidas por Bilitzky, las cuales vienen recogidas en [4]. En dicho trabajo, se determinan de forma analítica los valores de emitancia efectiva del canal para distintas relaciones de los parámetros geométricos y diferentes emisibilidades.

4.3 Se ha creado el modelo en el programa **ANSYS Icepak**; para ello se ha construido un canal formado por seis caras. De éstas, tres representan el ambiente (temperatura de 293K y emisividad de 1) y las otras tres, las superficies de las aletas y la base del canal (las cuales se supondrán isotermas a un temperatura de 353K).

4.4 Se ha procedido al mallado del modelo haciendo uso de una malla muy gruesa, formada por 8 elementos, y otra mucho más fina, formada por 8000; obteniéndose los mismos resultados debido a las características del problema. Por ello, se ha utilizado la malla más gruesa en los diferentes apartados del capítulo para aligerar el tiempo de cálculo.

4.5 A partir del modelo y la malla creados, se han determinado los factores de forma entre las superficies del canal. En primer lugar, se han calculado para un canal, en el cual, las 3 dimensiones son iguales; por tanto, no está nada distorsionado y los valores de los factores de forma obtenidos son prácticamente iguales entre todas las superficies. Después, se han calculado para otro canal mucho más distorsionado, en el que las tres dimensiones son diferentes. En este caso se aprecia como varían significativamente de una superficie a otra.

4.6 Haciendo uso del programa de métodos numéricos, se han estudiado cuatro geometrías diferentes, en las que se ha ido variando la emisividad, desde 0.1 a 1. Para cada uno de los casos, se han determinado los calores emitidos por radiación de cada superficie al ambiente, y haciendo uso de la definición de emitancia efectiva, se ha calculado el valor de ésta, para cada uno de ellos. Se han obtenido unas curvas que se han comparado con las obtenidas por Bilitzky y que aparecen en [4]. Pudiéndose observar que se adaptan bastante bien y que los errores que se cometen, salvo en un caso, son inferiores al 5%, validando el modelo numérico utilizado.

Capítulo 5 . Caracterización del disipador bajo condiciones de convección libre

5.1. Introducción

En este capítulo se va a proceder a la caracterización del disipador que se muestra en la figura 5.1.

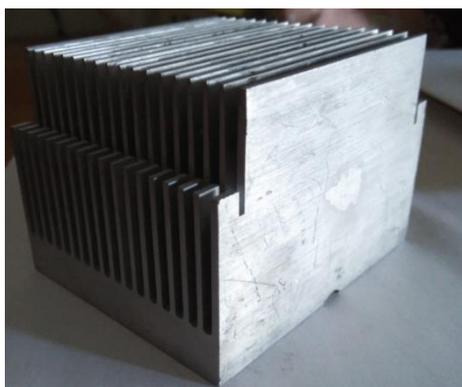


Figura 5.1 Diferentes vistas del disipador a caracterizar.

Para ello, se va a crear mediante el programa **ANSYS Icepak**, una geometría y unas condiciones para simular el problema de estudio. Se van a simular distintos casos, en cada uno de estos, se va a definir una temperatura de la base distinta. Estas irán desde los 50° C a los 80° C, lo que hará que exista un ΔT entre el disipador y el ambiente, el cual se encuentra a 20° C, que será el causante de la transmisión de calor por convección.

Para estos distintos casos, se van a obtener diferentes valores del coeficiente convectivo h , y a partir de ellos se determinará el número de Nusselt y se comparará con los de la figura 5.2 obtenida del trabajo de Remsburg [3], la cual ya se comentó en el Capítulo 2.

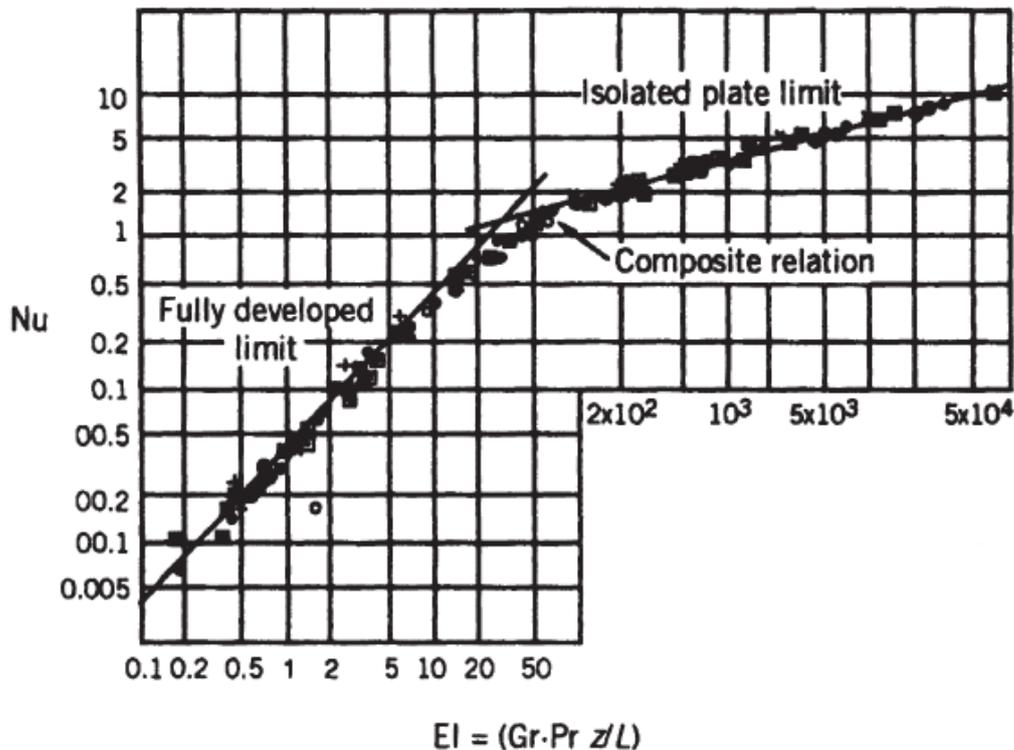


Figura 5.2 Curva del número Nusselt obtenida a partir de los experimentos de Elenbaas y la correlación para las placas isotermas simétricas.

5.2. Creación del modelo

En este apartado, se va a indicar como se ha creado la geometría y las condiciones de contorno utilizadas para recrear el problema que nos ocupa con la mayor similitud respecto al problema real. De esta forma, los resultados que nos proporciona el programa serán también lo más parecidos posibles a la realidad.

Como se dijo en el Capítulo 3, el programa da la posibilidad de importar la geometría de otros programas de CAD. En nuestro caso, como la geometría no es muy complicada, se ha utilizado este mismo programa para la creación de la pieza. El disipador se ha construido mediante bloques sólidos de forma que el resultado final sea lo más similar posible al disipador de estudio. El material utilizado ha sido aluminio. Éste es el que utiliza el programa por defecto, cuyas propiedades se muestran en la figura 5.3. El resultado final de cómo queda la geometría se muestra en la figura 5.4.

Material name: "Al-Extruded", type solid, subtype Metals/Alloys
Density = 2800.0 kg/m³
Specific heat = 900.0 J/kg-K
Conductivity type = Isotropic
Conductivity = 205.0 W/m-K

Figura 5.3 Propiedades del aluminio utilizado para la construcción del disipador.

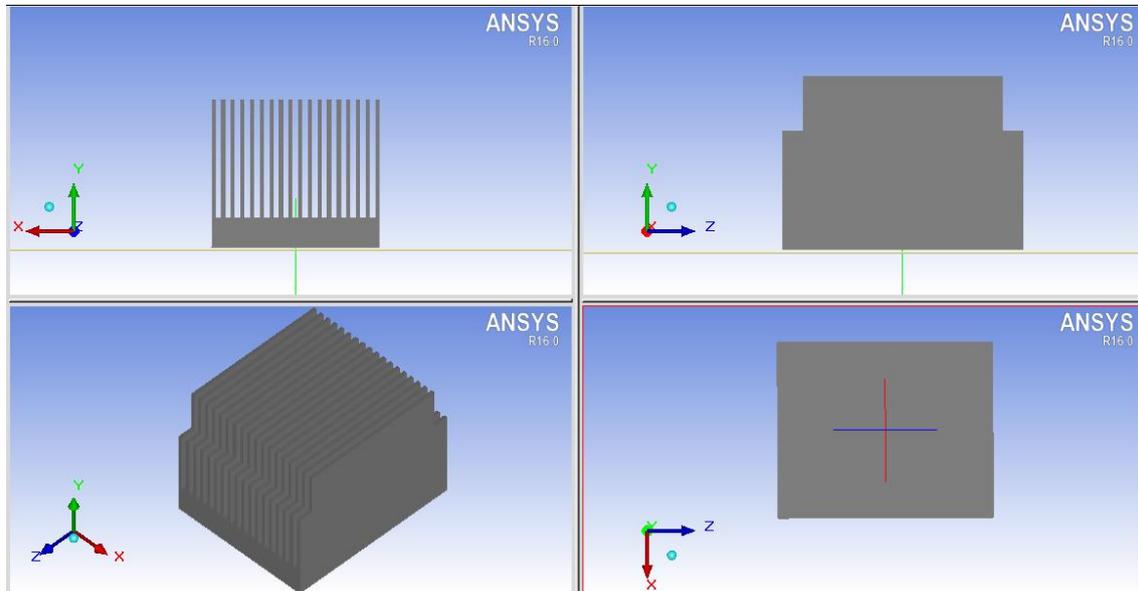


Figura 5.4 Disipador de estudio creado con ANSYS Icepak.

En este trabajo, se va a caracterizar el disipador cuando la temperatura de la base es constante y conocida. Otra opción sería que el flujo de calor que entra por la base y se disipa al ambiente fuera el dato conocido, esto es típico para el caso de PCB's, pero en este trabajo, este caso no será estudiado.

Para modelizar estas condiciones en el programa, se va a definir una fuente de energía (figura 5.6), como se mencionó anteriormente en el Capítulo 3, a esta fuente se le puede poner una temperatura conocida o un flujo de calor conocido, por lo que ambos problemas descritos en el párrafo anterior podrían ser abordados.

Por tanto, se va a crear una fuente que ocupa toda la base del disipador y que se va a encontrar a diferentes temperaturas, pero siempre conocidas y constantes. Estas temperaturas serán 80° (que suele ser la temperatura máxima a la que trabajan los chips electrónicos), 70°, 60° y 50° C. Se va a estudiar un caso para cada una de estas temperaturas. El resto de parámetros como son: la geometría, la malla y resto de condiciones de contorno no cambiarán.

En cuanto a las paredes que forman la cabina, se van a definir todas como abiertas, salvo la superficie sobre la que está el disipador. Esto representaría que el disipador se encuentra en una habitación de grandes dimensiones, por lo que las paredes que lo rodean no interfieren con el disipador. Si por el contrario se definieran como paredes cerradas, para que no afectasen al disipador, la cabina debería de ser de mayores dimensiones, por lo que esto aumentaría el tamaño de la malla y el trabajo de cálculo para el mismo problema.

La superficie de la base del disipador se va a definir como una pared adiabática, por tanto, el calor de la base del disipador va a salir al ambiente a través del disipador como indica la figura 5.7 y no a través de la superficie de la base.

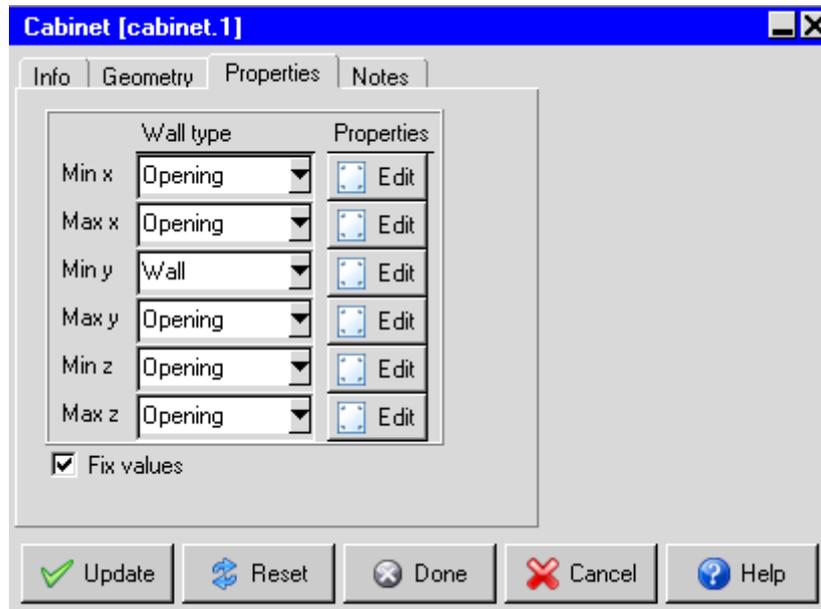


Figura 5.5 Definición de la cabina.

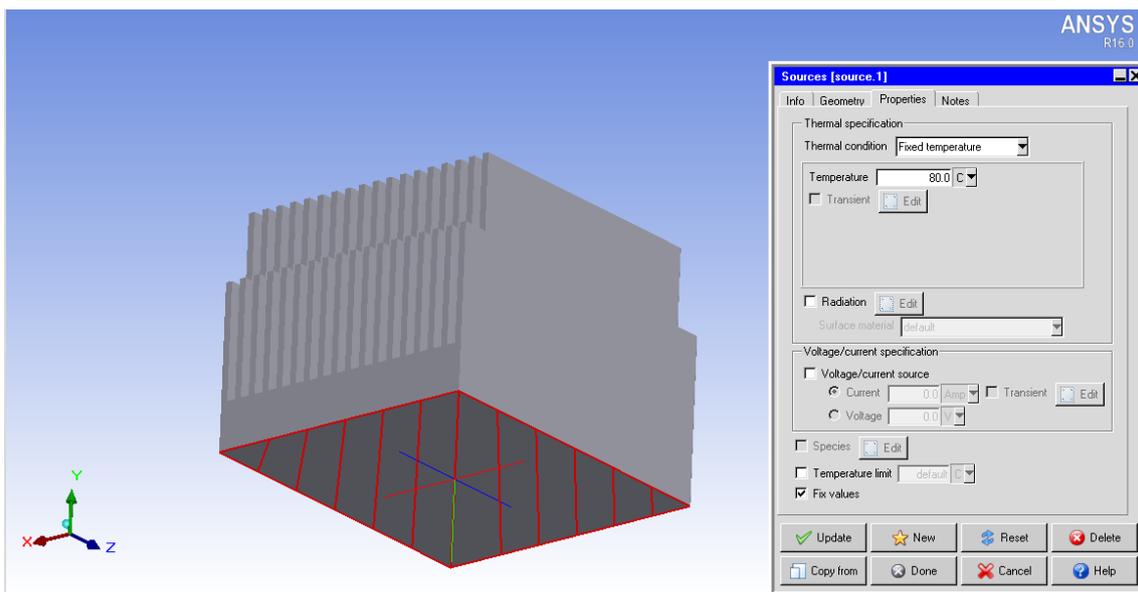


Figura 5.6 Definición de la fuente de calor.

El resultado final de cómo queda el disipador y la cabina, es el que se muestra en la figura 5.7. Se puede observar que a través de las paredes definidas como abiertas hay unas flechas que indican que el intercambio de masa y energía a través de ellas es posible, mientras que en la que se ha definido como cerrada este intercambio no puede existir.

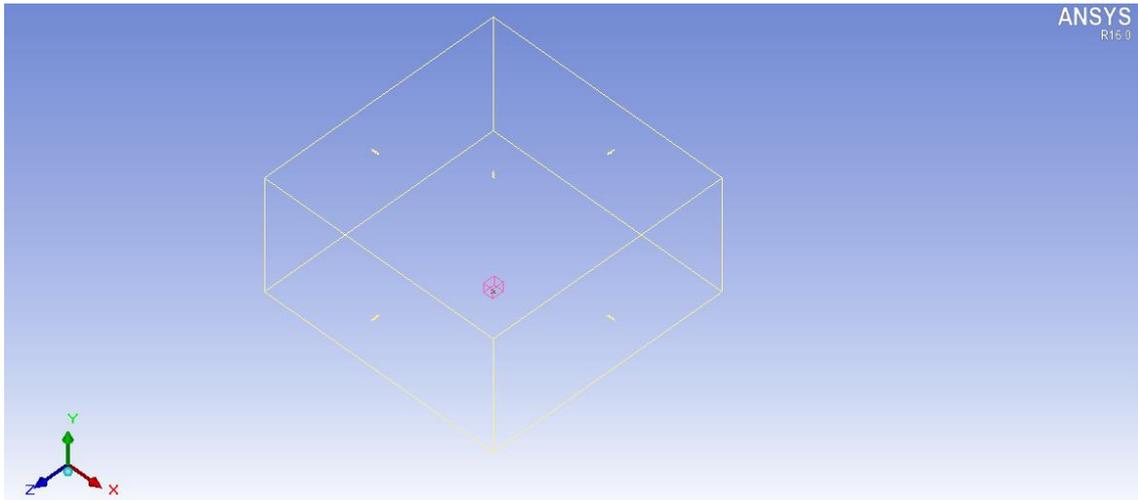


Figura 5.7 Cabina y disipador creados en el programa.

5.3. Importancia de la malla

Dado el problema presentado, lo más conveniente es crear una malla mucho más fina en las inmediaciones del disipador para tener unos resultados más precisos, y en las zonas alejadas usar una malla más gruesa, ya que lo que ahí suceda es menos relevante y se puede aligerar el tiempo de cálculo. Para ello, se hace un ensamblaje que va a contener al disipador, la fuente de energía y el fluido que rodea al disipador (5 mm del lateral de disipador y 100 mm de la parte superior del disipador) con el fin de observar qué ocurre en esta zona. A este ensamblaje se le va a dar un tamaño de malla mucho más fino. Al resto del espacio de estudio se le pondrá un tamaño mayor por lo mencionado anteriormente.

El resultado de la malla con la que se va a trabajar en este capítulo y en el próximo, es la que aparece en la figura 5.8.

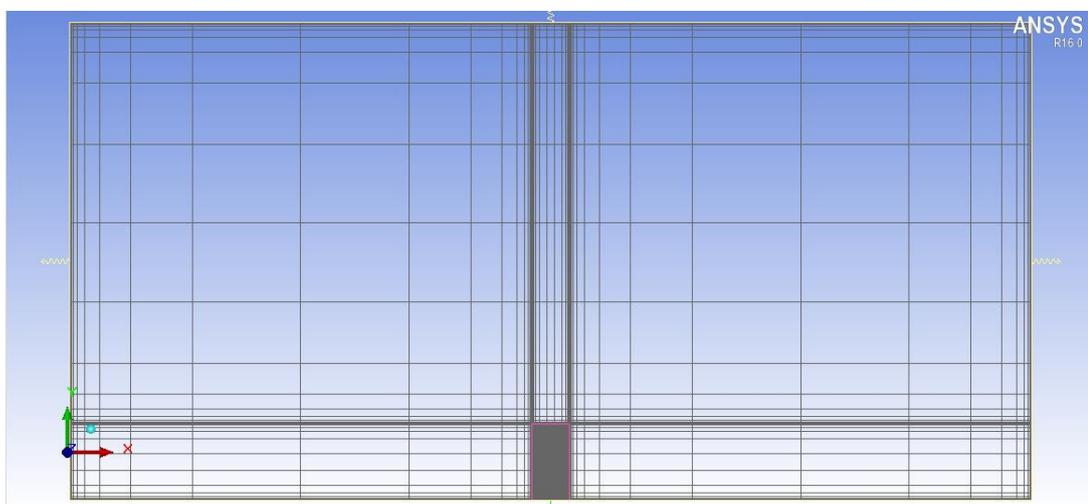


Figura 5.8 Malla utilizada para resolver el problema.

Para comprobar cómo afecta el número de elementos a las soluciones obtenidas, se han probado mallas con distinto número de elementos. De los resultados obtenidos, los cuales se recogen en las figuras 5.9 a 5.11, se puede observar como a partir de un cierto número de elementos, los resultados obtenidos se estabilizan. Esto indica que aunque se aumente el número de elementos, no se va a obtener una mejor solución.

Por lo dicho anteriormente, se va a elegir una malla de aproximadamente $4 \cdot 10^5$ elementos, ya que se observa que, dentro de las distintas opciones en las que ya se ha estabilizado la solución, ésta tiene menor número de elementos.

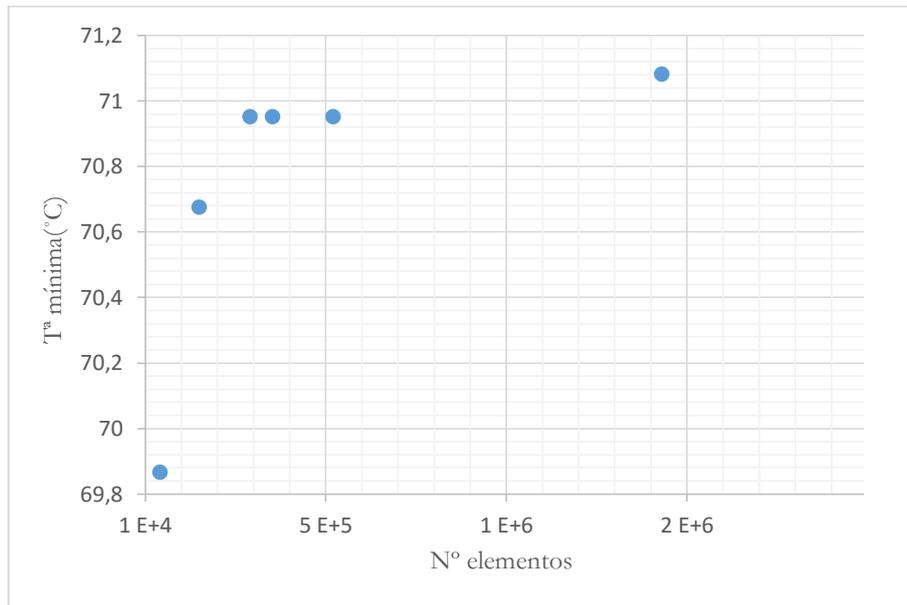


Figura 5.9 Variación de la temperatura mínima en función del número de elementos.

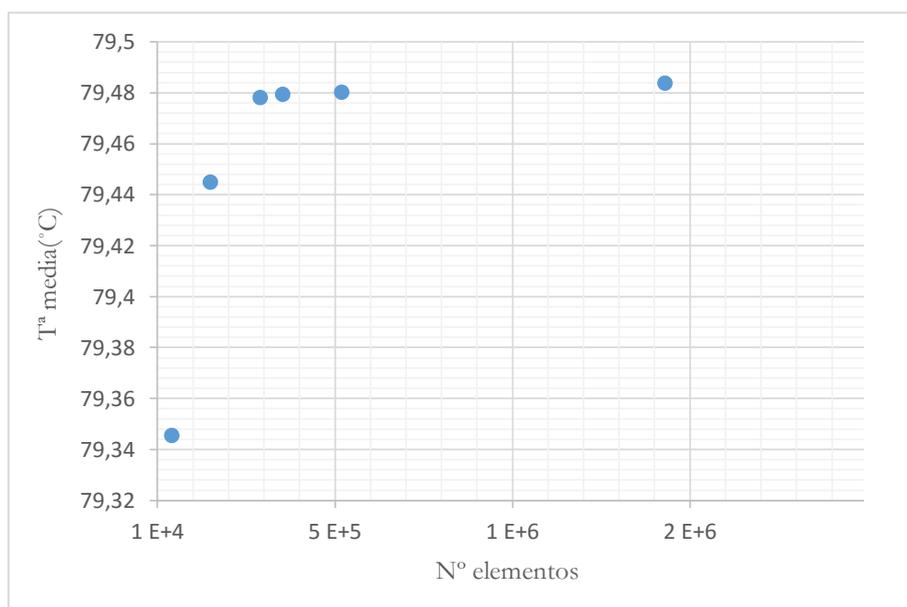


Figura 5.10 Variación de la temperatura media en función del número de elementos.

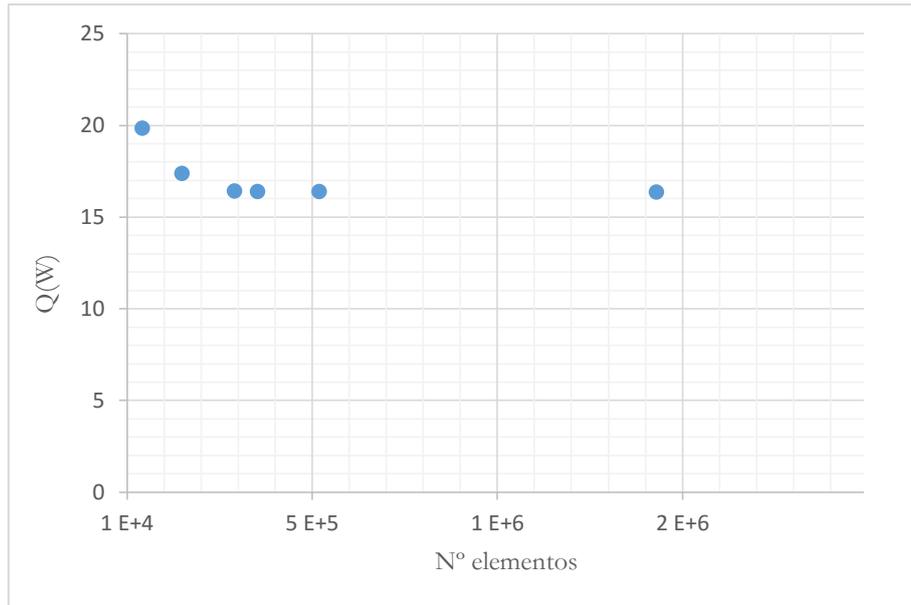


Figura 5.11 Variación del calor disipado en función del número de elementos.

En la figura 5.12 aparecen los indicadores de calidad de malla descritos en el Capítulo 3. Como se puede observar los valores son buenos, por lo que la malla no debe ocasionar problemas a la hora de la resolución de las ecuaciones.

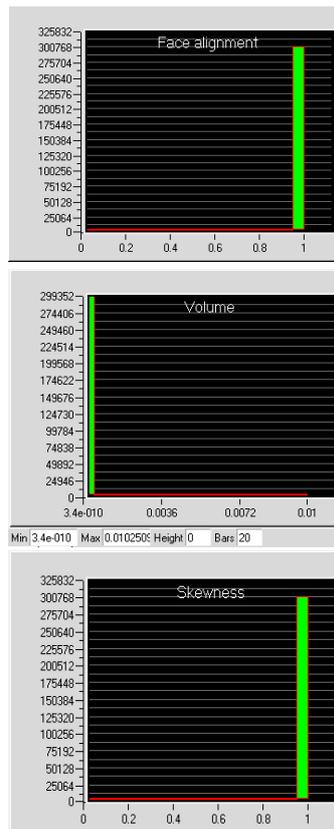


Figura 5.12 Parámetros indicadores de la calidad de la malla.

5.4. Determinación del régimen del flujo dentro del canal

Como se ha comentado en el Capítulo 2, dependiendo de la geometría del disipador y de las condiciones a las que está sometido éste, en el canal entre aletas puede aparecer un flujo laminar o turbulento.

A la hora de simular este problema en el programa de cálculo, es necesario definir este régimen para que los resultados que nos proporcione sean más parecidos a la realidad.

Se ha visto, que para el caso de convección natural, el número adimensional que determina el régimen es el número de Rayleigh. Altos valores de este número, superiores a 10^{10} , indican que se trata que un flujo turbulento; mientras que valores bajos, inferiores a 10^8 , indican un régimen laminar; los valores que se encuentran entre estos valores límite determinan que se trata de una zona de transición entre ambos regímenes.

En el Capítulo 2 se indicó que, en el caso de los disipadores, algunos autores definen dos números de Rayleigh diferentes, dependiendo del parámetro que se utilice como longitud característica, la altura del canal L o el espacio entre aletas S .

$$Ra_L = GrPr = \frac{\rho\beta gc\Delta TL^3}{vk} \quad (5.1)$$

$$Ra_s = GrPr = \frac{\rho\beta gc\Delta TS^3}{vk} \quad (5.2)$$

El programa **ANSYS Icepak** nos proporciona una estimación del número de Ra_s y del número de Pr para la geometría y condiciones introducidas como datos. Dependiendo de los valores obtenidos, el programa recomienda un régimen u otro, como muestra la figura 5.13, pero el elegir uno u otro es decisión del usuario.

Warning: the approximate Rayleigh number for this problem is 4.6090e+009, and the approximate Prandtl number is 0.70850574712644. Setting the "Flow regime" option on the Problem form to "Turbulent" is recommended. (Please note these are only estimates based on the current setup - actual values may vary.)

Figura 5.13 Mensaje lanzado por el programa recomendando el tipo de régimen más apropiado para las características del problema.

Para nuestro disipador, al tener una geometría determinada, ($W=68$; $L=83$; $H=48$; $t=1.7$; $s=2.2$; $tb=12$ (en mm)), el número de Ra sólo variará debido a los distintos ΔT dependiendo del caso. Como se ve en la expresión, el mayor número de Ra se obtendrá cuando el ΔT sea máximo, por tanto, para determinar en qué régimen se encuentra, se estudiará el caso de 80° , ya que si en estas condiciones sale un valor que indica que se encuentra en régimen laminar, todos los demás casos también estarán en el mismo régimen.

Para este caso, el programa nos indica que el número de Ra_s es de 49.077, como indica la figura 5.14. Este valor lo podemos comparar con el que obtendríamos de forma analítica utilizando la expresión (5.2).

$$Ra_s = \frac{\rho\beta g c \Delta T S^3}{\nu k} = 42.$$

Si se utiliza como longitud característica L, que según la nomenclatura utilizada en este trabajo, correspondería a la altura del canal H, que como se vio tiene un valor de 48mm obtenemos:

$$Ra_L = \frac{\rho\beta g c \Delta T L^3}{\nu k} = 4.35 \cdot 10^5.$$

Con todo esto, podemos afirmar que el régimen dentro del canal es laminar y esto habrá que indicárselo al programa (figura 5.15), para que lo tenga en cuenta a la hora de calcular la solución.

The approximate Rayleigh number for this problem is 4.9077e+001, and the approximate Prandtl number is 0.70850574712644. (Please note these are only estimates based on the current setup - actual values may vary.)

Figura 5.14 Estimación del valor de Ra proporcionada por el programa.

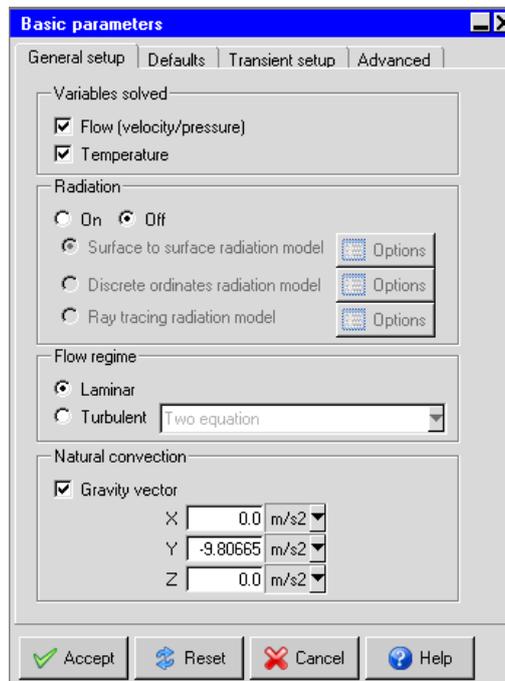


Figura 5.15 Parámetros básicos para la resolución.

5.5. Casos estudiados. (T^a de la base = 80 °, 70 °, 60 °, 50 ° C)

A continuación se van a presentar los cuatro casos nombrados anteriormente. En cada caso, todos los parámetros van a ser iguales, salvo la temperatura de la base, que será lo único que se modificará dependiendo del caso.

Residuos

El residuo de cada una de las variables, se define como la diferencia entre el valor de la solución nueva y la anterior. En el caso en que se pudiese utilizar un ordenador con precisión infinita, estos residuos se harían cero en el caso que converja a la solución, pero como tienen una precisión finita, hay que definir el valor de estos residuos para fijar el criterio de convergencia y dar por válida la solución. En la figura 5.16 se ha definido el número máximo de iteraciones y el criterio de convergencia, es decir, que si el valor del residuo es menor al fijado, el programa deja de calcular iteraciones y da la solución como válida.

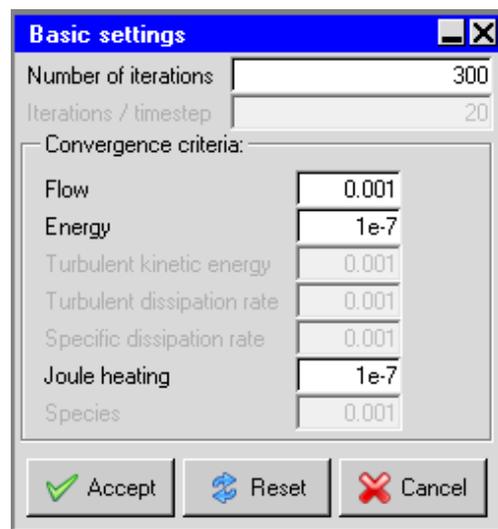


Figura 5.16 Criterio de convergencia para las soluciones.

Para cada caso resuelto, en el postproceso se van a presentar diferentes planos de corte y superficies donde se mostrarán los perfiles de temperaturas a lo largo del disipador, y en el fluido que lo rodea.

También se va a mostrar una tabla resumen donde vendrá recogida la temperatura máxima, mínima y media del disipador, el calor disipado al ambiente por el mismo y el coeficiente convectivo h .

Caso 1: En este caso la T^a de la base será de 80°C .

Una vez ejecutada la simulación, se obtienen los residuos que se muestran en la figura 5.17, en la que se observa que la solución converge, según el criterio fijado, a las 156 iteraciones.

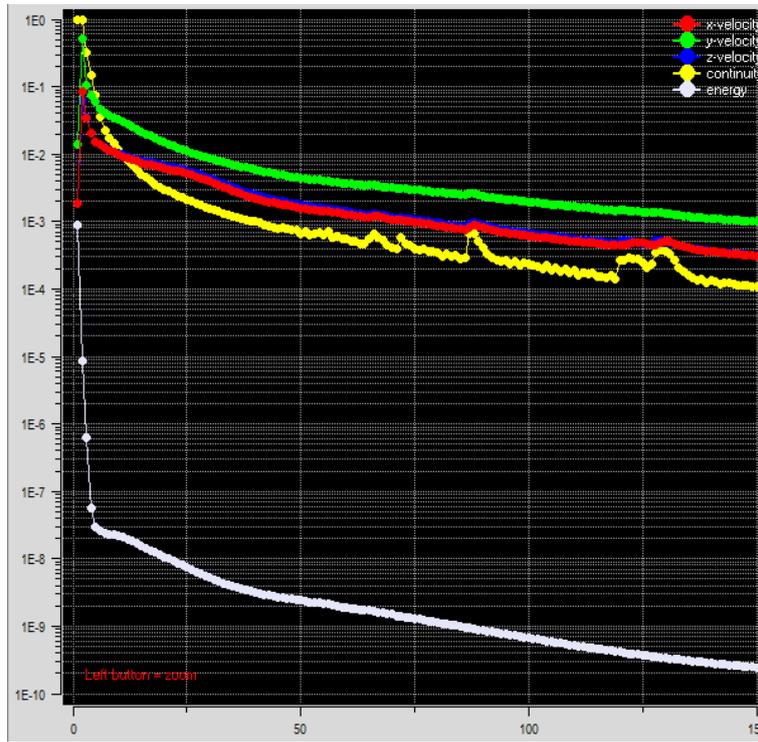


Figura 5.17 Grafica residuos para la solución del caso 1.

Una vez obtenida las soluciones del flujo de calor y perfiles de temperaturas, se hace uso del módulo de postproceso y se obtienen las figuras de la 5.18 a la 5.24. En ellas, se muestran los perfiles de temperaturas del disipador, desde diferentes vistas de la pieza, y el perfil de temperatura del fluido que rodea al disipador, en un plano de corte que corta al disipador por el centro.

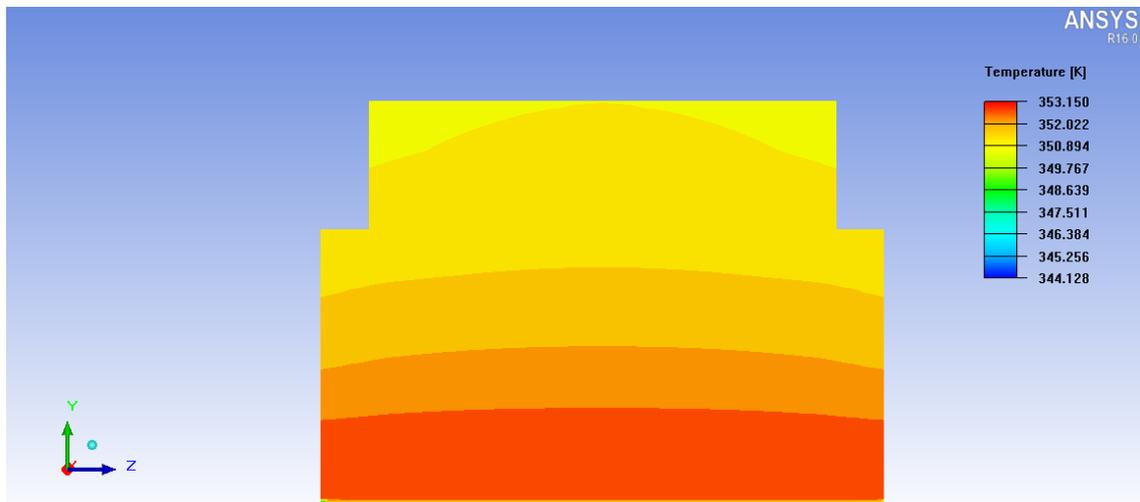


Figura 5.18 Vista lateral del disipador para el caso $T_{base} = 80^\circ\text{C}$.

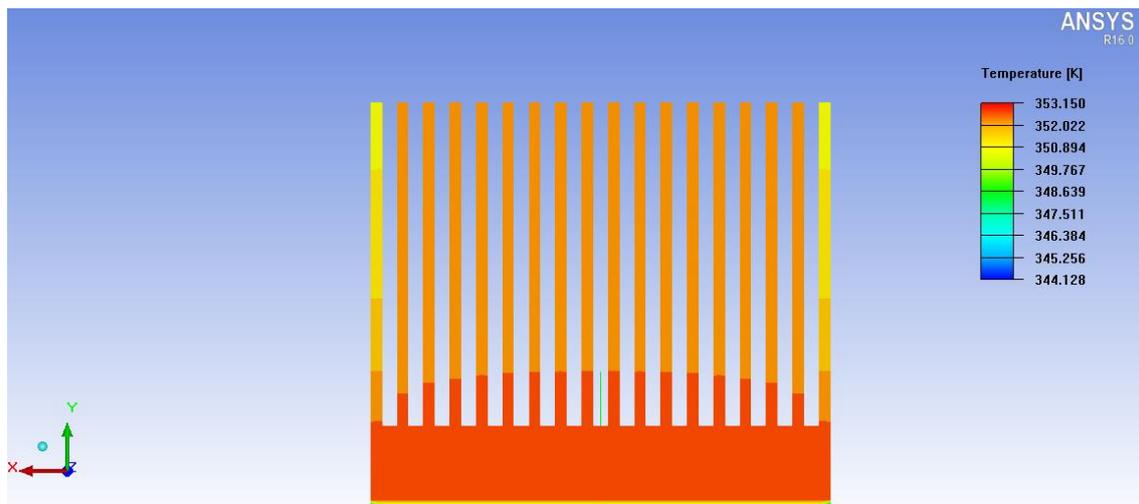


Figura 5.19 Vista frontal del disipador para el caso $T_{base} = 80^{\circ} C$.

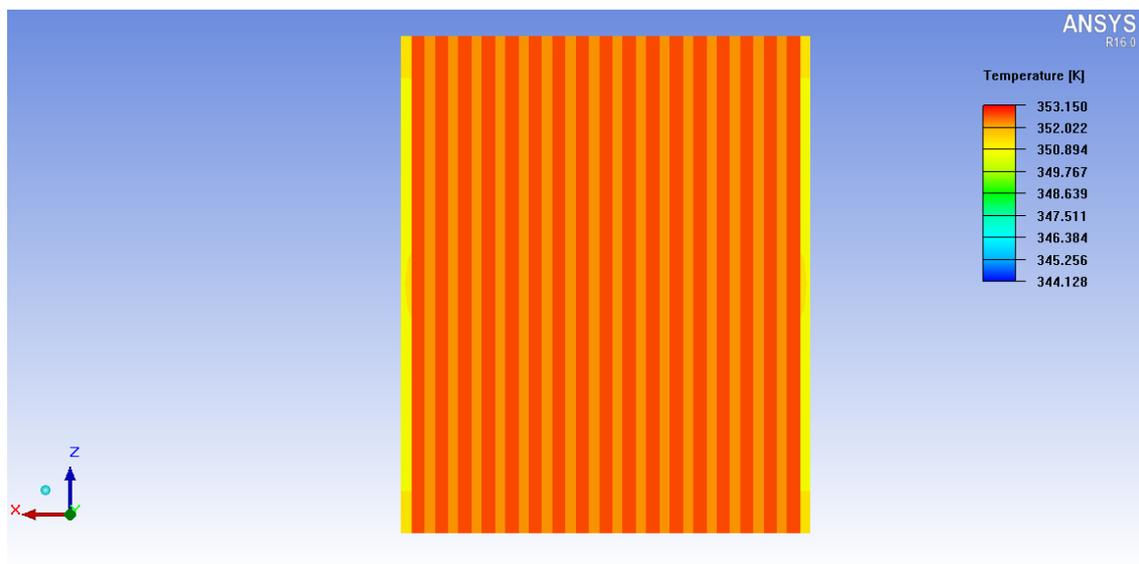


Figura 5.20 Vista superior del disipador para el caso $T_{base} = 80^{\circ} C$.

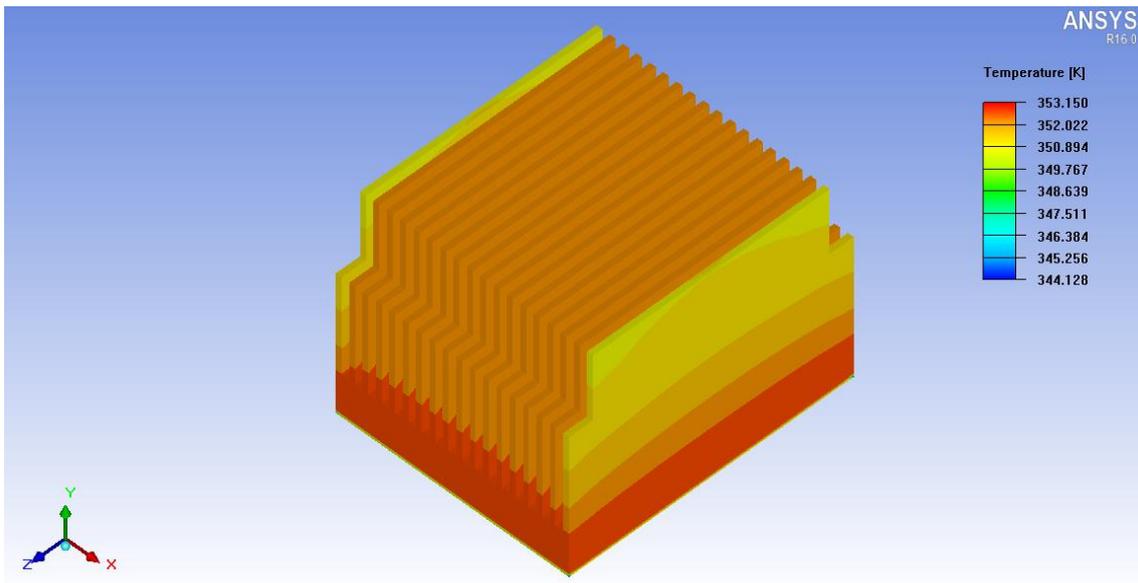


Figura 5.21 Vista isométrica del disipador para el caso $T_{base} = 80^{\circ} C$.

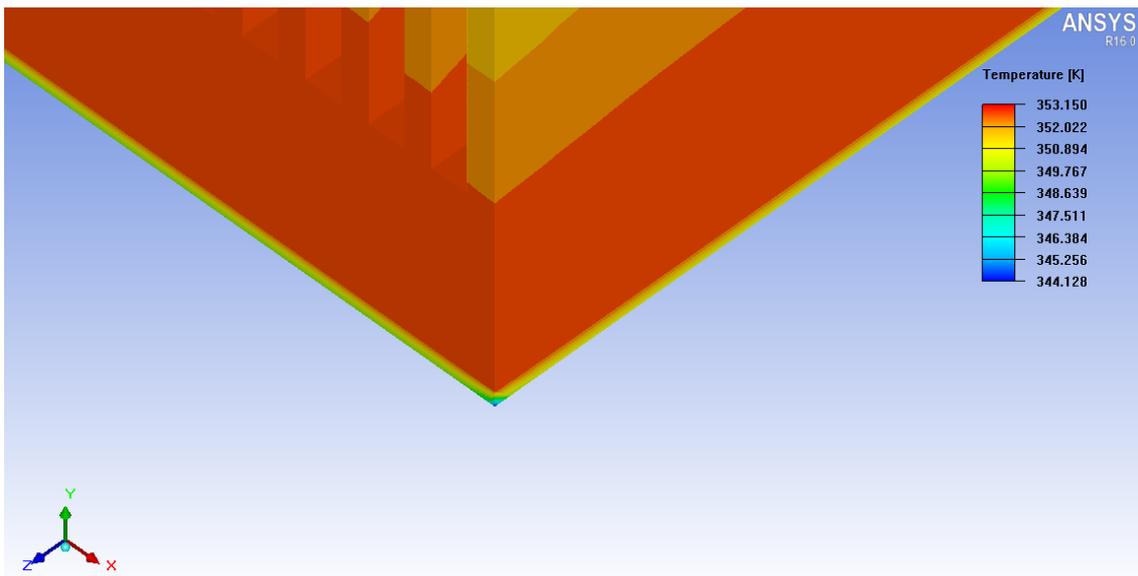


Figura 5.22 Temperatura mínima alcanzada en el disipador.

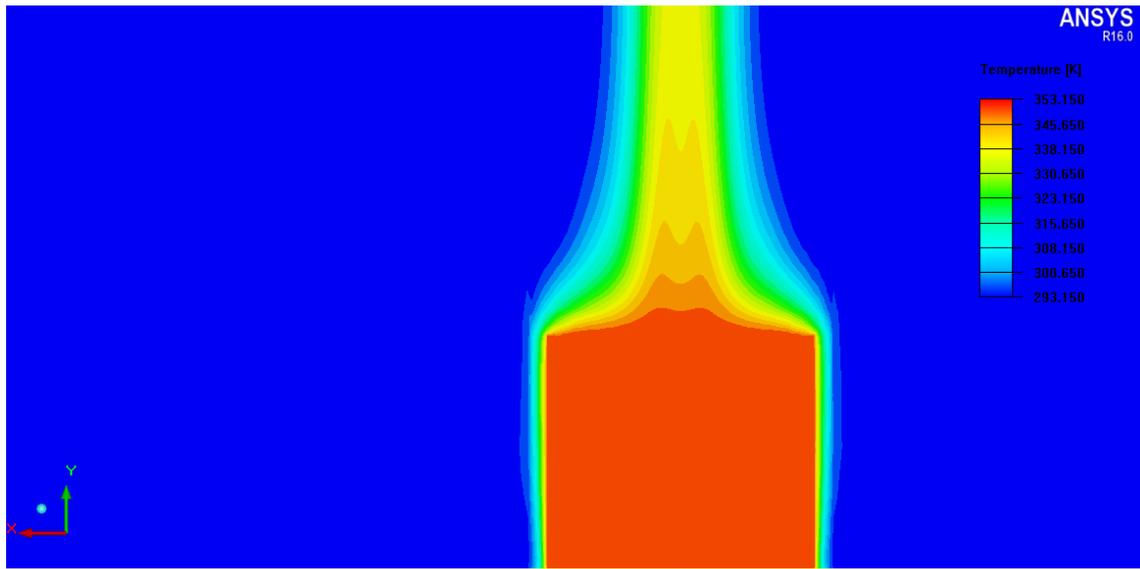


Figura 5.23 Perfil de temperaturas del disipador y de fluido que lo rodea en un plano de corte que corta al disipador por el centro.

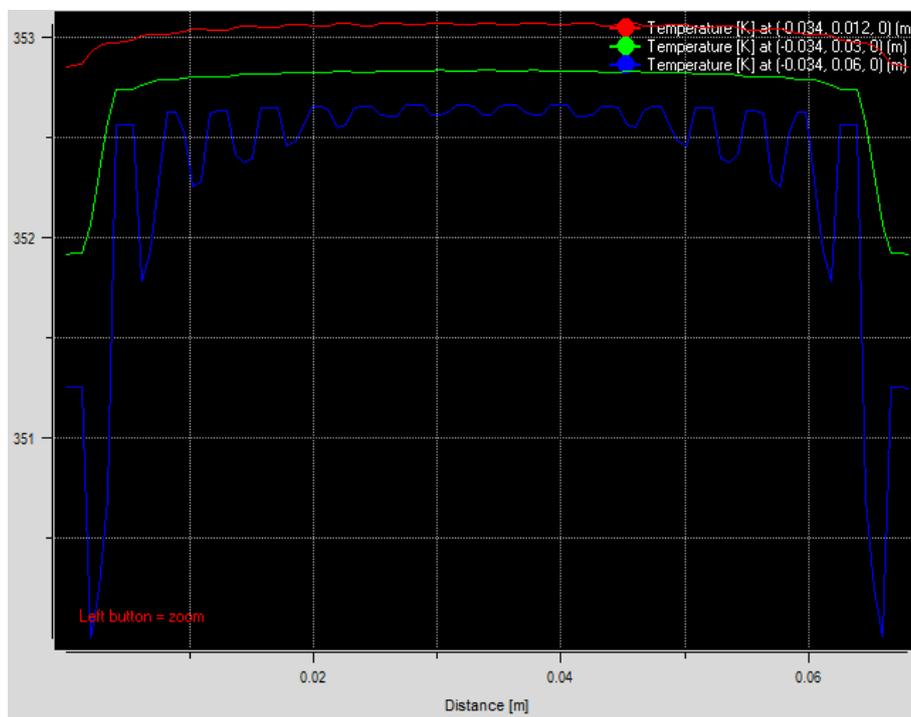


Figura 5.24 Perfiles de temperaturas en $y=12$ mm; $y=30$ mm; $y=60$ mm.

Tabla 5.1 Resultados obtenidos para el caso $T_{base} = 353.15$ K.

$T(K)$	$\Delta T(K)$	$T_{med} (K)$	$T_{min} (K)$	$Q(W)$	$h (W/m^2 \cdot K)$
353.15	60	352.64	344.13	16.22	1.87

Caso 2: En este caso la T^a de la base será de 70°C .

Una vez ejecutada la simulación, se obtienen los residuos que se muestran en la figura 5.25, en la que se observa que la solución converge, según el criterio fijado, a las 186 iteraciones.

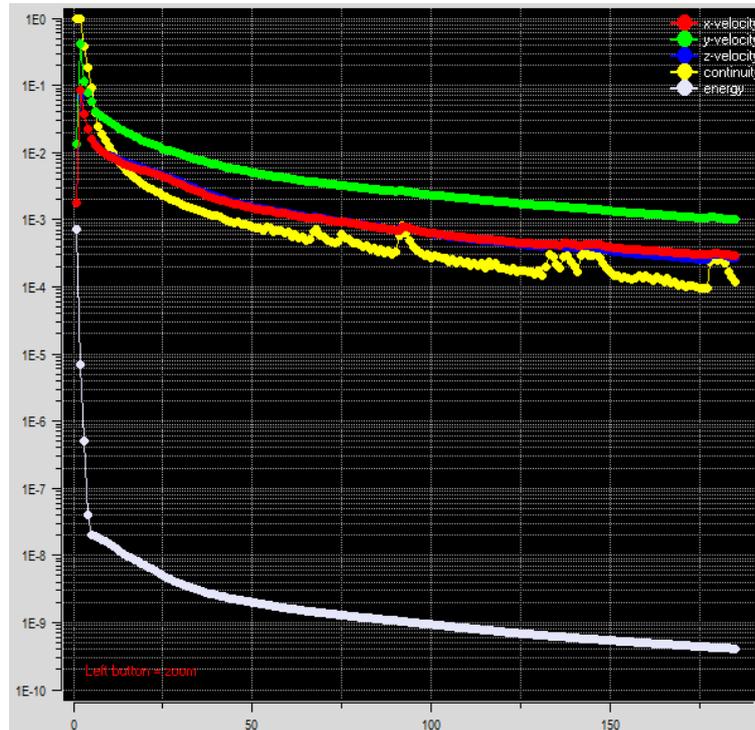


Figura 5.25 Grafica residuos para la solución del caso 2.

Una vez obtenida las soluciones del flujo de calor y perfiles de temperaturas, se hace uso del módulo de postproceso y se obtienen las figuras de la 5.26 a la 5.31. En las que se muestran los perfiles de temperaturas en el disipador, desde diferentes vistas de la pieza, y el perfil de temperatura del fluido que rodea al disipador, en un plano de corte que corta al disipador por el centro.

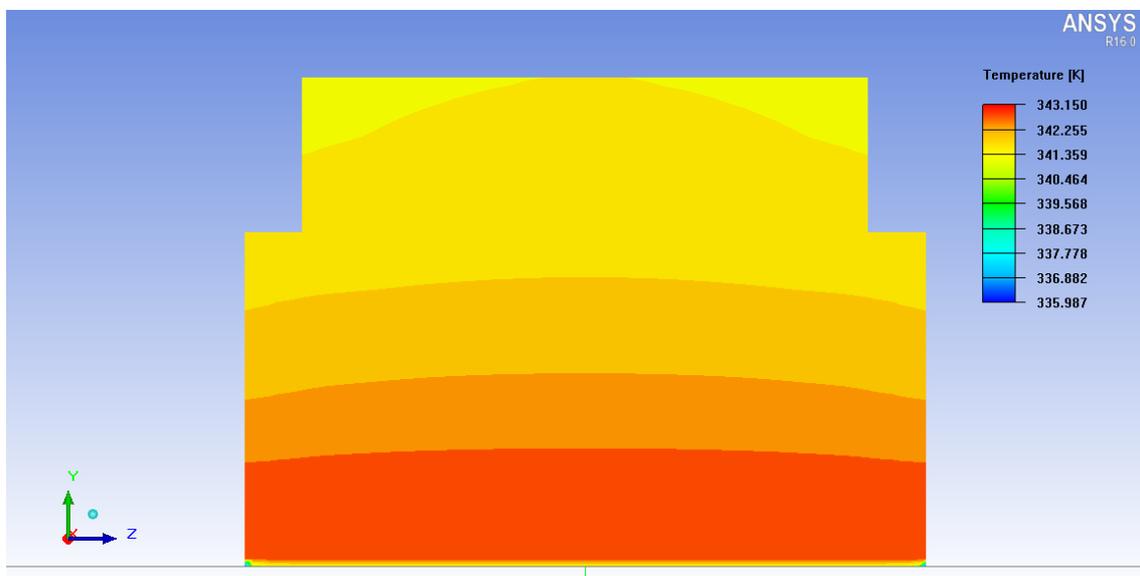


Figura 5.26 Vista lateral del disipador para el caso $T_{\text{base}} = 70^\circ\text{C}$.

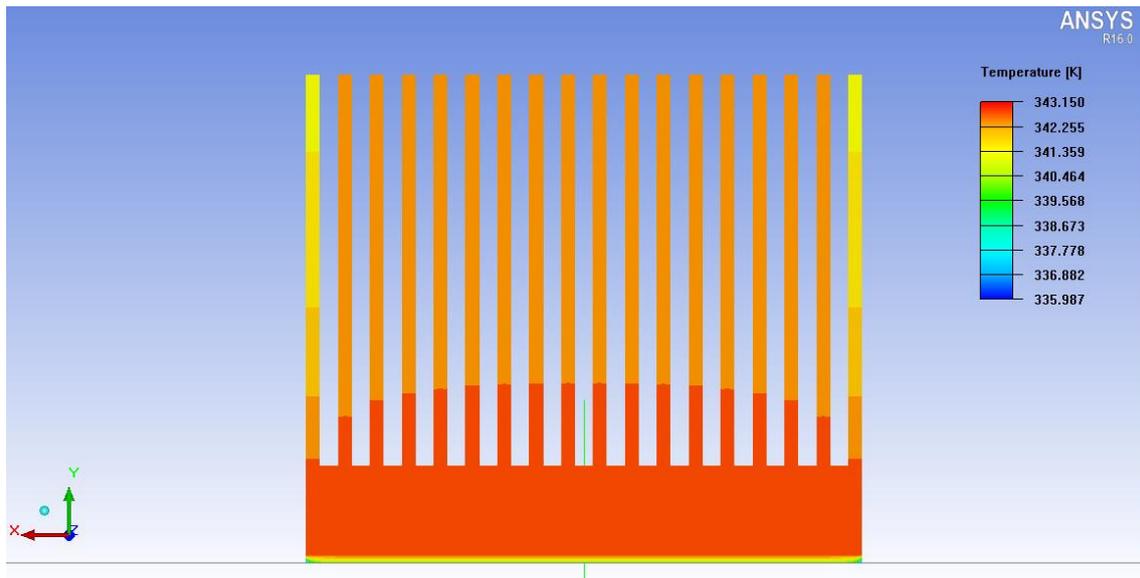


Figura 5.27 Vista frontal del disipador para el caso $T_{base} = 70^{\circ} C$.

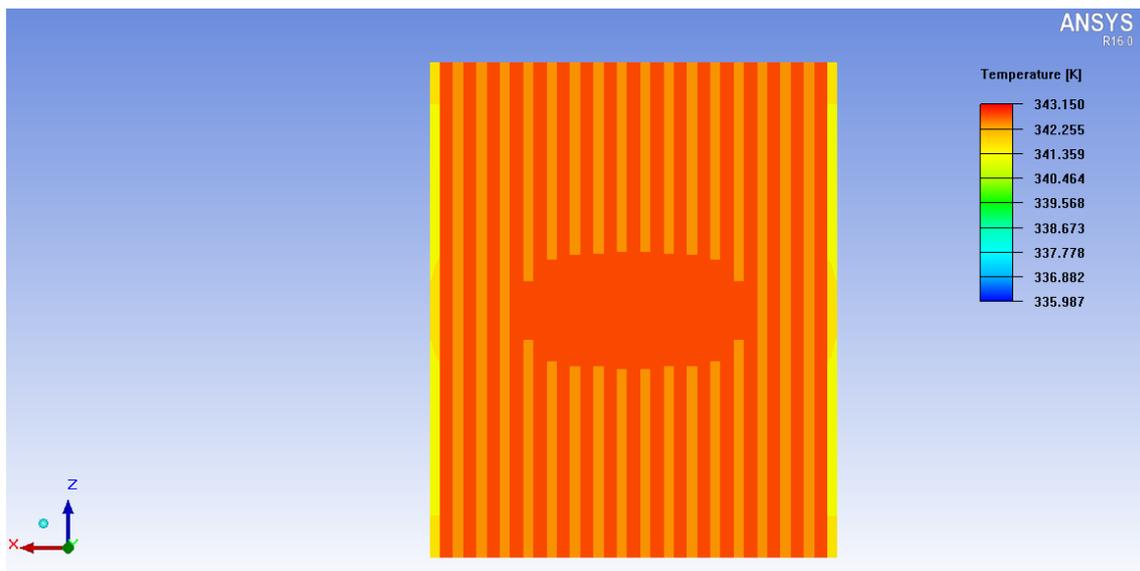


Figura 5.28 Vista superior del disipador para el caso $T_{base} = 70^{\circ} C$.

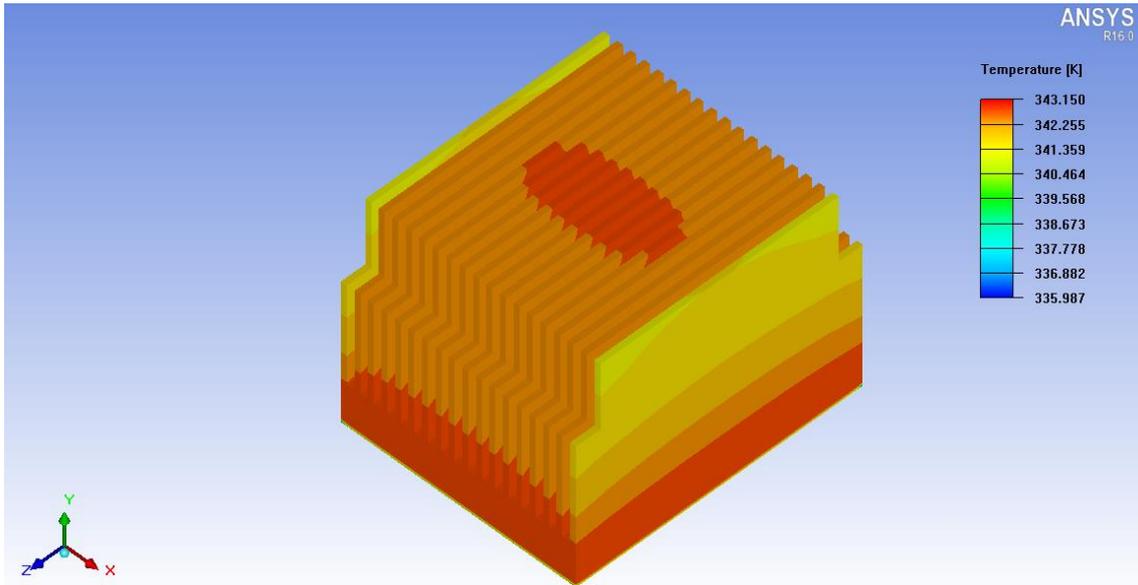


Figura 5.29 Vista isométrica del disipador para el caso $T_{base} = 70^{\circ} C$.

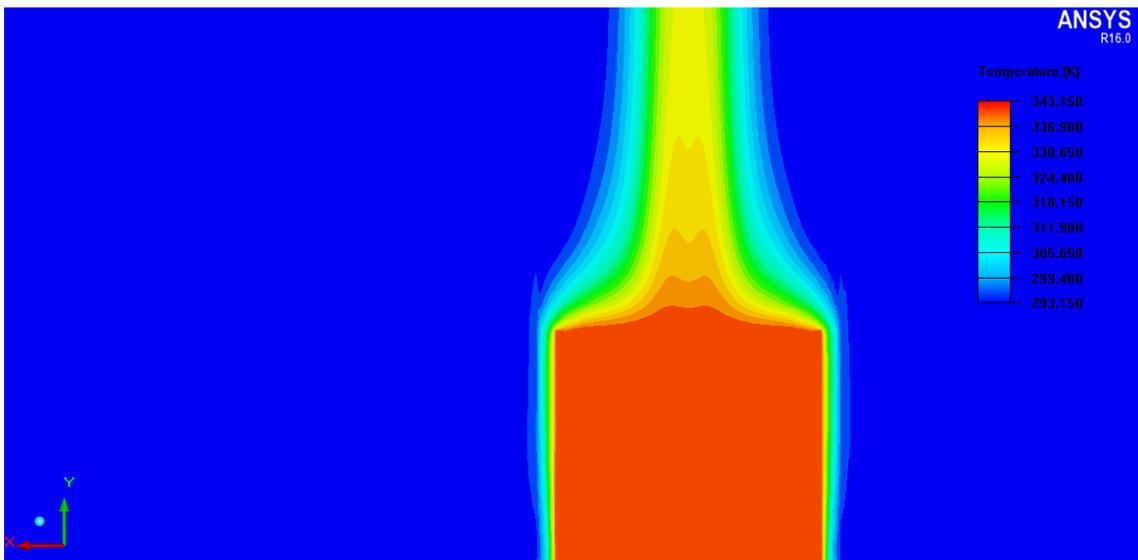


Figura 5.30 Perfil de temperaturas del disipador y de fluido que lo rodea en un plano de corte que corta al disipador por el centro.

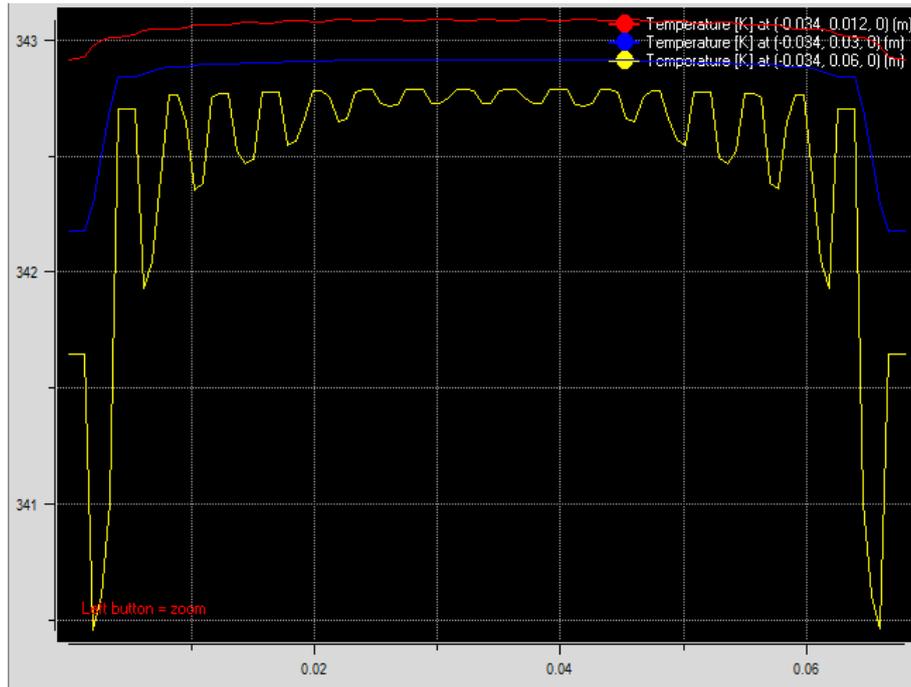


Figura 5.31 Perfiles de temperaturas en $y=12$ mm; $y=30$ mm; $y=60$ mm.

Tabla 5.2 Resultados obtenidos para el caso $T_{base} = 343.15$ K.

T^a (K)	ΔT (K)	T_{med} (K)	T_{min} (K)	Q (W)	h ($W/m^2 \cdot K$)
343.15	50	342.76	335.99	12.19	1.68

Caso 3: En este caso la T^a de la base será de 60°C .

Una vez ejecutada la simulación, se obtienen los residuos que se muestran en la figura 5.32, en la que se observa que la solución converge, según el criterio fijado, a las 187 iteraciones.

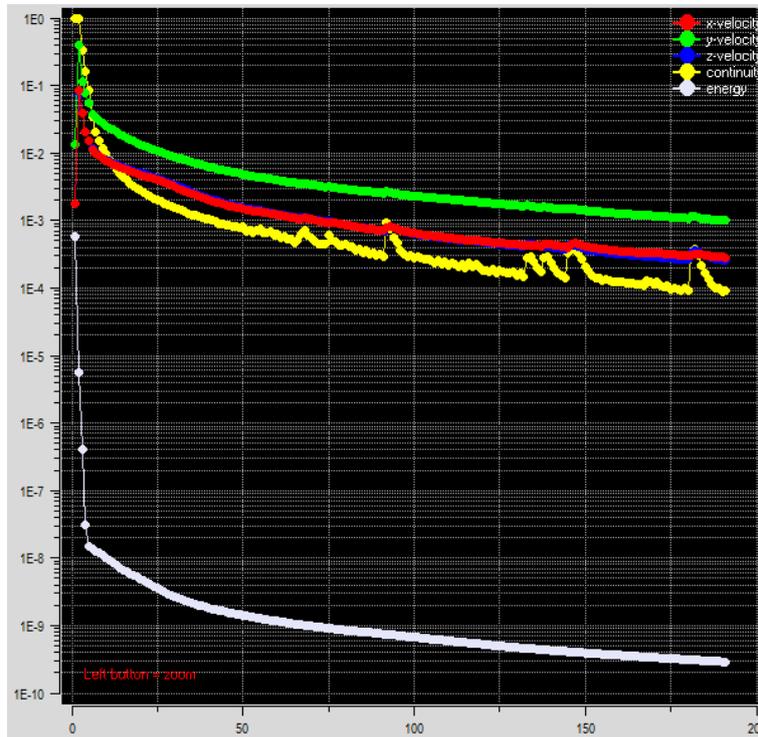


Figura 5.32 Grafica residuos para la solución del caso 3.

Una vez obtenida las soluciones del flujo de calor y perfiles de temperaturas, se hace uso del módulo de postproceso y se obtienen las figuras de la 5.33 a la 5.38 En las que se muestran los perfiles de temperaturas en el disipador, desde diferentes vistas de la pieza, y el perfil de temperatura del fluido que rodea al disipador en un plano de corte que corta al disipador por el centro.

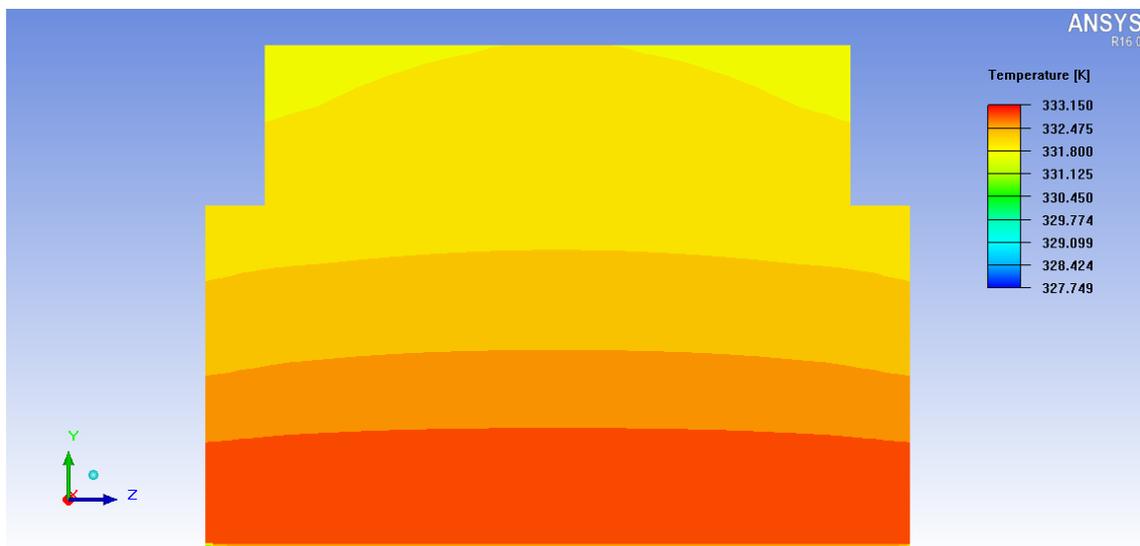


Figura 5.33 Vista lateral del disipador para el caso $T_{\text{base}} = 60^\circ\text{C}$.

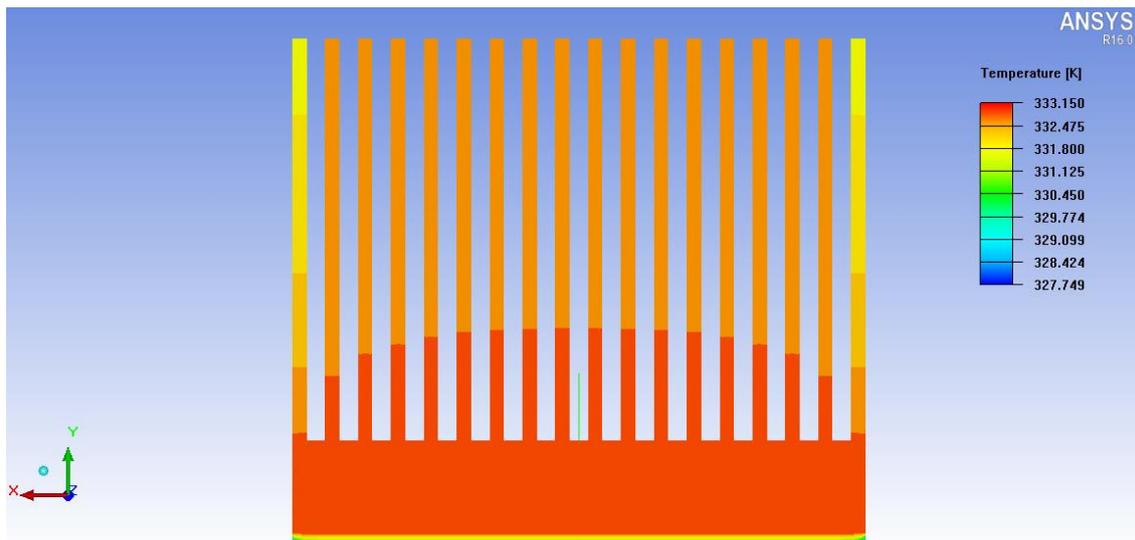


Figura 5.34 Vista frontal del disipador para el caso $T_{base} = 60^\circ \text{C}$.

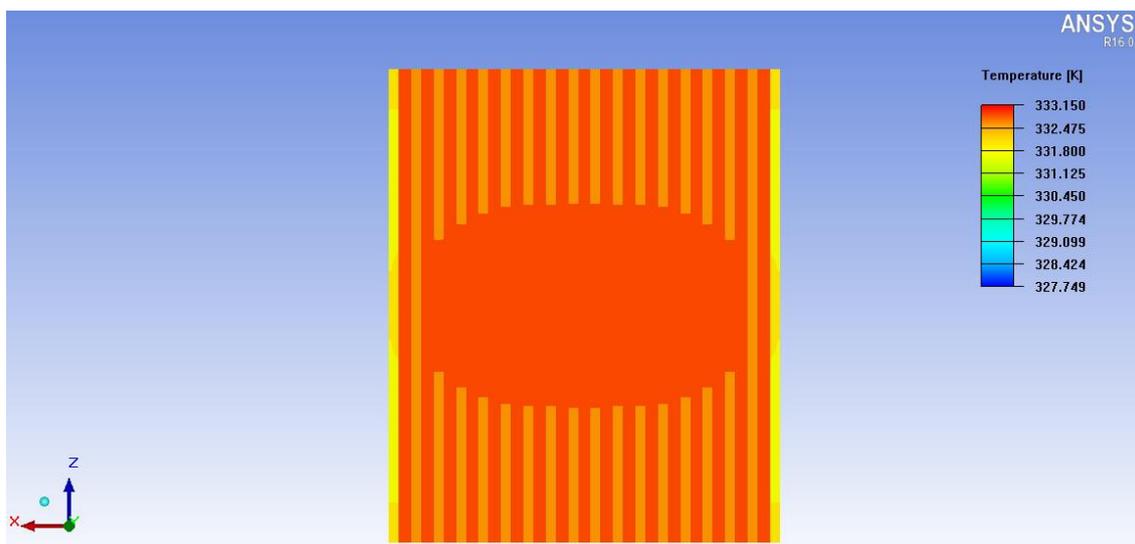


Figura 5.35 Vista superior del disipador para el caso $T_{base} = 60^\circ \text{C}$.

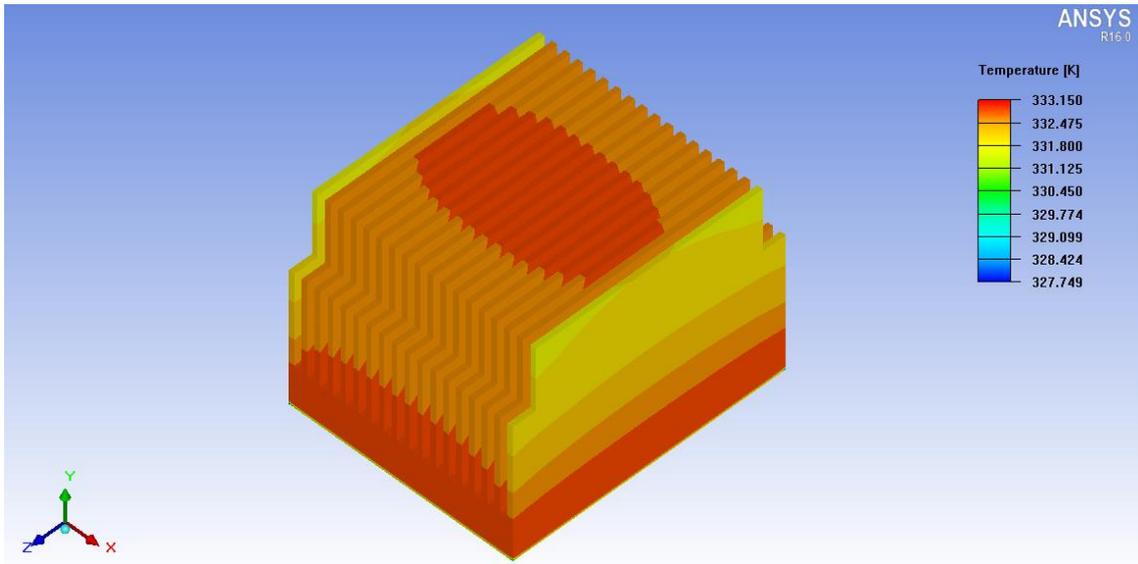


Figura 5.36 Vista isométrica del disipador para el caso $T_{base} = 60^{\circ} C$.

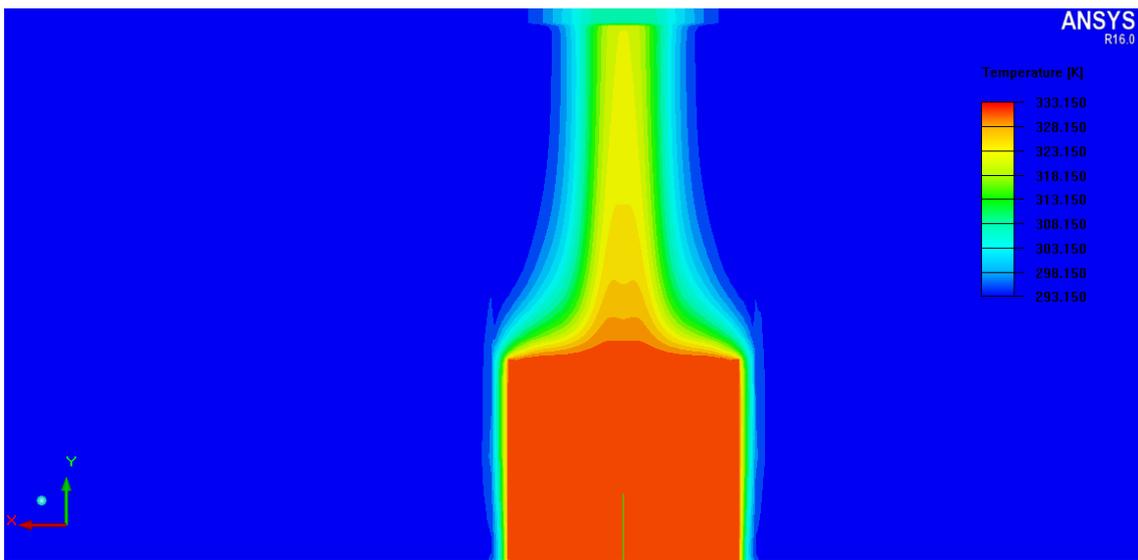


Figura 5.37 Perfil de temperaturas del disipador y de fluido que lo rodea en un plano de corte que corta al disipador por el centro.

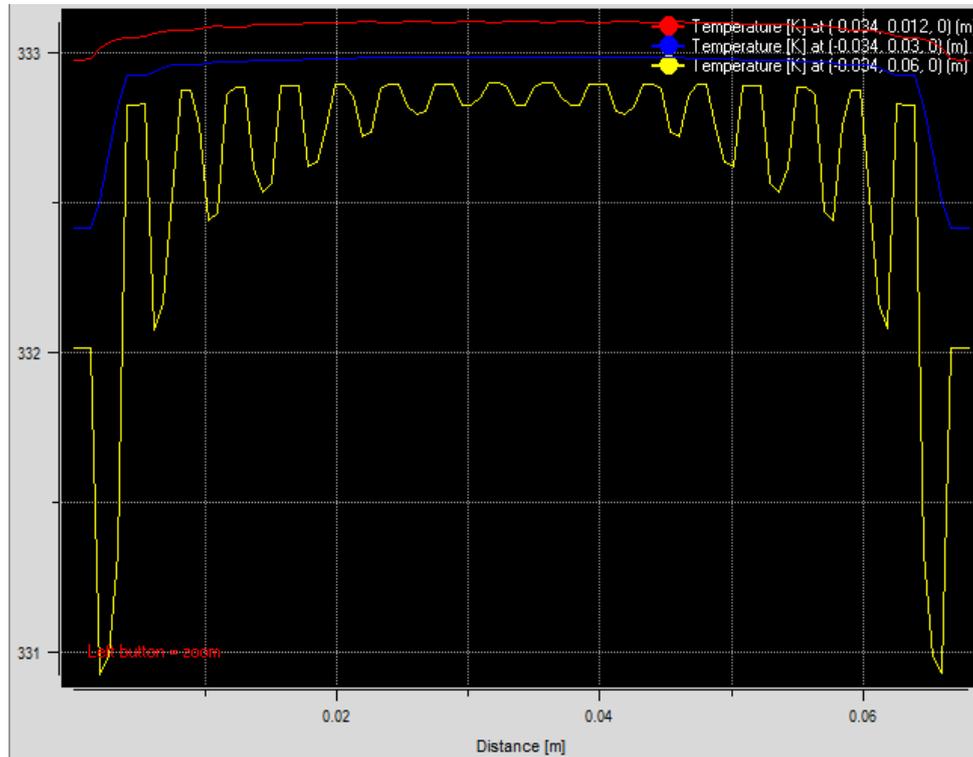


Figura 5.38 Perfiles de temperaturas en $y=12$ mm; $y=30$ mm; $y=60$ mm.

Tabla 5.3 Resultados obtenidos para el caso $T_{base} = 333.15$ K.

$T(K)$	$\Delta T(K)$	$T_{med} (K)$	$T_{min} (K)$	$Q(W)$	$h (W/m^2 \cdot K)$
333.15	40	332.88	327.75	8.64	1.49

Caso 4: En este caso la T^a de la base será de 50°C .

Una vez ejecutada la simulación, se obtienen los residuos que se muestran en la figura 5.39, en la que se observa que la solución converge, según el criterio fijado, a las 190 iteraciones.

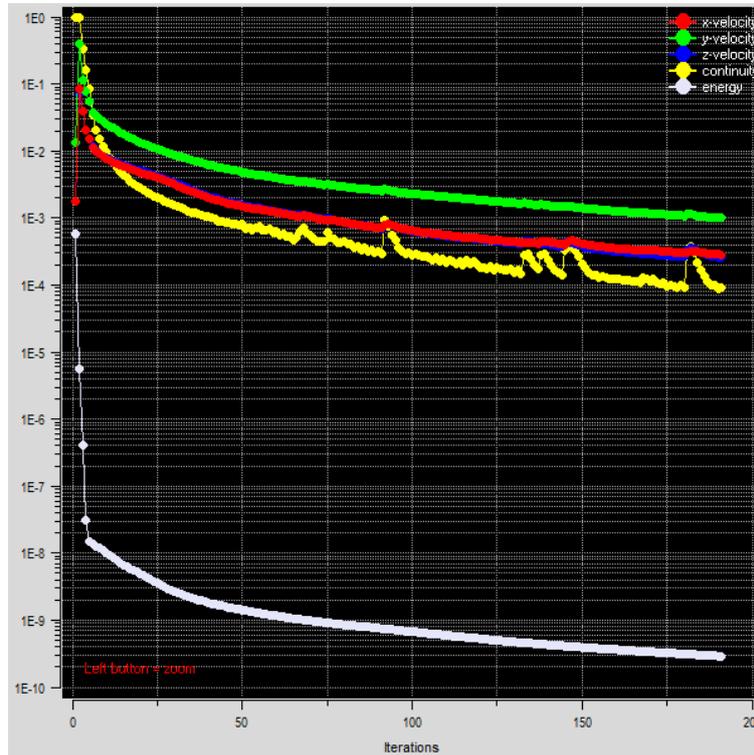


Figura 5.39 Grafica residuos para la solución del caso 4.

Una vez obtenida las soluciones del flujo de calor y perfiles de temperaturas, se hace uso del módulo de postproceso y se obtienen las figuras de la 5.40 a la 5.45. En las que se muestran los perfiles de temperaturas en el disipador, desde diferentes vistas de la pieza, y el perfil de temperatura del fluido que rodea al disipador, en un plano de corte que corta al disipador por el centro.

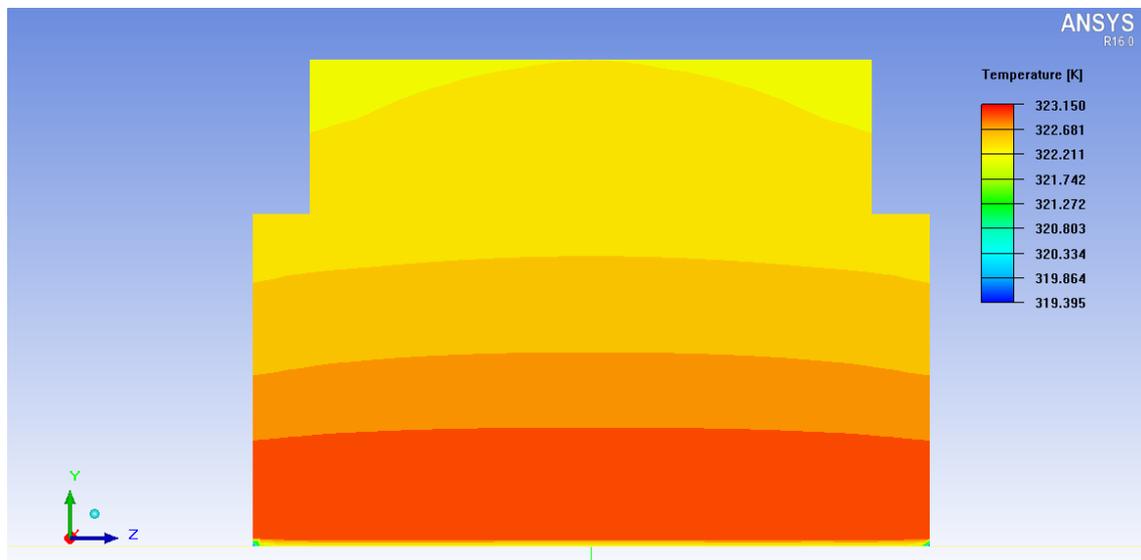


Figura 5.40 Vista lateral del disipador para el caso $T_{base} = 50^\circ\text{C}$.

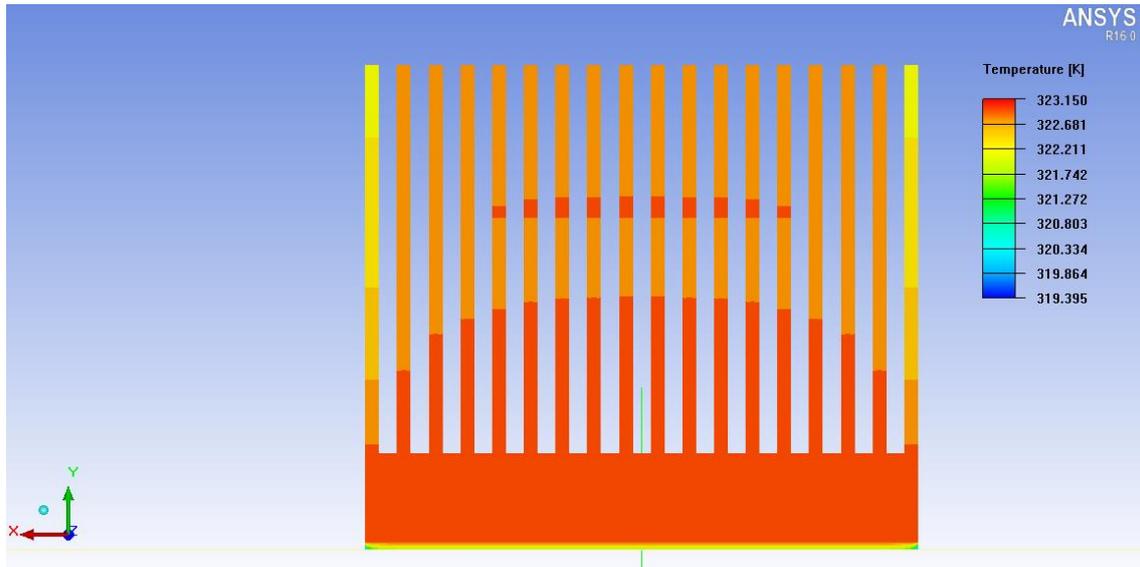


Figura 5.41 Vista frontal del disipador para el caso $T_{base} = 50^{\circ} C$.

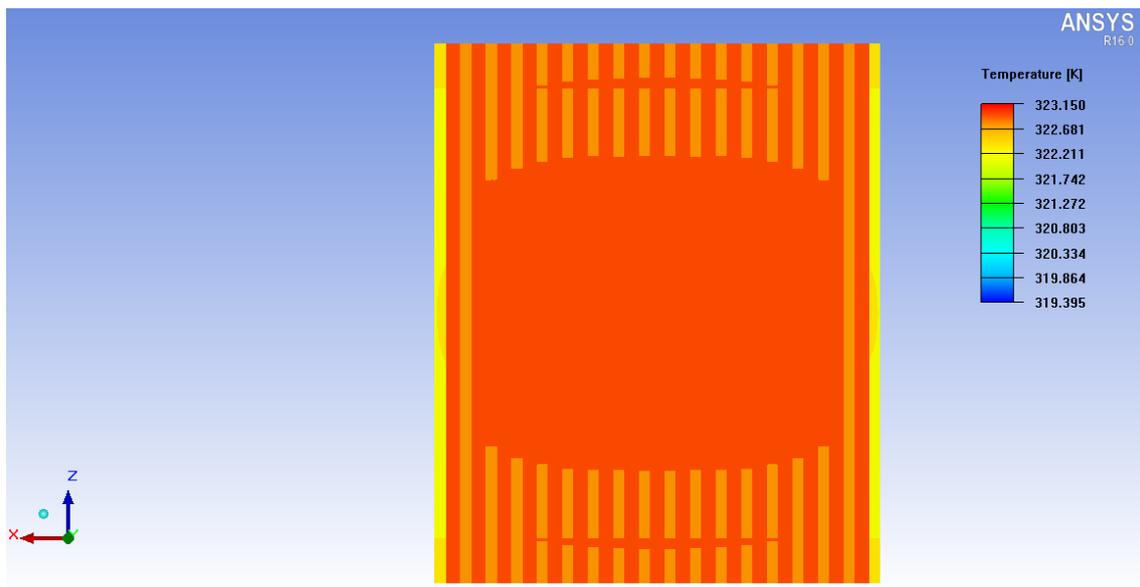


Figura 5.42 Vista superior del disipador para el caso $T_{base} = 50^{\circ} C$.

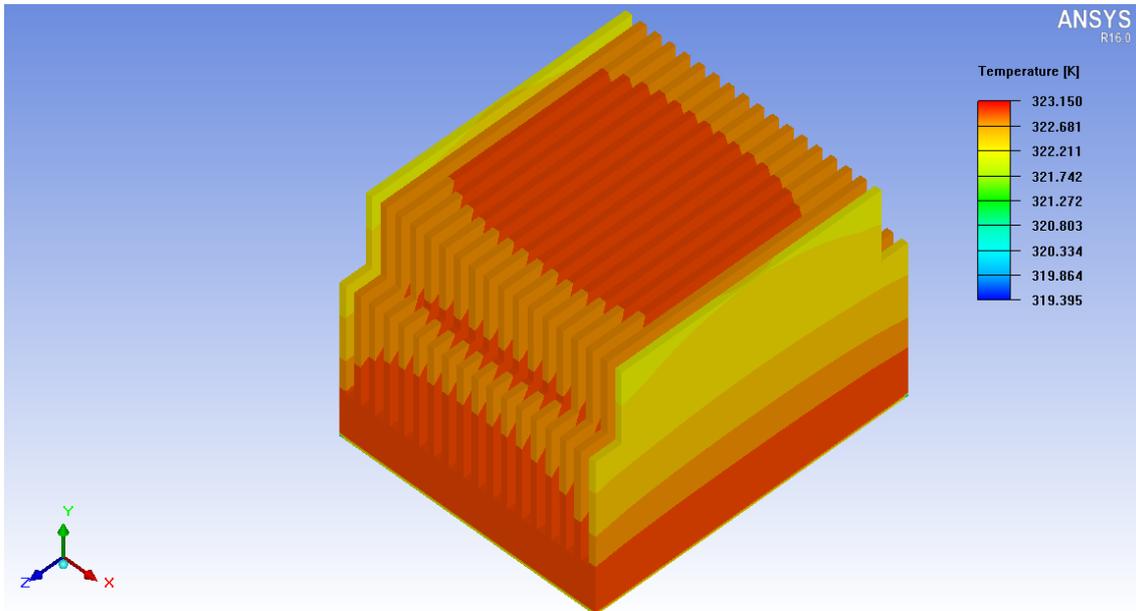


Figura 5.43 Vista isométrica del disipador para el caso $T_{base} = 50^{\circ} C$.

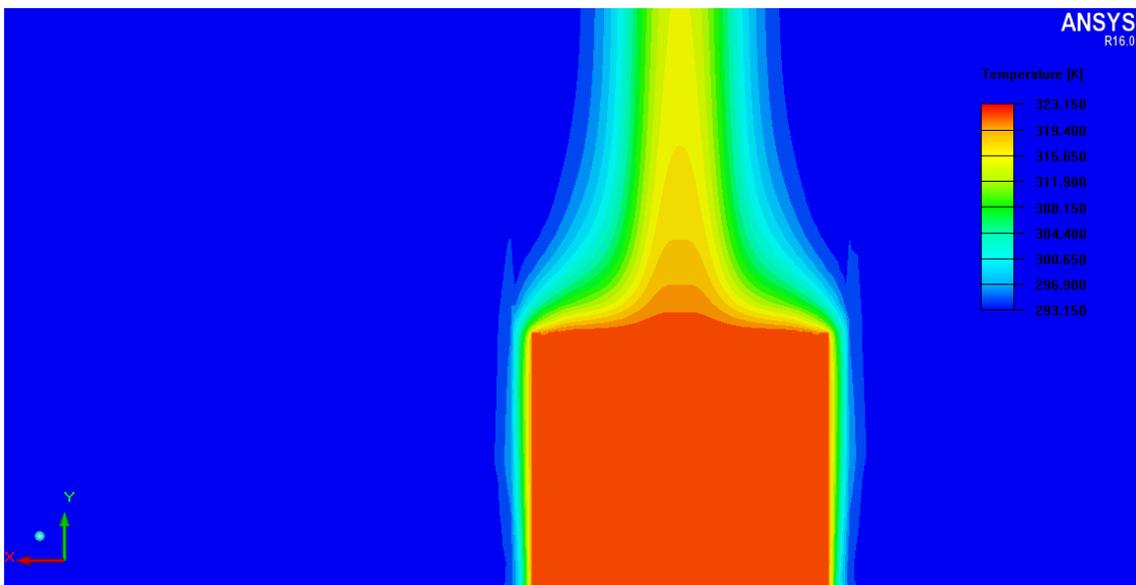


Figura 5.44 Perfil de temperaturas del disipador y de fluido que lo rodea en un plano de corte que corta al disipador por el centro.

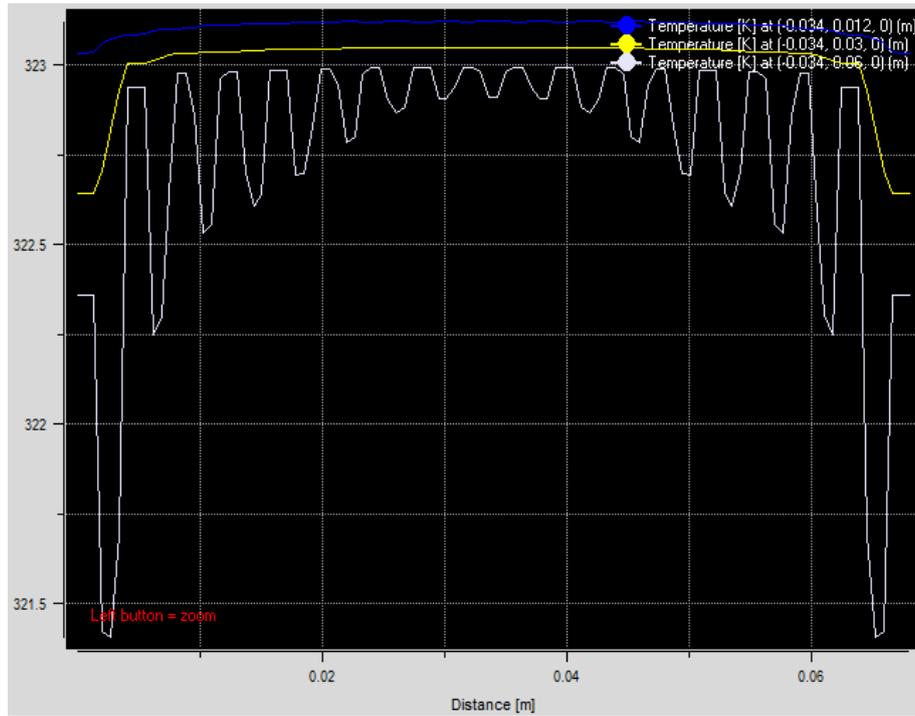


Figura 5.45 Perfiles de temperaturas en $y=12$ mm; $y=30$ mm; $y=60$ mm.

Tabla 5.4 Resultados obtenidos para el caso $T_{base} = 323.15$ K.

$T(K)$	$\Delta T(K)$	$T_{med} (K)$	$T_{min} (K)$	$Q(W)$	$h (W/m^2 \cdot K)$
323.15	30	322.97	319.40	5.6	1.29

5.6. Números de Elenbaas y de Nusselt para cada caso

En la tabla 5.5, vienen recogidos los valores de los números adimensionales de Elenbaas y Nusselt, definidos en el Capítulo 2, para cada uno de los casos.

Tabla 5.5 Número de Elenbaas y Nusselt para cada uno de los casos.

T(K)	$\Delta T(K)$	EI	Nu
353.15	60	1.921	0.147
343.15	50	1.601	0.132
333.115	40	1.281	0.117
323.15	30	0.961	0.101

5.7. Comparación con la curva del número Nusselt obtenida a partir de los experimentos de Elenbaas

En la figura 5.46, se comparan los valores obtenidos numéricamente en cada caso, con la gráfica presentada al principio de este capítulo. Los valores de dicha gráfica vienen representados por la línea azul de la figura. La comparación numérica entre dichos valores, viene recogida en la tabla 5.6.

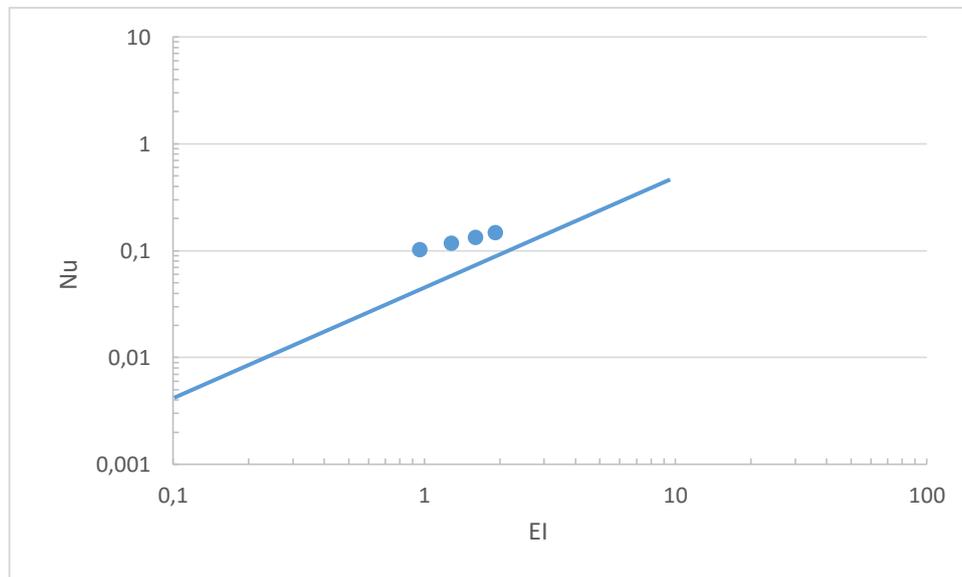


Figura 5.46 Comparación de los resultados obtenidos con la curva del número Nusselt obtenida a partir de los experimentos de Elenbaas.

Tabla 5.6 Diferencia entre los valores obtenidos y los que aparecen en la gráfica.

EI	Nu numérico	Nu gráfica
1.92	0.15	0.08
1.60	0.13	0.065
1.28	0.12	0.055
0.96	0.10	0.04

5.8. Conclusiones

5.1 Se ha presentado el disipador que se va a caracterizar en este capítulo y el siguiente. Este es un disipador de aletas rectas rectangulares. Por otro lado, se han descrito las condiciones de contorno a las que va a estar sometido este disipador, que en este caso va a ser una temperatura de la base constante y conocida.

5.2 Se ha modelado el problema utilizando el software **ANSYS Icepak**. Por una parte se ha creado una geometría lo más similar posible a la del disipador de estudio y, por otra parte, se han recreado unas condiciones de contorno, a partir de un ambiente que rodea al disipador y una fuente de calor en la base del mismo.

5.3 Se han utilizado mallas con diferentes elementos y se ha calculado la solución para cada una de ellas. Se ha comprobado cómo, a partir de cierto número de elementos, los resultados no mejoran. A partir de esta observación, se ha elegido una malla lo suficientemente fina como para que la solución sea buena, pero eligiendo, dentro de las posibles opciones, la que produjera un tiempo de cálculo menor. Finalmente se ha elegido una malla de $4 \cdot 10^5$ elementos, mucho más fina en el disipador y sus alrededores, para tener más detalle de lo que aquí sucede, y más gruesa en las zonas alejadas, donde no es tan relevante lo que sucede en ese fluido.

5.4 Se ha determinado el régimen de flujo dentro del canal. Para ello se ha obtenido el valor aproximado orientativo de número de Rayleigh que nos proporciona el software, y se ha comparado con el obtenido de forma analítica usando las expresiones vistas en teoría. Se ha comprobado que el fluido en el canal se encuentra en régimen laminar, esta información se introduce en el programa para que lo tenga en cuenta a la hora de realizar los cálculos.

5.5 Se han presentado los distintos casos que se van a estudiar. Todos los casos van a consistir en el disipador trabajando bajo condiciones de convección natural como único mecanismo de transmisión de calor (no se va a tener en cuenta la radiación). Para cada caso se va a variar la temperatura de la base, desde los 80° hasta los 50° C. Para cada uno de estos casos, a partir de la temperatura media y el calor disipado, se ha obtenido el valor del coeficiente convectivo h . Se ha observado que debido a la geometría del problema los valores obtenidos son bajos, yendo desde 1.87 a $1.29 \text{ W/m}^2 \text{ K}$.

5.6 A partir de los valores de h obtenidos y de las propiedades del aire, se han calculado los números de Nusselt y Elenbaas para cada uno de los casos. Estos valores se han comparado con los obtenidos experimentalmente por Elenbaas y se ha comprobado que existe mucha diferencia. Éstas pueden deberse, en parte al proceso de cálculo, ya que el equipo tiene unas limitaciones. Por otra parte, también pueden ser debidas, a que la correlación usada por el autor para la determinación del número de Nusselt se obtuvo para aletas isotermas. En nuestro caso se ha visto que son prácticamente isotermas, pero en algunas zonas se produce una caída de temperatura que puede llegar a un 4%, lo que también puede incrementar estas diferencias observadas. Otro factor a tener en cuenta para la obtención del número de Elenbaas, es la temperatura a la cual se evalúan las propiedades del aire. En este trabajo se han obtenido para la temperatura media entre la base y el ambiente, lo que puede diferir de la temperatura elegida por el autor.

Capítulo 6 . Caracterización del disipador bajo condiciones de convección libre y radiación

6.1. Introducción

En este capítulo, se va a caracterizar el disipador del capítulo anterior, pero en este caso teniendo en cuenta la radiación como mecanismo de transmisión de calor, además de la convección libre.

Como se ha mencionado en capítulos anteriores, la radiación puede jugar un papel importante en el caso en el que sólo exista convección libre. Por el contrario, en el caso de la convección forzada, la importancia de ésta disminuye hasta poder despreciarse en la mayoría de casos.

6.2. Importancia de la radiación en función del coeficiente convectivo h

En este primer apartado, se va a estudiar el caso en un sólo canal con el fin de justificar la afirmación del apartado anterior. Para ello, se va a modelizar un problema en que van a coexistir los mecanismos de convección natural y radiación como formas de transmisión de calor.

Una vez esté el problema planteado, se va a variar el coeficiente convectivo desde 0.1 hasta 500 W/m²·K. Valores bajos del coeficiente convectivo son característicos de la convección natural; mientras que, altos valores, lo son de la convección forzada, tal y como se comentó en el Capítulo 2.

Se van a estudiar dos casos diferentes. En el primer caso, la temperatura de la base será conocida; mientras que en el segundo caso, el flujo de calor en la base será el dato conocido.

Importancia de la malla

Una vez se ha modelizado el problema con su geometría y condiciones de contorno, se procede al mallado. El programa crea una malla por defecto, pero ésta se puede modificar según nuestras exigencias.

Como se ha dicho anteriormente, una malla demasiado fina proporciona unos resultados más precisos pero el coste de cálculo aumenta considerablemente. Hay que llegar a un equilibrio entre precisión y coste computacional.

Para ver que malla es mejor para nuestro problema, se van a usar mallas con distinto número de elementos y se comprobarán los resultados para determinar a partir de qué número de elementos, éstos no mejoran, al hacerla más fina. Una vez determinado el tamaño óptimo de los elementos de la malla, se resolverán todos los casos con dicha malla.

Los resultados obtenidos con las distintas mallas son los que se muestran en la tabla 6.1

En las figuras 6.1 a 6.3 se muestra como varían las soluciones en función del número de nodos.

Tabla 6.1 Resultados obtenidos en función del número de nodos.

Nº nodos	Nº elementos	T (K)	Q _{rad} (W)	Q _{conv} (W)
1180	154	305.61	0.1497	96.016
1446	184	305.62	0.1512	96.113
4120	574	305.59	0.15539	95.91
5686	782	305.6	0.1576	96.014
7472	1064	305.58	0.1592	95.866
8431	1200	305.58	0.1596	95.862

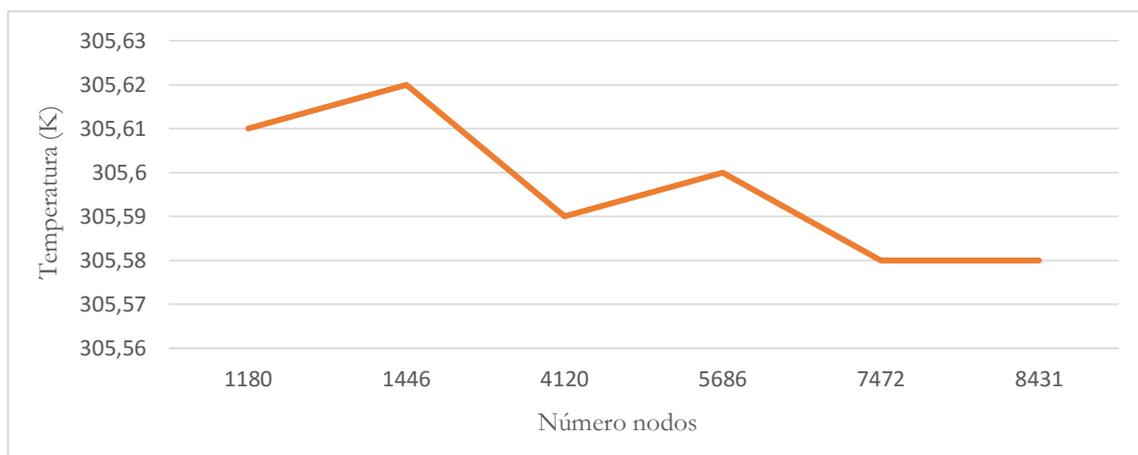


Figura 6.1 Estabilización de la temperatura al variar el número de nodos.

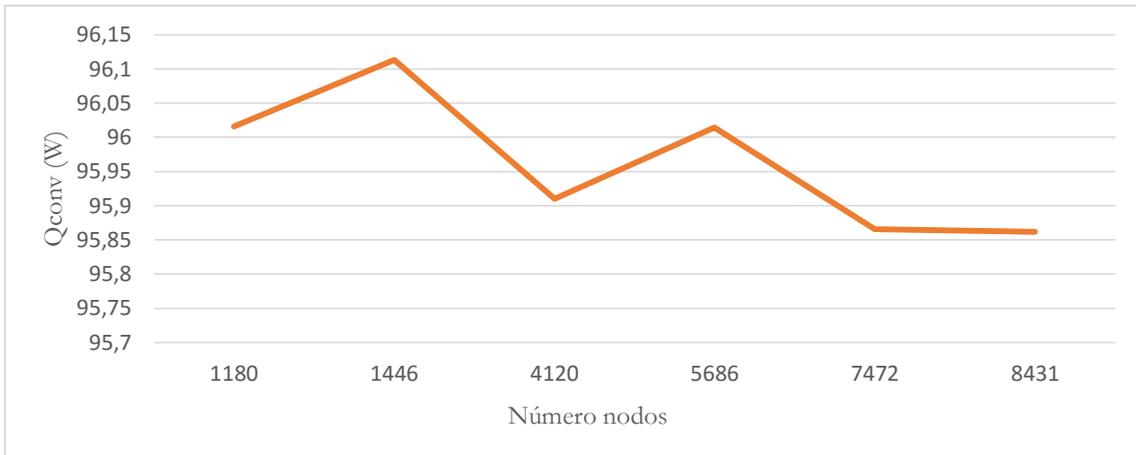


Figura 6.2 Estabilización del calor de convección al variar el número de nodos.

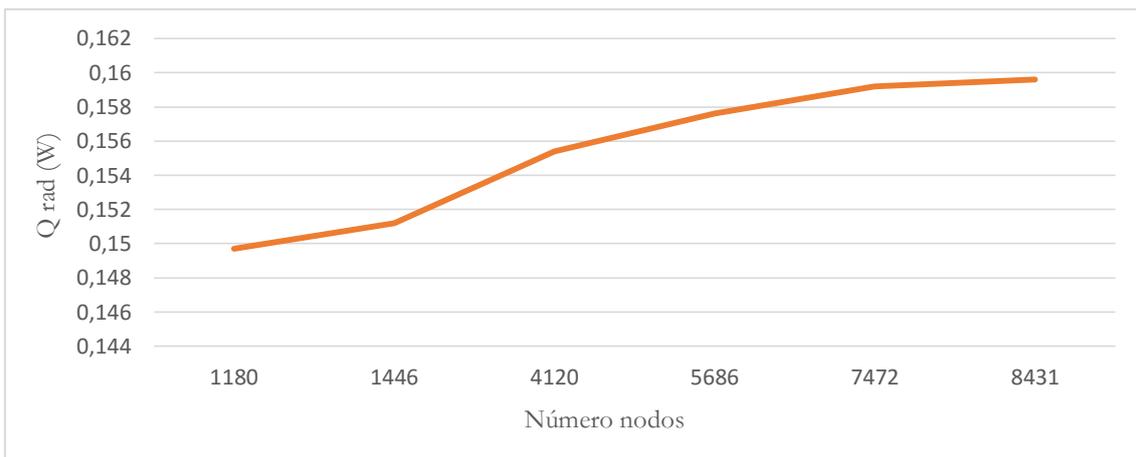


Figura 6.3 Estabilización del calor de radiación al variar el número de nodos.

Se puede observar que a partir de los 7472 nodos las soluciones se estabilizan. Por lo que un mayor número de nodos, aumentaría el coste computacional sin proporcionarnos una solución más precisa.

Por tanto, para los casos que se estudiarán a continuación se va a usar una malla estructurada formada por 1064 elementos y 7472 nodos que se muestra en la figura 6.4.

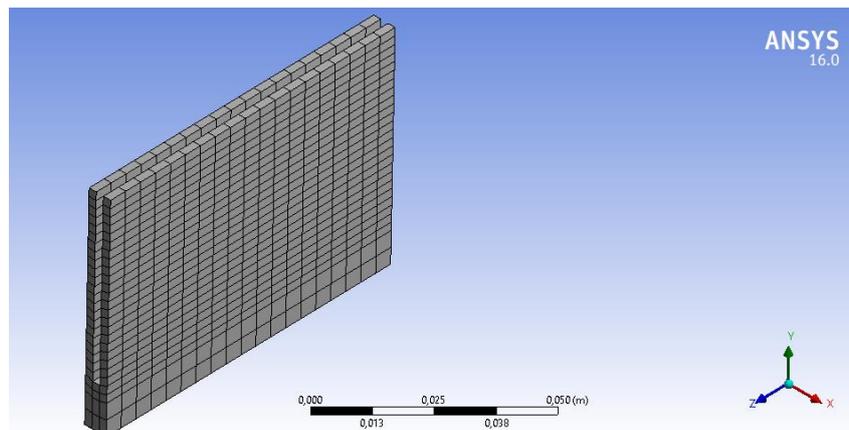


Figura 6.4 Malla utilizada en los distintos casos formada por 1064 elementos y 7472 nodos.

Casos estudiados

Caso 1. $T_{base}=353\text{ K}$ constante.

La geometría y las condiciones de contorno se muestran en la figura 6.5. Como se puede ver, la temperatura de la base es constante e igual a 353 K, por otro lado, las dos paredes laterales son adiabáticas y por último, el resto de superficies intercambian calor con el ambiente y con el resto de superficies por medio de los tres mecanismos de transmisión: conducción, convección natural y radiación.

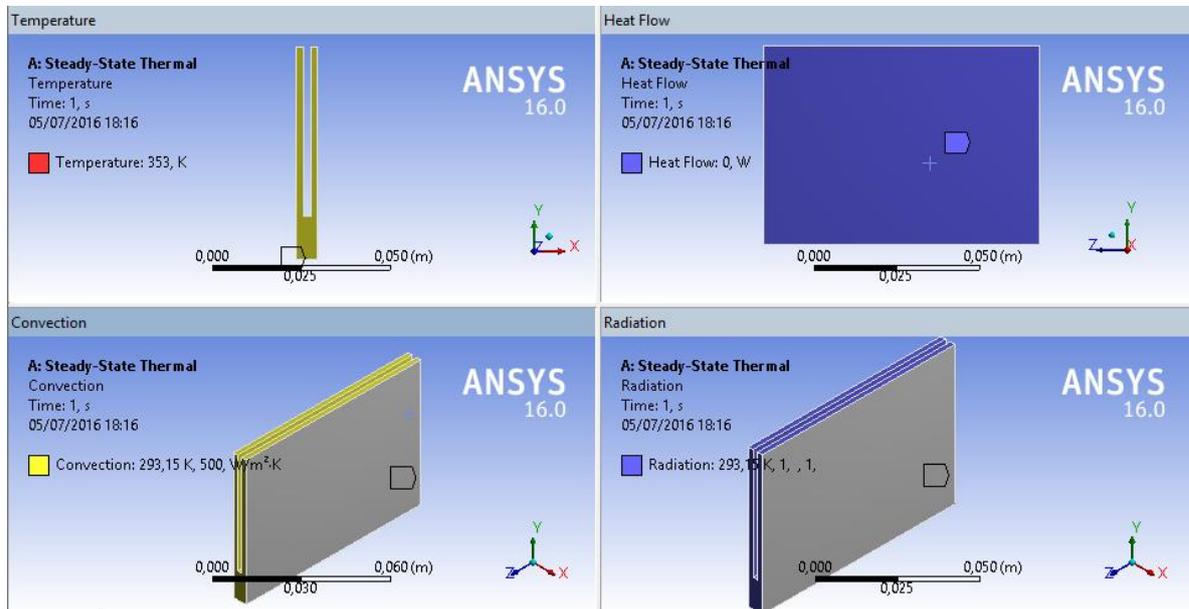


Figura 6.5 Geometría y condiciones de contorno del caso T_{base} constante.

Dentro de este caso, se va a simular el problema planteado haciendo dos distinciones. En uno, se va a usar una emisividad de la superficie de 0.2, lo que representaría un cuerpo gris que simularía un material claro donde la energía reflejada por las superficies va a ser alta. En el otro, se va a usar un valor de emisividad de 0.8, lo que simularía un cuerpo gris pero próximo a cuerpo negro; en este caso, la mayor parte de la energía de radiación va a ser absorbida por las superficies y no reflejada.

Caso 1.a. $\epsilon=0.2$.

Con las condiciones comentadas anteriormente los resultados obtenidos se muestran en la siguiente tabla 6.2.

Tabla 6.2 Resultados obtenidos para el caso 1.a.

$h(\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K})$	$Q_{\text{rad}}(\text{W})$	$Q_{\text{conv}}(\text{W})$	$T_{\text{max}}(\text{K})$	$T_{\text{min}}(\text{K})$	$Q_{\text{rad}}/Q_{\text{conv}}(\%)$
0.1	0.1728	0.0537	353	352.83	321.79%
1	0.1719	0.5354	353	352.54	32.11%
10	0.1635	5.1712	353	349.72	3.16%
100	0.1094	38.823	353	330.17	0.28%
500	0.0453	99.187	353	303.95	0.05%

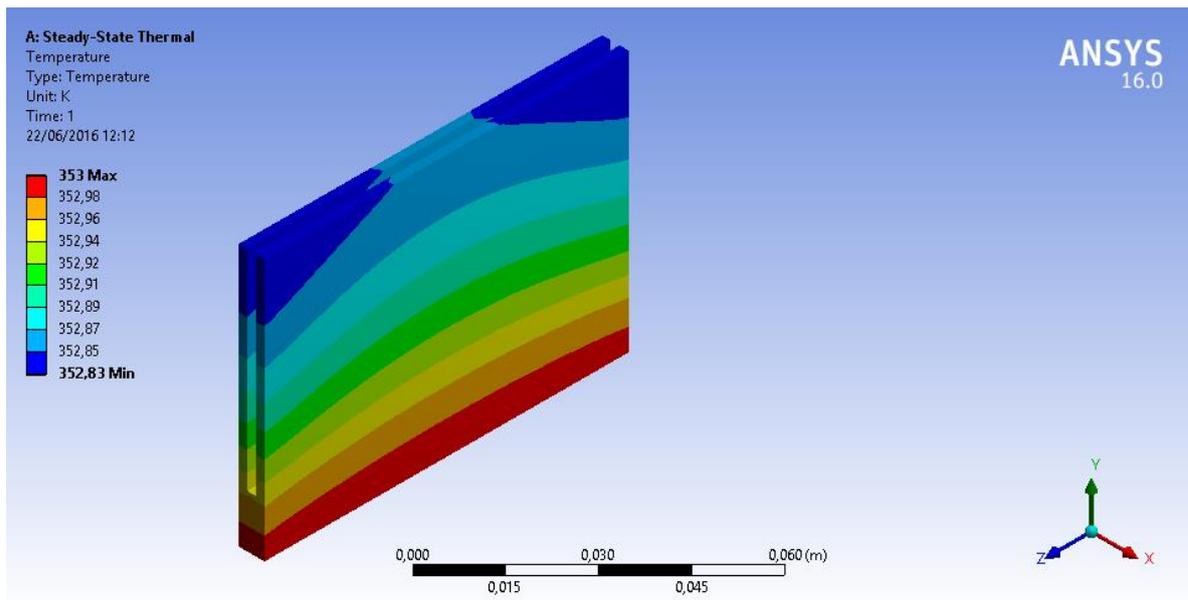


Figura 6.6 Perfil de temperaturas de las aletas. $h=0.1 \text{ W}/\text{m}^2 \text{ K}$ para el caso 1.a.

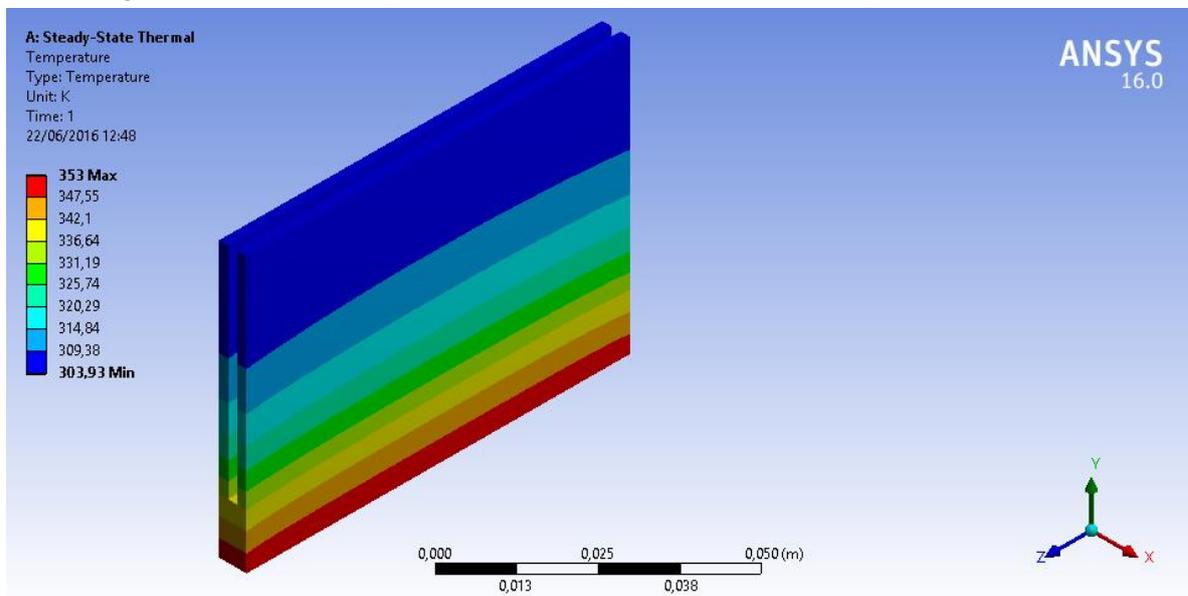


Figura 6.7 Perfil de temperaturas de las aletas. $h=500 \text{ W}/\text{m}^2 \text{ K}$ para el caso 1.a.

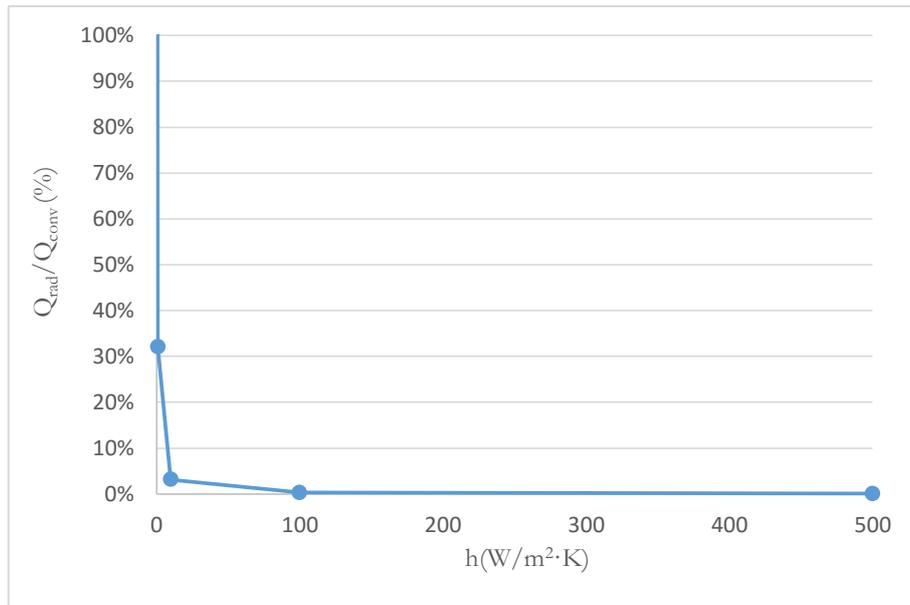


Figura 6.8 Importancia de la radiación frente a la convección natural en función de h .

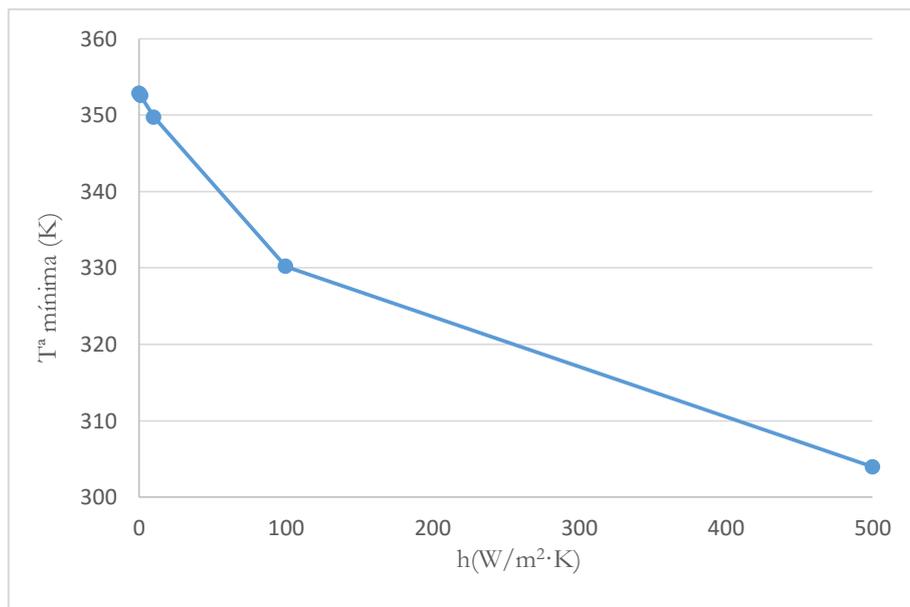


Figura 6.9 Variación de la T^{a} mínima en función de h .

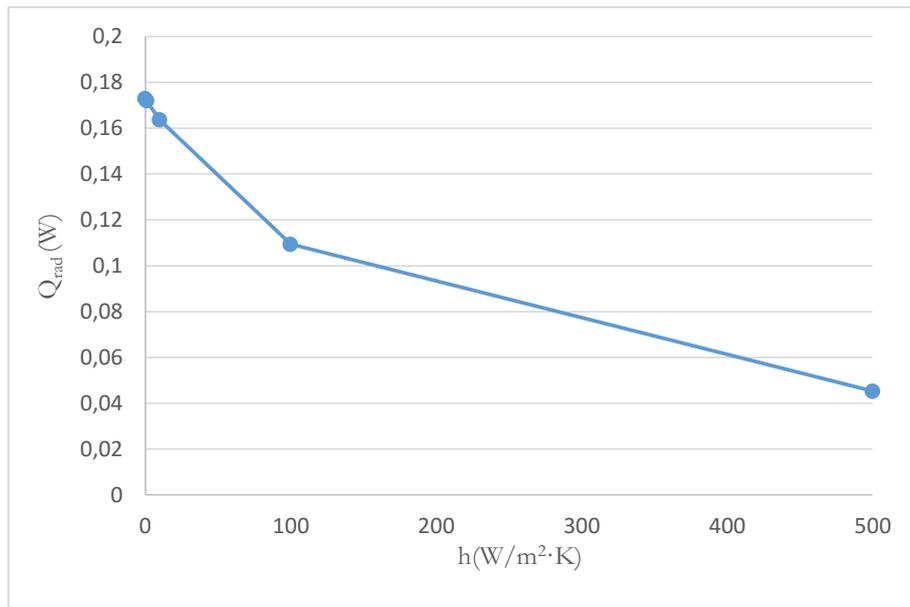


Figura 6.10 Variación del calor de radiación en función de h.

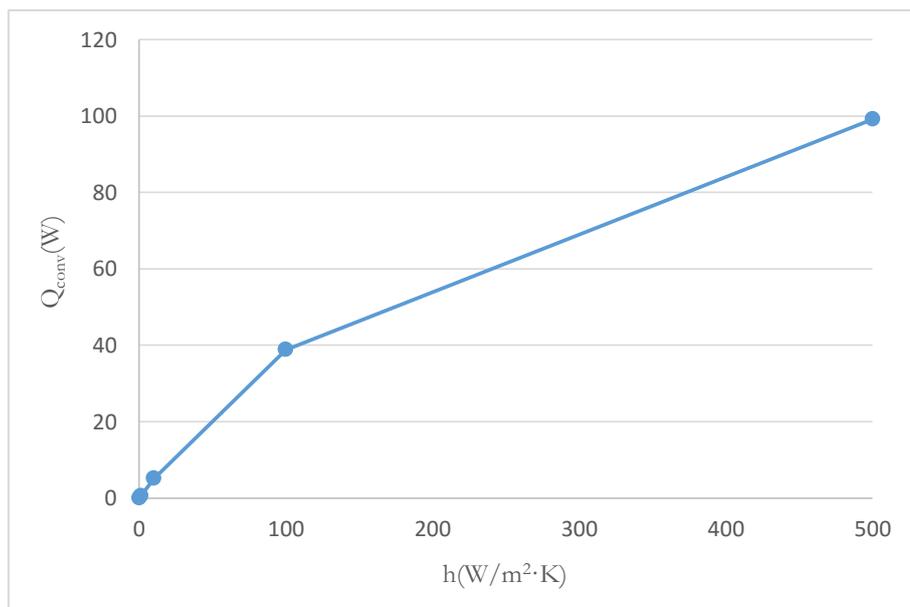


Figura 6.11 Variación del calor de convección en función de h.

Caso 1.b. $\epsilon=0.8$.

Con las condiciones comentadas anteriormente los resultados obtenidos se muestran en la siguiente tabla 6.3.

Tabla 6.3 Resultados obtenidos para el caso 1.b.

$h(\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K})$	$Q_{\text{rad}}(\text{W})$	$Q_{\text{conv}}(\text{W})$	$T_{\text{max}}(\text{K})$	$T_{\text{min}}(\text{K})$	$Q_{\text{rad}}/Q_{\text{conv}}(\%)$
0.1	0.451	0.0536	353	352.6	841.42%
1	0.449	0.534	353	352.31	84.08%
10	0.428	5.161	353	349.51	8.29%
100	0.294	38.776	353	330.07	0.76%
500	0.135	99.147	353	303.93	0.14%

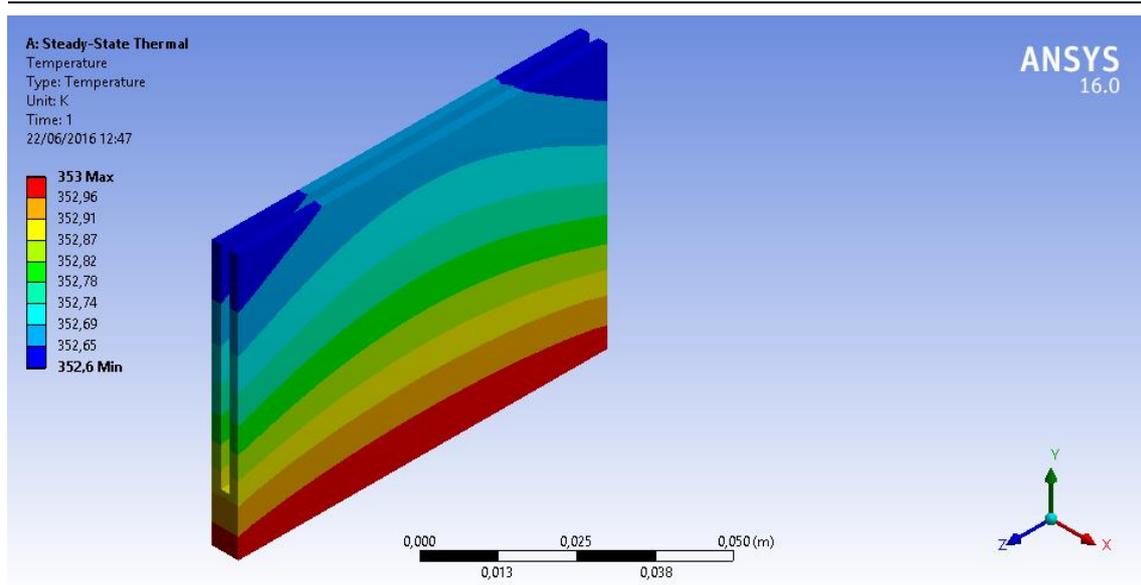


Figura 6.12 Perfil de temperaturas de las aletas. $h=0.1 \text{ W}/\text{m}^2 \text{ K}$ para el caso 1.b.

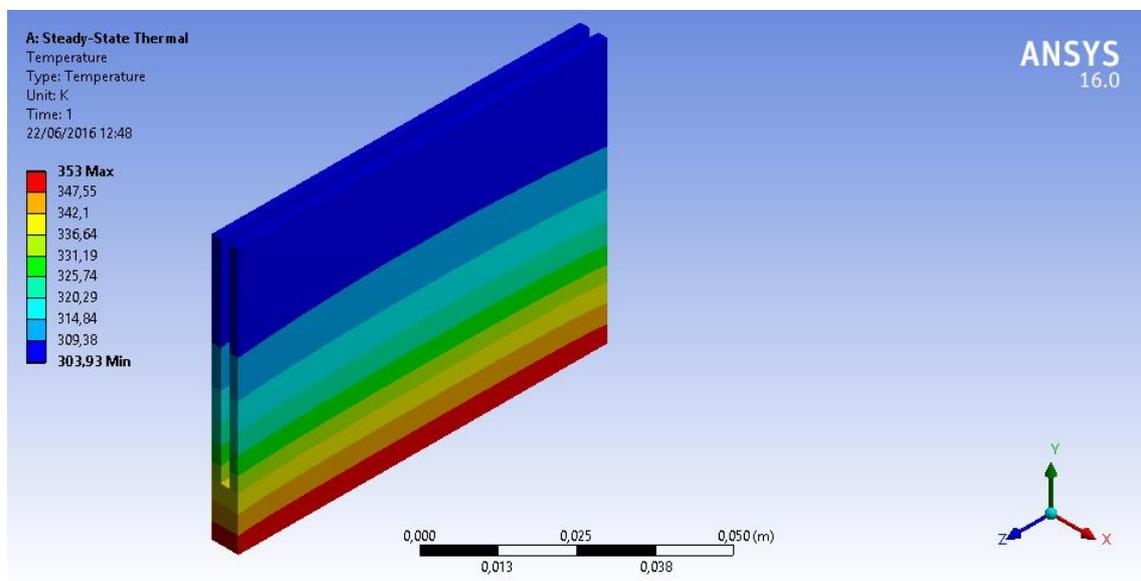


Figura 6.13 Perfil de temperaturas de las aletas. $h=500 \text{ W}/\text{m}^2 \text{ K}$ para el caso 1.b.

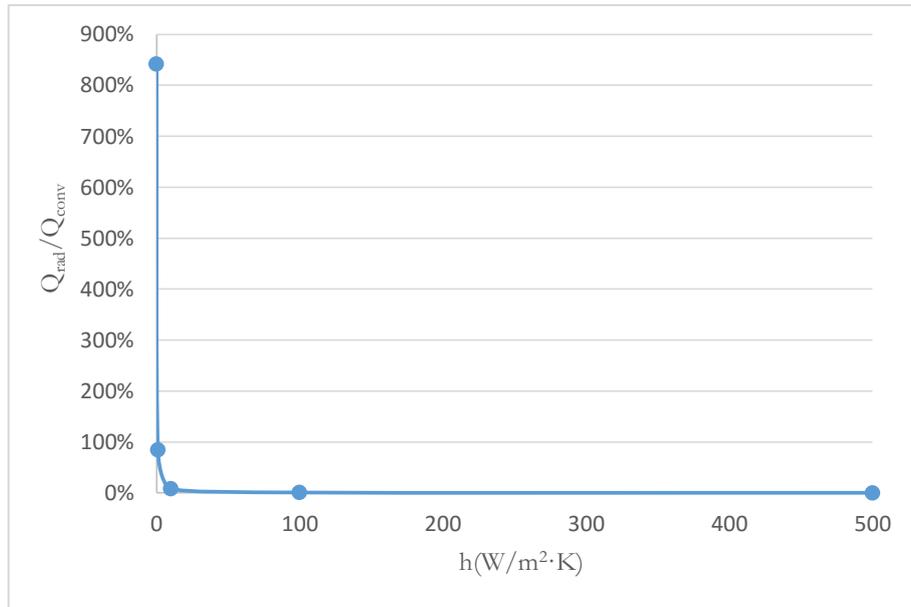


Figura 6.14 Importancia de la radiación frente a la convección natural en función de h .

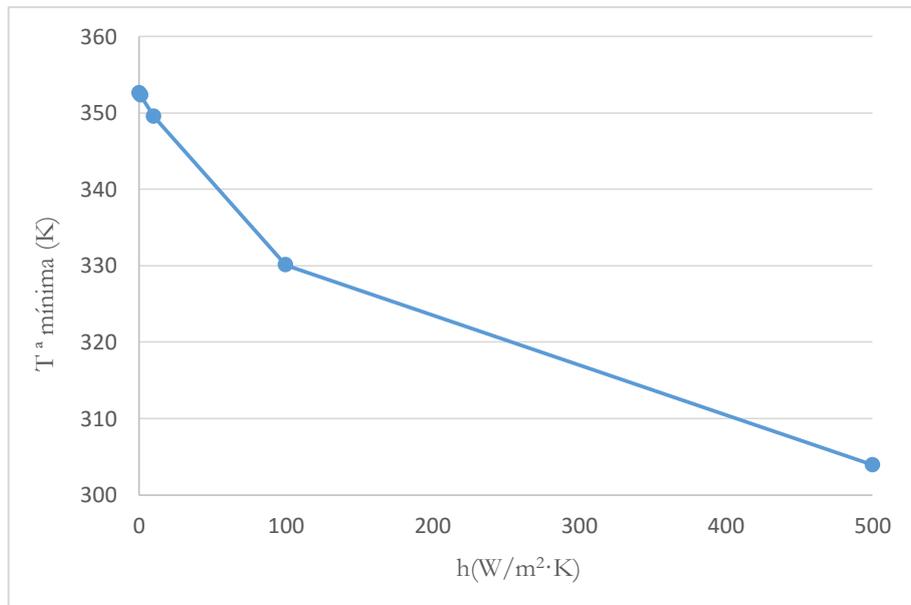


Figura 6.15 Variación de la T^a mínima en función de h .

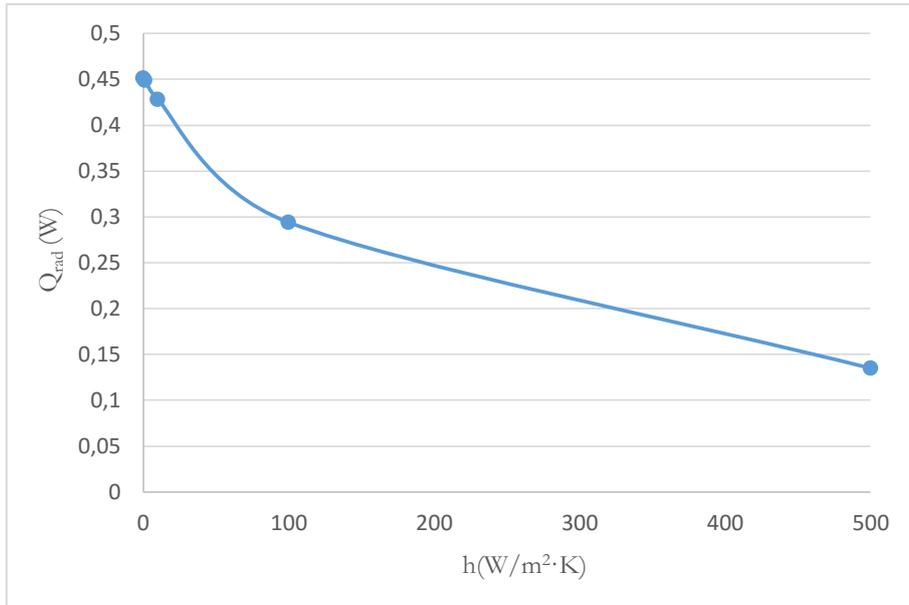


Figura 6.16 Variación del calor de radiación en función de h.

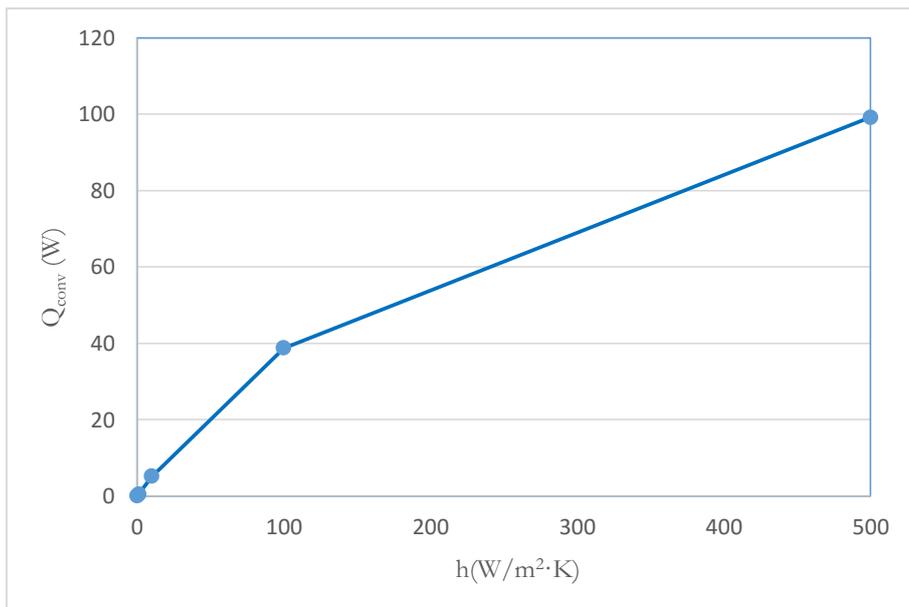


Figura 6.17 Variación del calor de convección en función de h.

Caso 2. $q_{base}=10 \text{ W}$ constante.

Caso 2.a. $\epsilon=0.2$.

Tabla 6.4 Resultados obtenidos para el caso 2.a.

$h(\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K})$	$Q_{rad}(\text{W})$	$Q_{conv}(\text{W})$	$T_{max}(\text{K})$	$T_{min}(\text{K})$	$Q_{rad}/Q_{conv}(\%)$
0.1	9.52	0.48	820.97	813.53	1983.33%
1	6.066	3.934	735.44	728.64	154.19%
10	0.395	9.605	404.22	398.27	4.11%
100	0.025	9.975	308.81	302.6	0.25%
500	0.004	9.996	299.45	294.22	0.04%

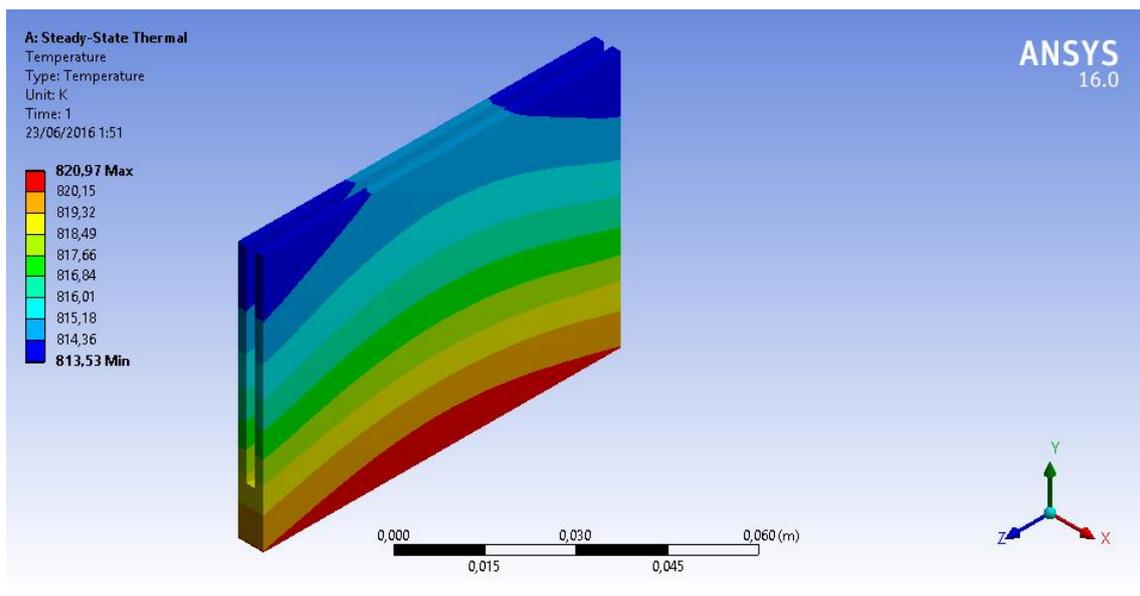


Figura 6.18 Perfil de temperaturas de las aletas. $h=0.1 \text{ W}/\text{m}^2 \text{ K}$ para el caso 2.a.

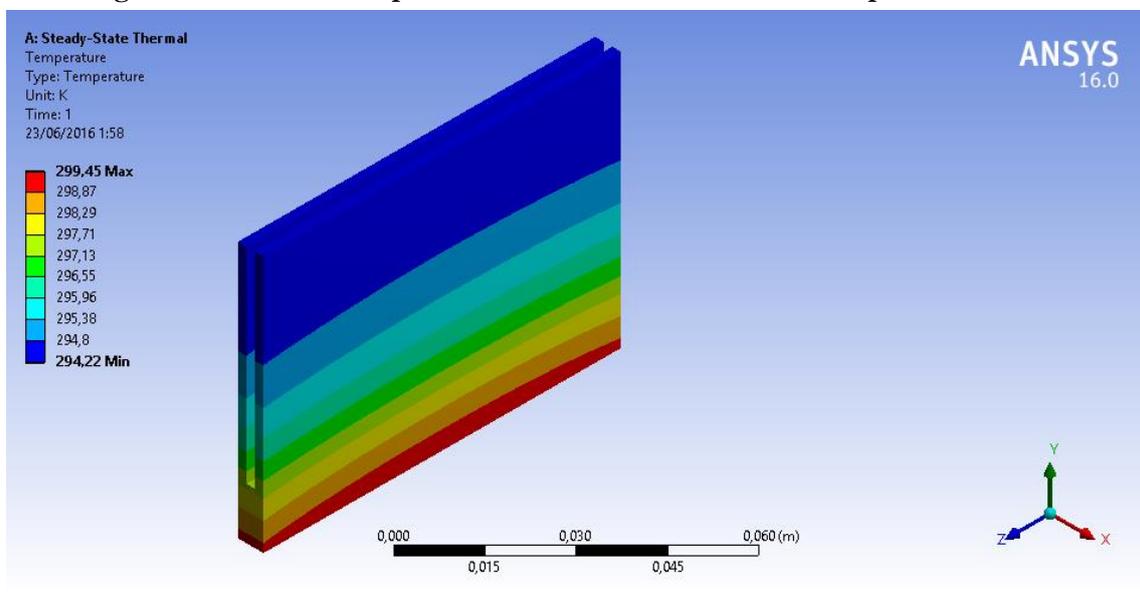


Figura 6.19 Perfil de temperaturas de las aletas. $h=500 \text{ W}/\text{m}^2 \text{ K}$ para el caso 2.a.

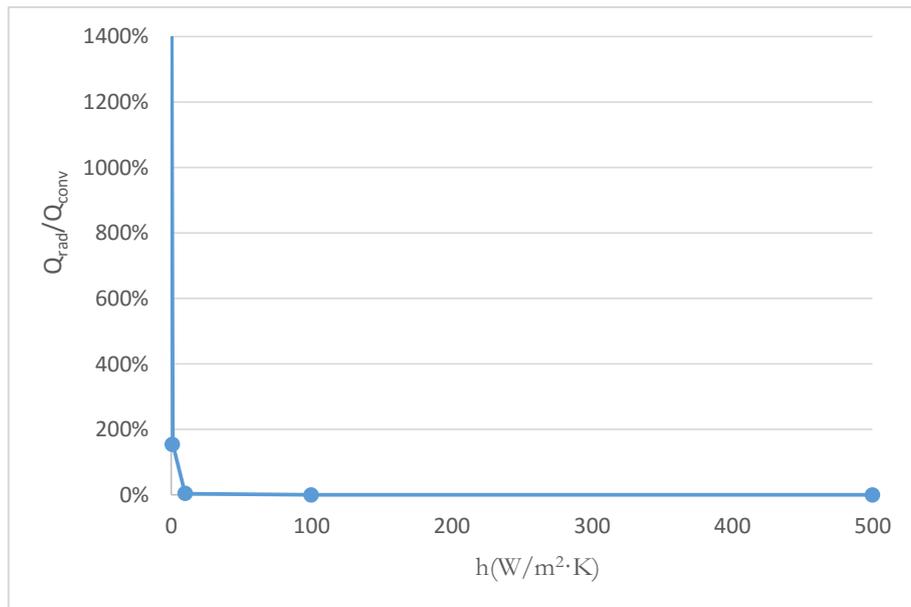


Figura 6.20 Importancia de la radiación frente a la convección natural en función de h.

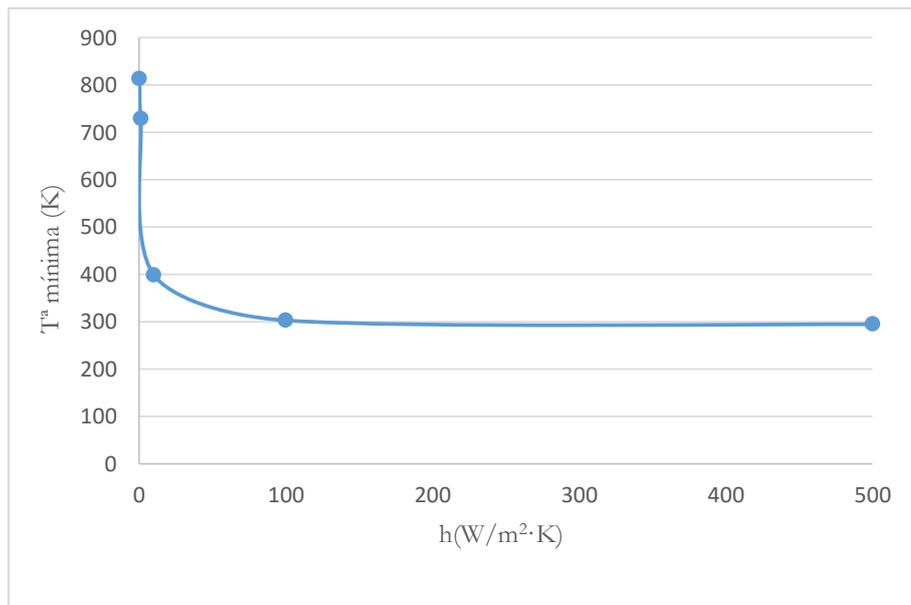


Figura 6.21 Variación de la T^a mínima en función de h.

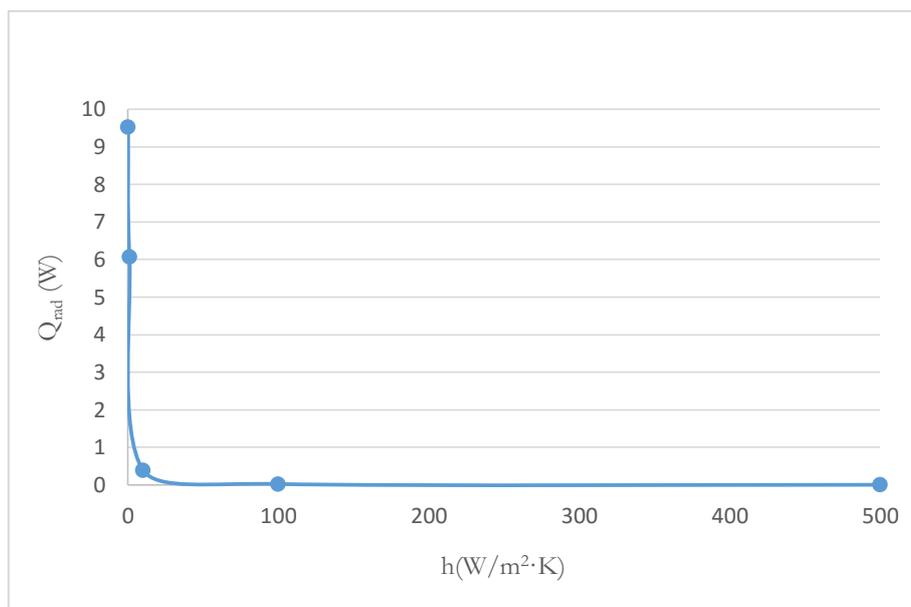


Figura 6.22 Variación del calor de radiación en función de h .

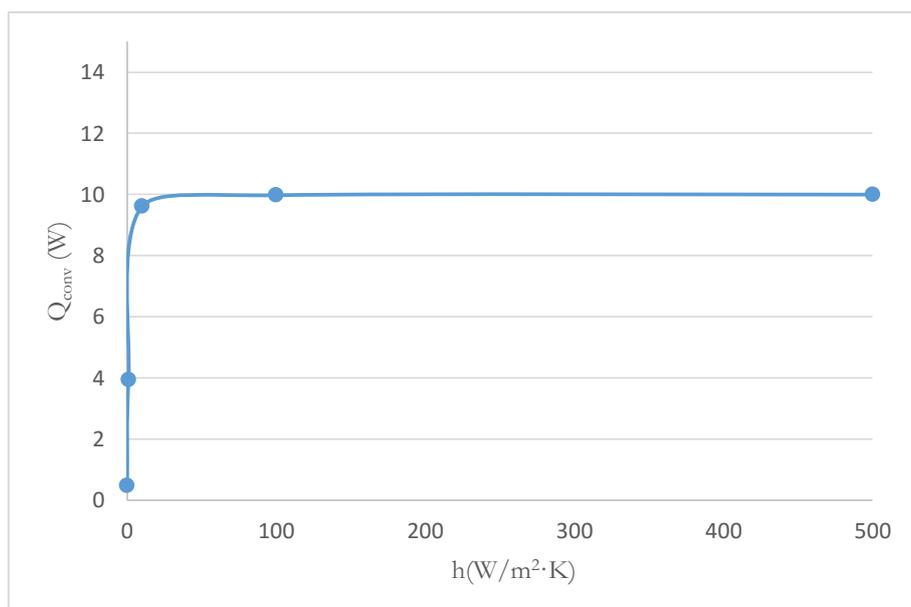


Figura 6.23 Variación del calor de convección en función de h .

Caso 2.b. $\epsilon=0.8$.

Tabla 6.5 Resultados obtenidos para el caso 2.b.

$h(\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K})$	$Q_{\text{rad}}(\text{W})$	$Q_{\text{conv}}(\text{W})$	$T_{\text{max}}(\text{K})$	$T_{\text{min}}(\text{K})$	$Q_{\text{rad}}/Q_{\text{conv}}(\%)$
0.1	9.675	0.325	657.79	650.12	2976.92%
1	7.159	2.841	612.52	605.37	251.99%
10	0.925	9.075	398.35	392.25	10.19%
100	0.064	9.936	308.76	302.55	0.64%
500	0.012	9.988	299.45	294.22	0.12%

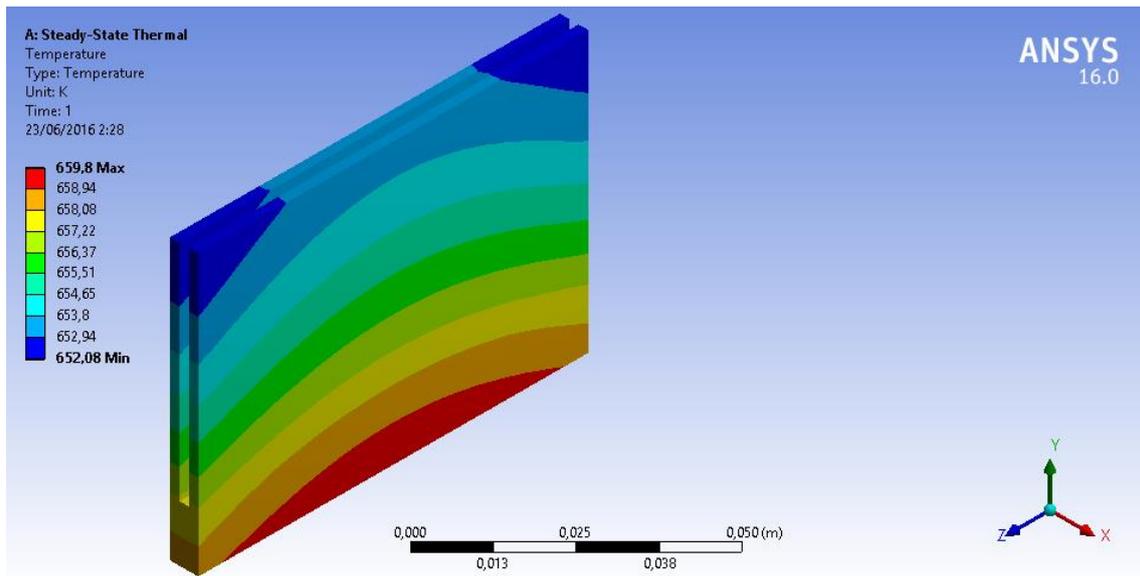


Figura 6.24 Perfil de temperaturas de las aletas. $h=0.1 \text{ W}/\text{m}^2 \text{ K}$ para el caso 2.b.

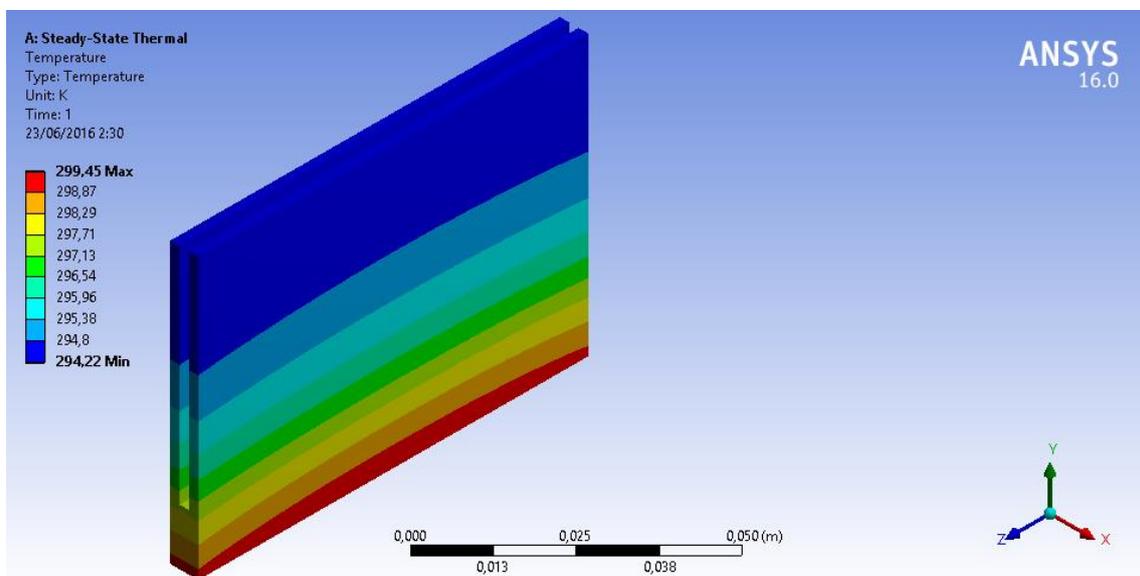


Figura 6.25 Perfil de temperaturas de las aletas. $h=500 \text{ W}/\text{m}^2 \text{ K}$ para el caso 2.b.

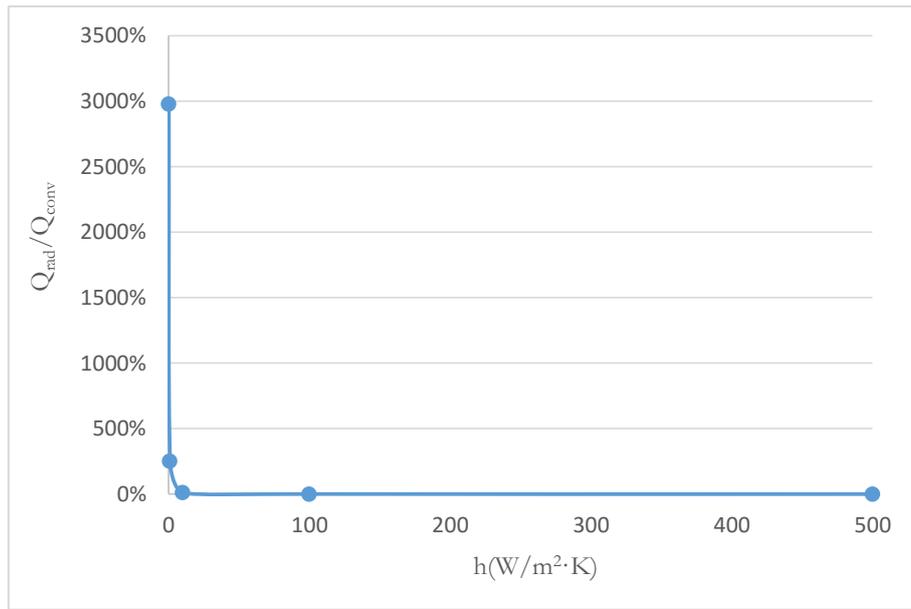


Figura 6.26 Importancia de la radiación frente a la convección natural en función de h.

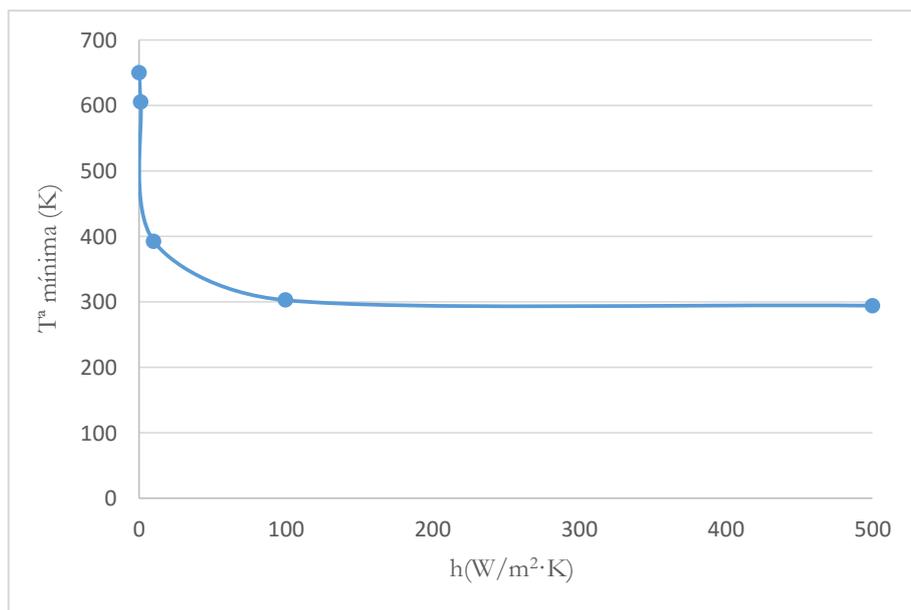


Figura 6.27 Variación de la Tª mínima en función de h.

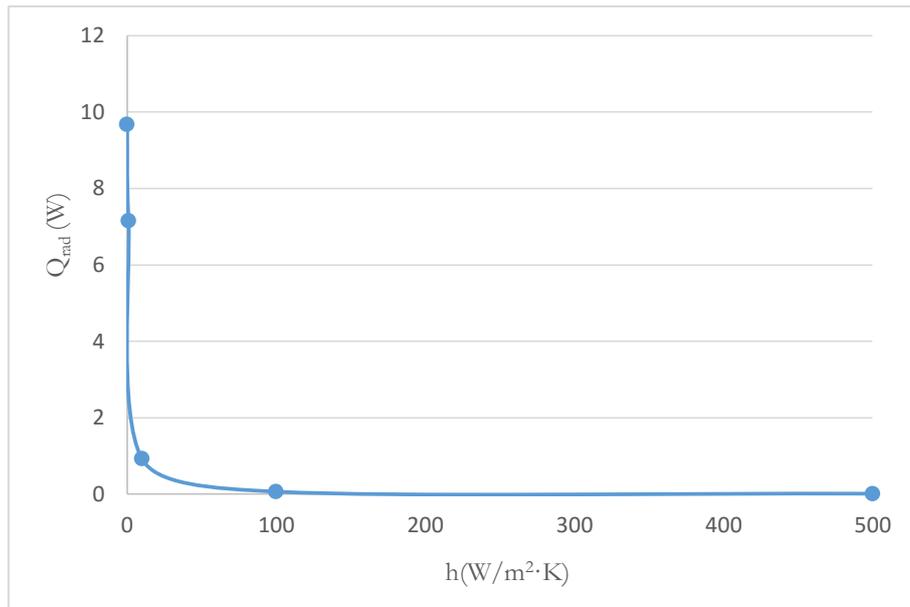


Figura 6.28 Variación del calor de radiación en función de h.

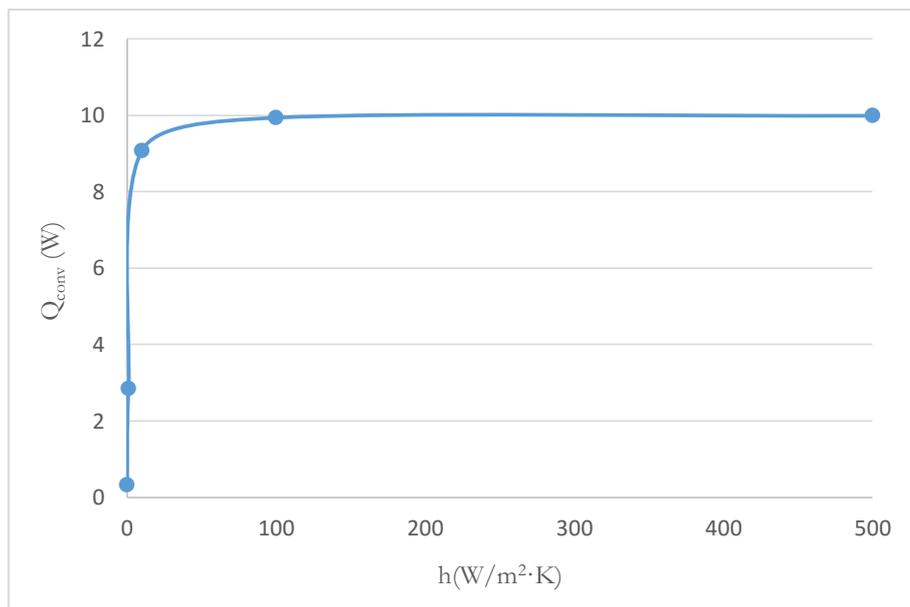


Figura 6.29 Variación del calor de convección en función de h.

6.3. Modelización, mallado y modelo de radiación

En este capítulo, como se ha comentado anteriormente, se va a realizar un estudio del disipador del Capítulo 5, pero en este caso se va a tener en cuenta la radiación como mecanismo de transmisión de calor.

Al ser el mismo problema, la geometría y el mallado van a ser iguales al del capítulo anterior. Se deberá activar el modelo de radiación en el programa para que tenga ésta en cuenta a la hora de calcular la solución. El modelo de radiación que se va a utilizar es el Surface to Surface como se ha justificado y viene desarrollado en el Capítulo 3 de este trabajo.

Un aspecto que se ha tenido en cuenta a la hora de crear el modelo, es el tamaño de la cabina. El tamaño de ésta, va a influir en el cálculo de los factores de forma, por ello se han probado diferentes tamaños para ver a partir de qué valor no varían los factores de forma significativamente. Se ha determinado, que a partir de 1 metro de distancia de las paredes al disipador, ya no varían prácticamente. Por ello, se usará ese tamaño de cabina ya que una mayor aumentaría la malla y no se obtendría ninguna mejoría. Por otra parte, se ha definido un material con una emisividad de 0.25 para la superficie del disipador, el cual es un valor típico para este material.

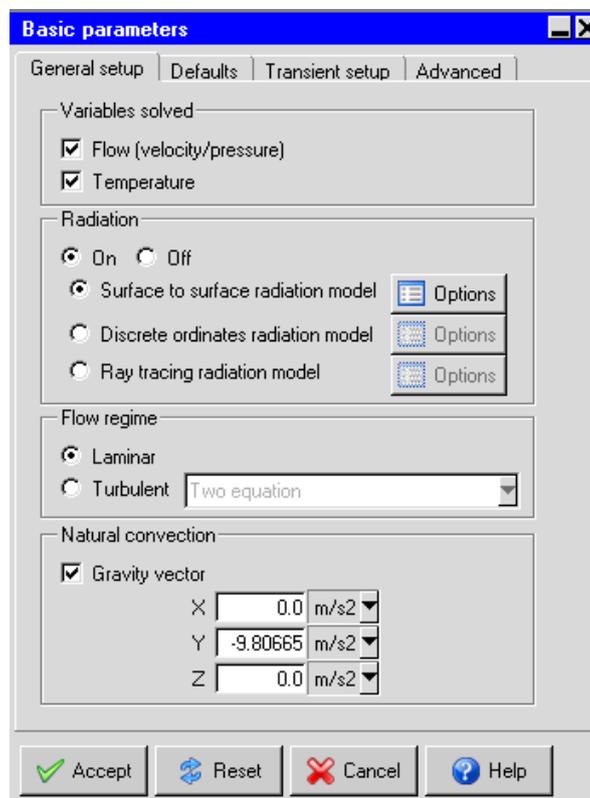


Figura 6.30 Modelo de radiación elegido.

6.4. Casos estudiados (T^a de la base = 80 °, 70 °, 60 °, 50 ° C)

En el presente apartado, se van a repetir los mismos casos de estudio que en el Capítulo 5. Con la única diferencia que se ha comentado, en estos casos se va a tener en cuenta la radiación.

Caso 1: En este caso la T^a de la base será de 80°C .

Una vez ejecutada la simulación se obtienen los residuos que se muestran en la figura 6.31, en la que se observa que la solución converge, según el criterio fijado, a las 165 iteraciones.

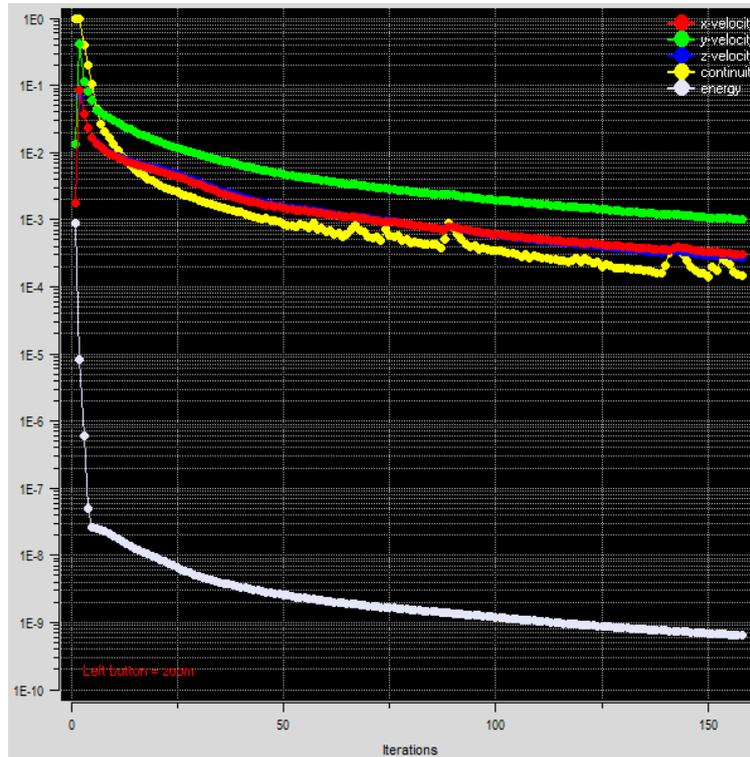


Figura 6.31 Grafica residuos para la solución del caso 1.

Una vez obtenida las soluciones del flujo de calor y perfiles de temperaturas, se hace uso del módulo de postproceso y se obtienen las figuras de la 6.32 a la 6.37. En las que se muestran los perfiles de temperaturas en el disipador, desde diferentes vistas de la pieza, y el perfil de temperatura del fluido que rodea al disipador, en un plano de corte que corta al disipador por el centro.

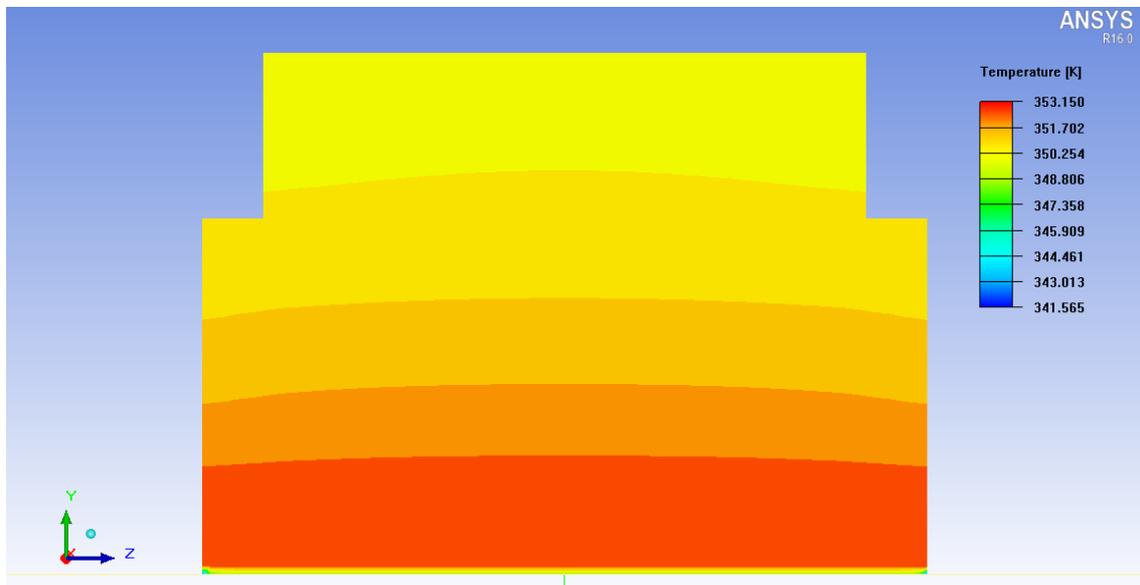


Figura 6.32 Vista lateral del disipador para el caso $T_{base} = 80^\circ\text{C}$.

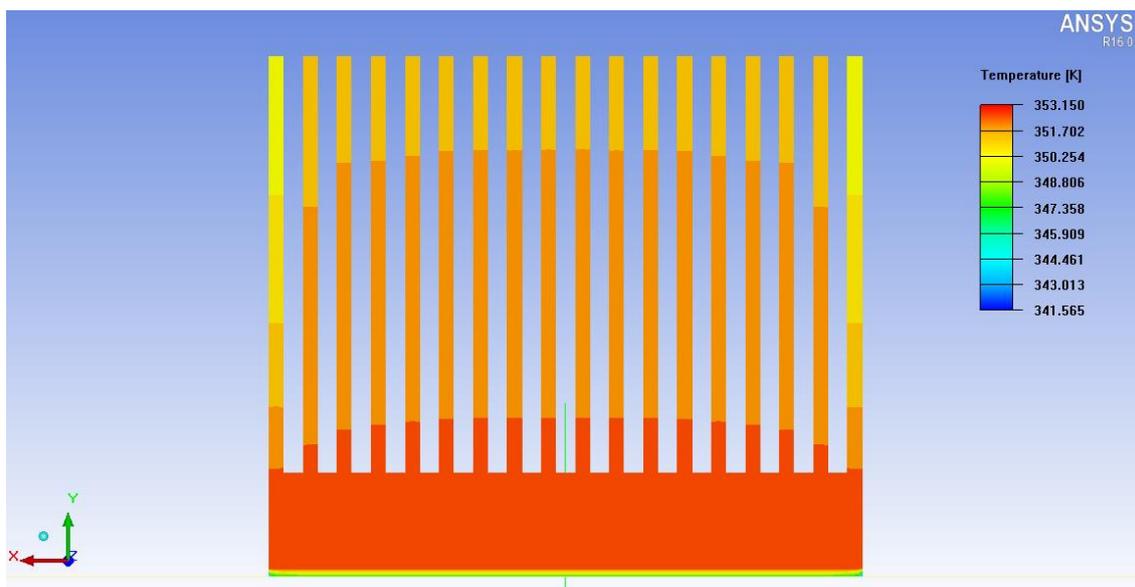


Figura 6.33 Vista frontal del disipador para el caso $T_{base} = 80^{\circ} C$.

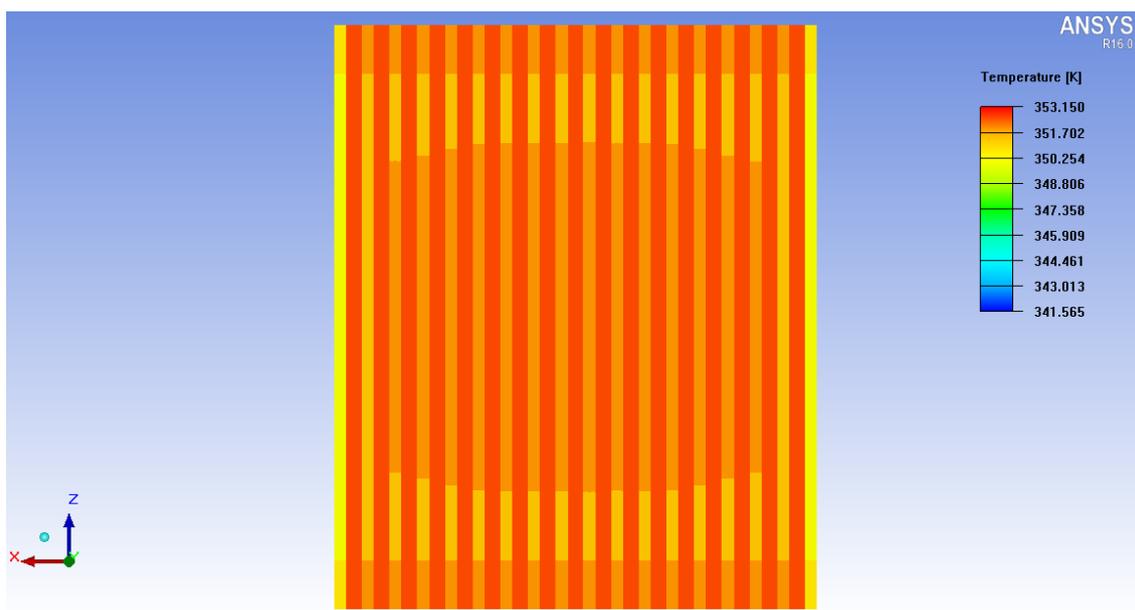


Figura 6.34 Vista superior del disipador para el caso $T_{base} = 80^{\circ} C$.

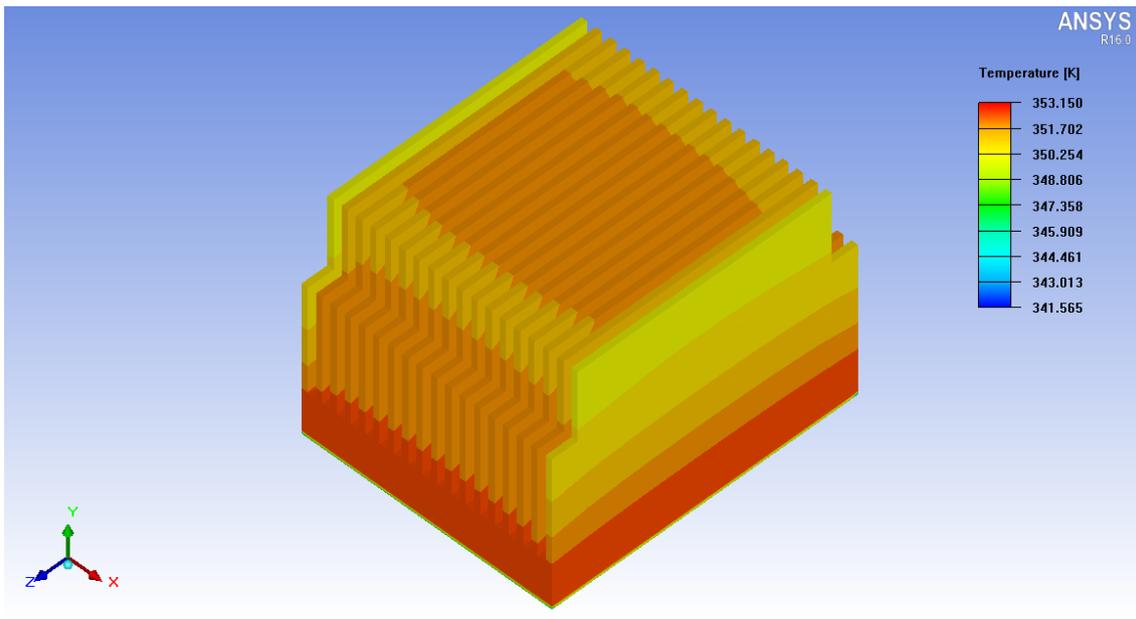


Figura 6.35 Vista isométrica del disipador para el caso $T_{base} = 80^{\circ} C$.

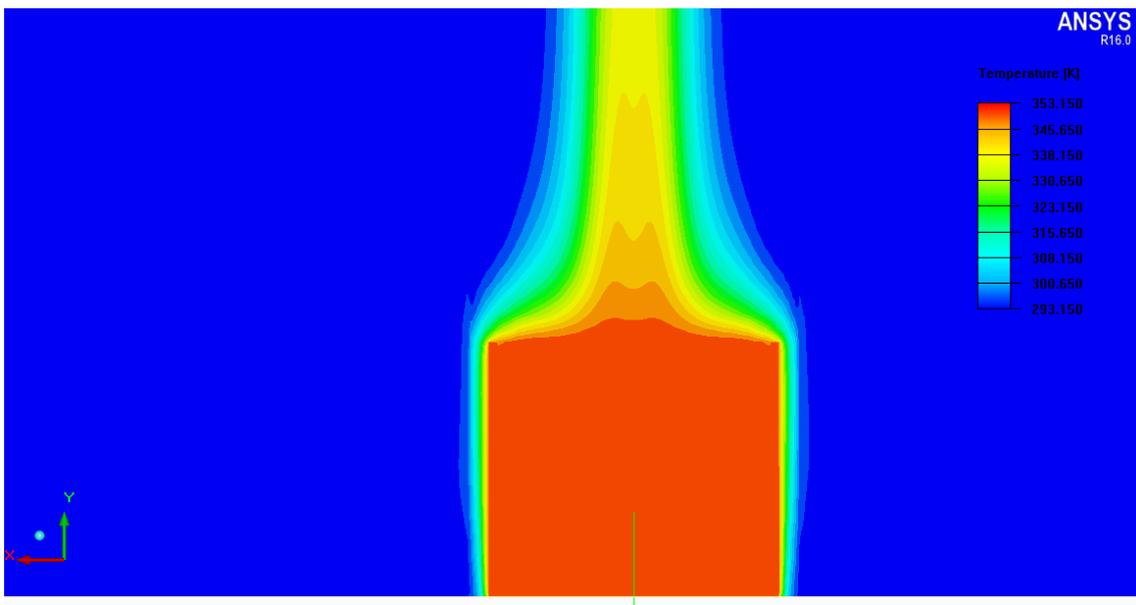


Figura 6.36 Perfil de temperaturas del disipador y de fluido que lo rodea en un plano de corte que corta al disipador por el centro.

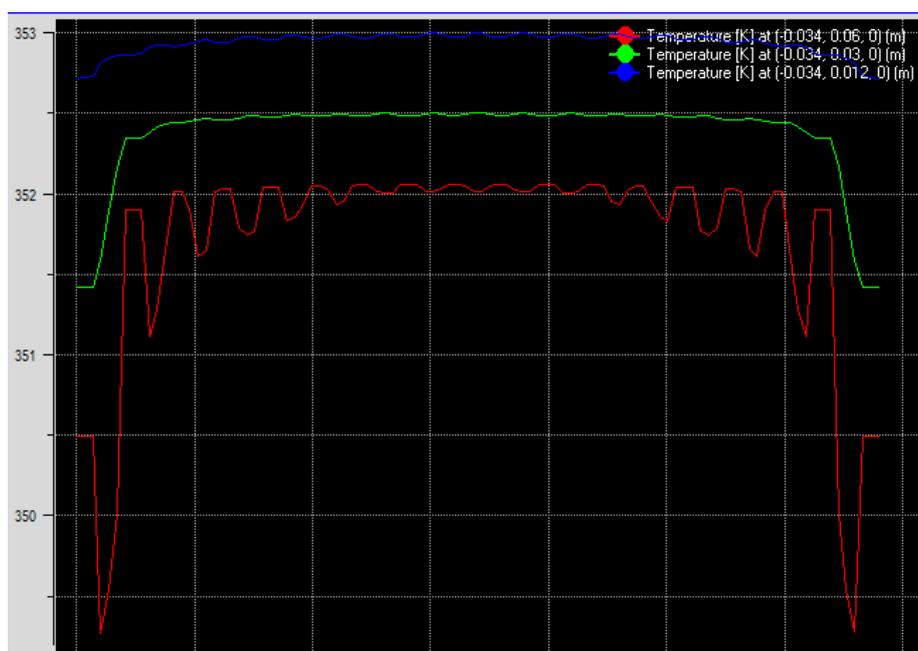


Figura 6.37 Perfiles de temperaturas en $y=12$ mm; $y=30$ mm; $y=60$ mm.

Tabla 6.6 Resultados obtenidos para el caso $T_{base} = 353.15$ K.

T (K)	ΔT (K)	T_{med} (K)	T_{min} (K)	Q_{conv} (W)	Q_{rad} (W)	h (W/m ² ·K)
353.15	60	352.26	341.56	16.17	8.86	1.87

Caso 2: En este caso la T^a de la base será de 70°C .

Una vez ejecutada la simulación se obtienen los residuos que se muestran en la figura 6.38, en la que se observa que la solución converge, según el criterio fijado, a las 162 iteraciones.

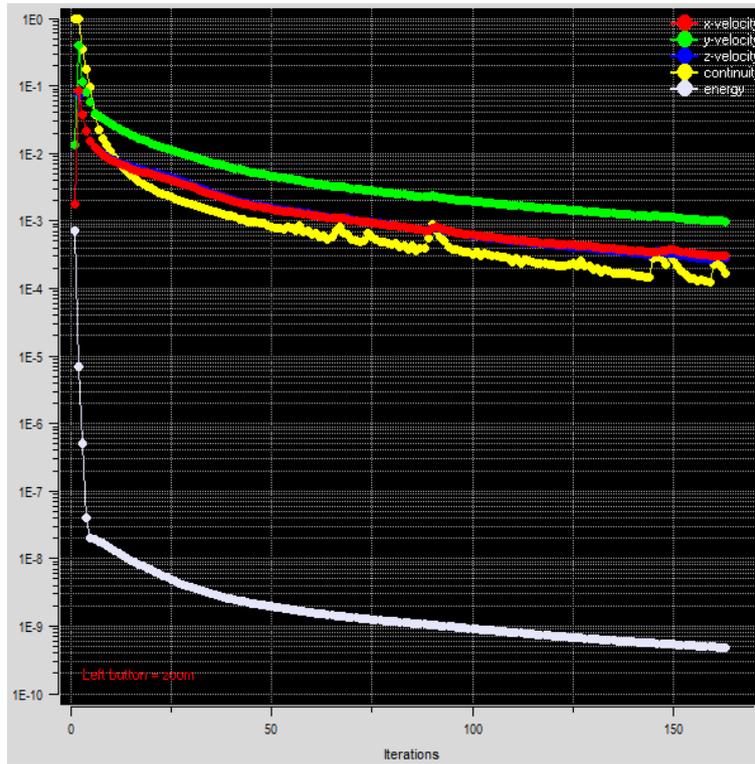


Figura 6.38 Grafica residuos para la solución del caso 2.

Una vez obtenida las soluciones del flujo de calor y perfiles de temperaturas, se hace uso del módulo de postproceso y se obtienen las figuras de la 6.39 a la 6.44. En las que se muestran los perfiles de temperaturas en el disipador, desde diferentes vistas de la pieza, y el perfil de temperatura del fluido que rodea al disipador, en un plano de corte que pasa por el centro del disipador.

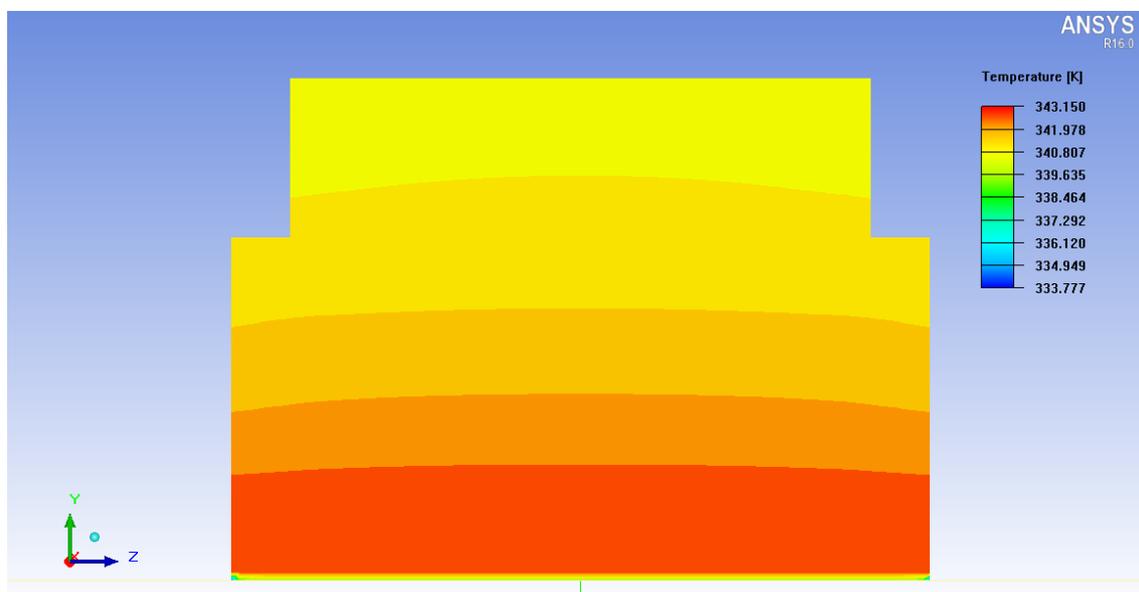


Figura 6.39 Vista lateral del disipador para el caso $T_{base} = 70^\circ\text{C}$.

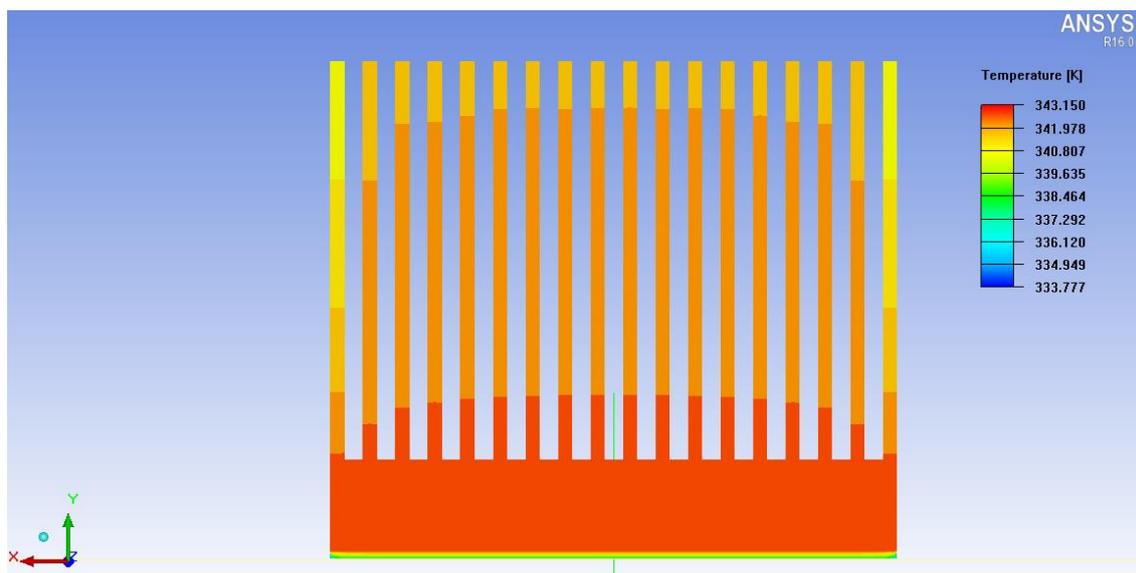


Figura 6.40 Vista frontal del disipador para el caso $T_{base} = 70^{\circ} C$.

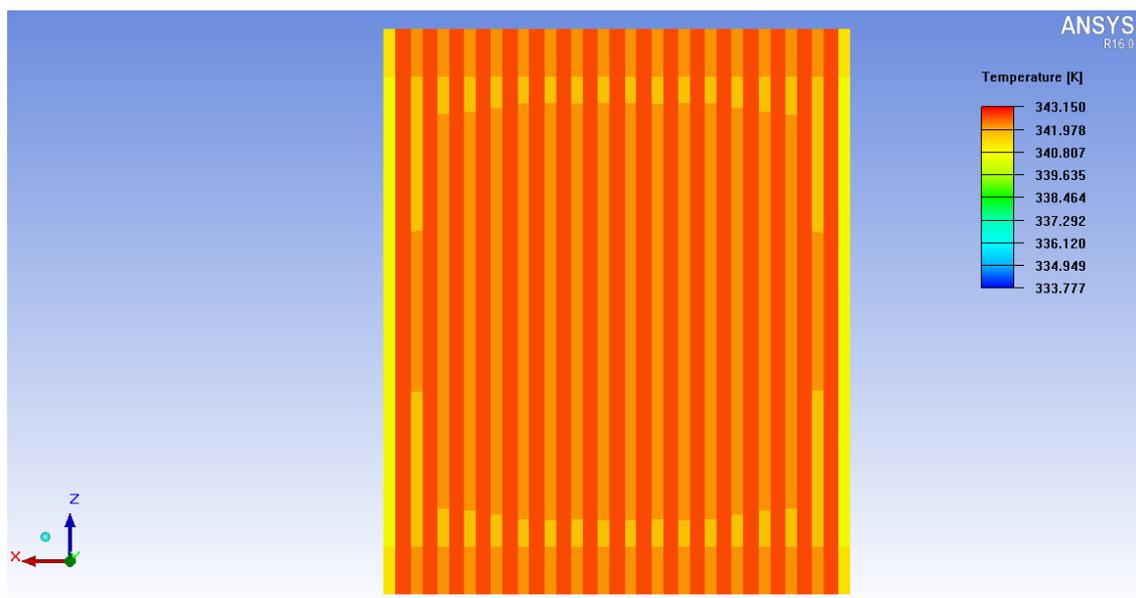


Figura 6.41 Vista superior del disipador para el caso $T_{base} = 70^{\circ} C$.

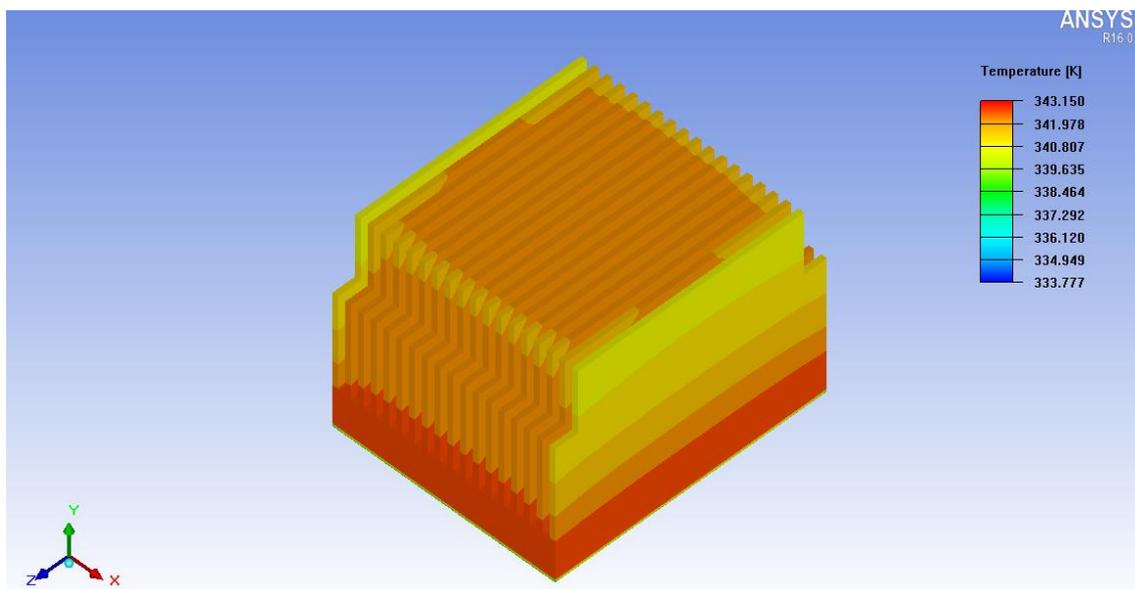


Figura 6.42 Vista isométrica del disipador para el caso $T_{base} = 70^{\circ} C$.

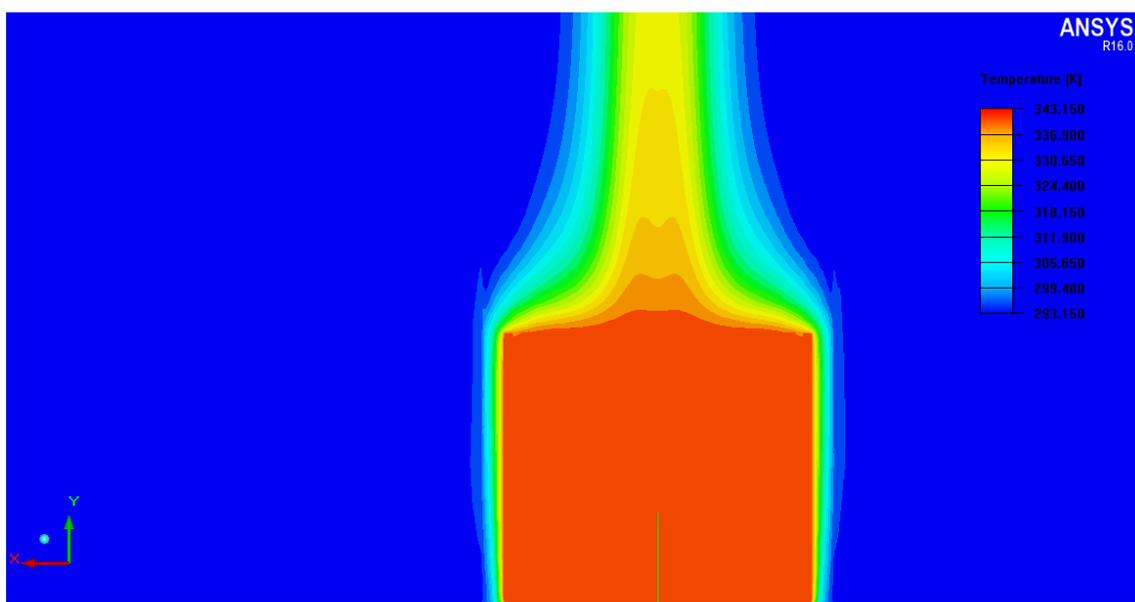


Figura 6.43 Perfil de temperaturas del disipador y de fluido que lo rodea en un plano de corte que corta al disipador por el centro.

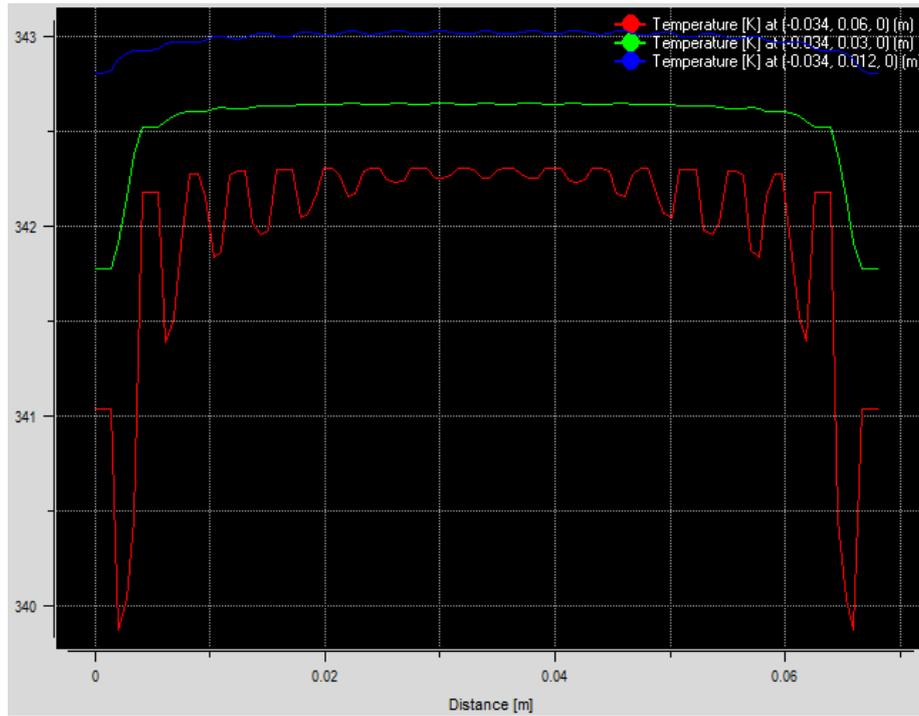


Figura 6.44 Perfiles de temperaturas en $y=12$ mm; $y=30$ mm; $y=60$ mm.

Tabla 6.7 Resultados obtenidos para el caso $T_{base} = 343.15$ K.

$T(K)$	$\Delta T(K)$	$T_{med} (K)$	$T_{min} (K)$	$Q_{conv}(W)$	$Q_{rad}(W)$	$h (W/m^2 \cdot K)$
343.15	50	342.46	333.77	12.28	7.05	1.69

Caso 3: En este caso la T^a de la base será de 60°C .

Una vez ejecutada la simulación se obtienen los residuos que se muestran en la figura 6.45, en la que se observa que la solución converge, según el criterio fijado, a las 168 iteraciones.

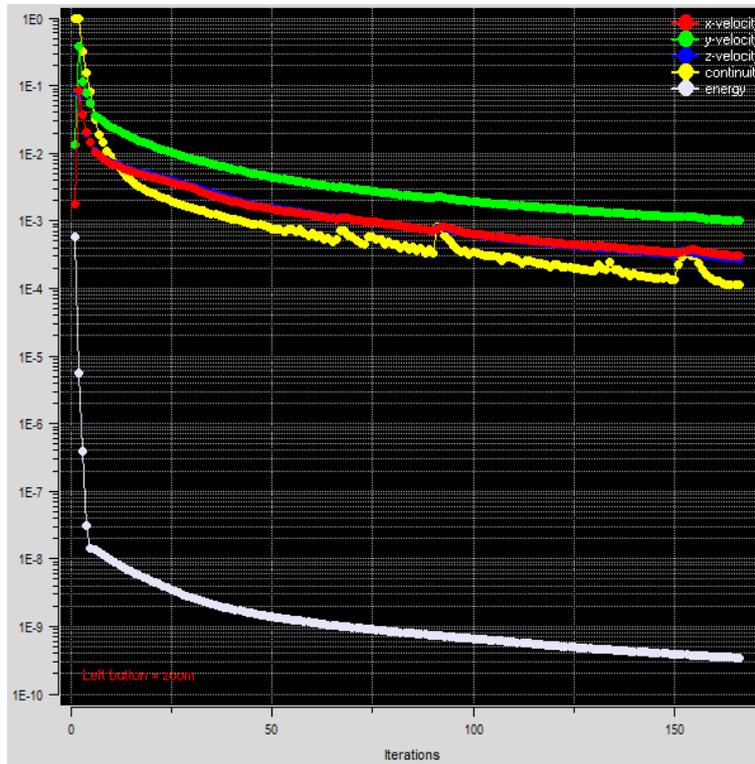


Figura 6.45 Grafica residuos para la solución del caso 3.

Una vez obtenida las soluciones del flujo de calor y perfiles de temperaturas, se hace uso del módulo de postproceso y se obtienen las figuras de la 6.46 a la 6.51. En las que se muestran los perfiles de temperaturas en el disipador, desde diferentes vistas de la pieza, y el perfil de temperatura del fluido que rodea al disipador, en un plano de corte que corta al disipador por el centro.

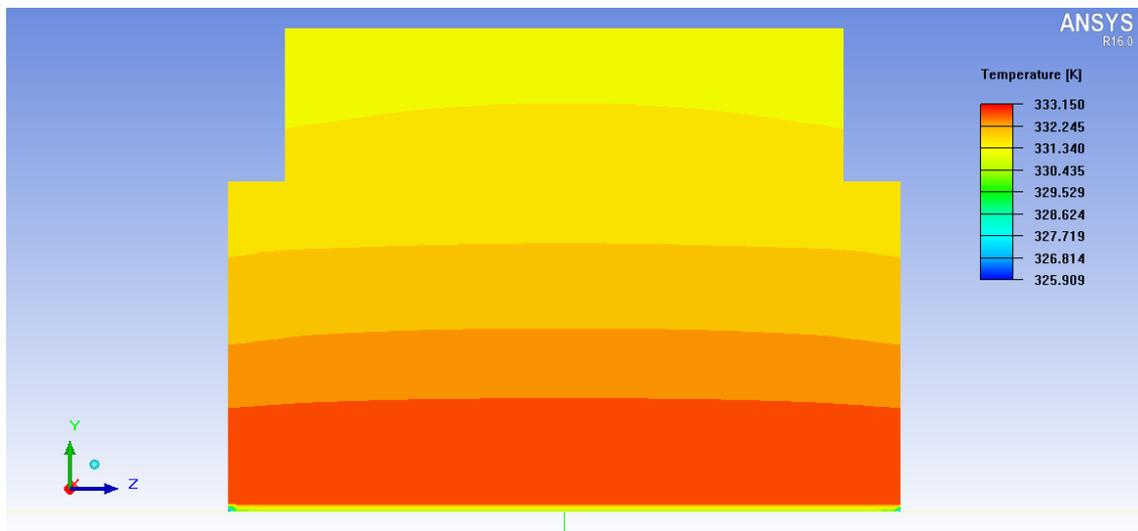


Figura 6.46 Vista lateral del disipador para el caso $T_{base} = 60^\circ\text{C}$.

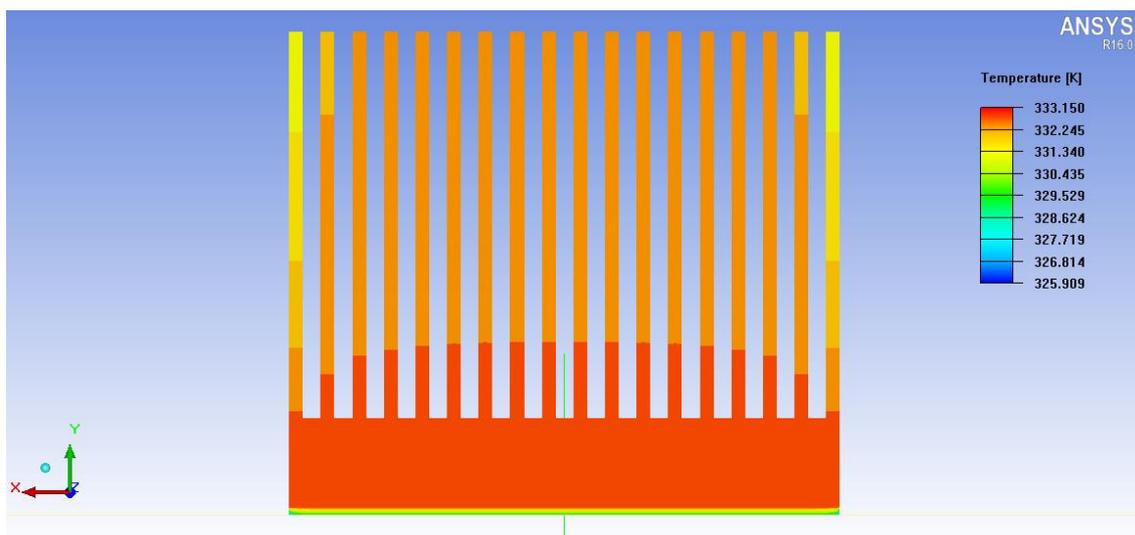


Figura 6.47 Vista frontal del disipador para el caso $T_{base} = 60^\circ \text{C}$.

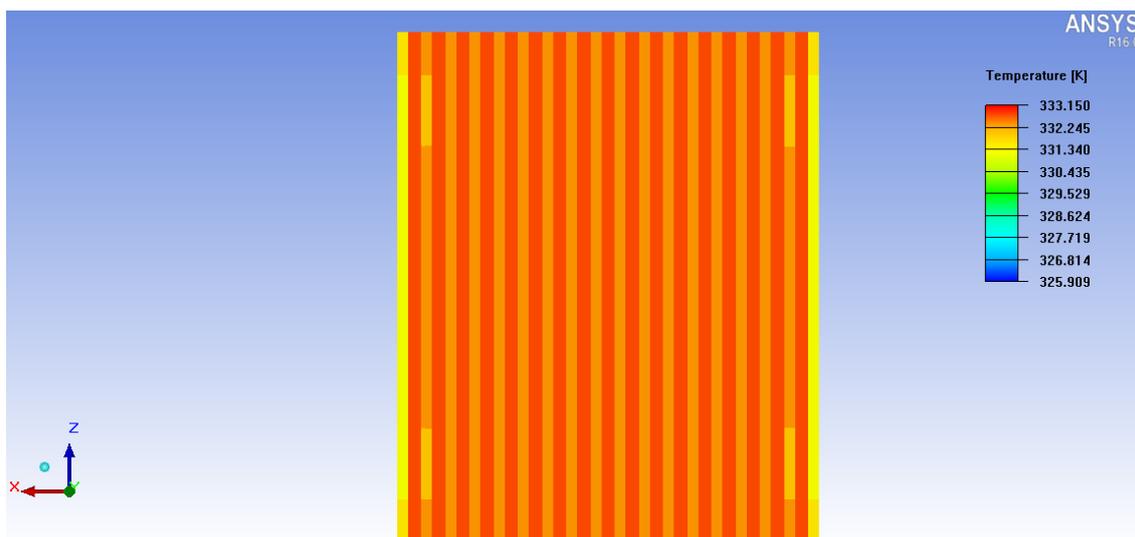


Figura 6.48 Vista superior del disipador para el caso $T_{base} = 60^\circ \text{C}$.

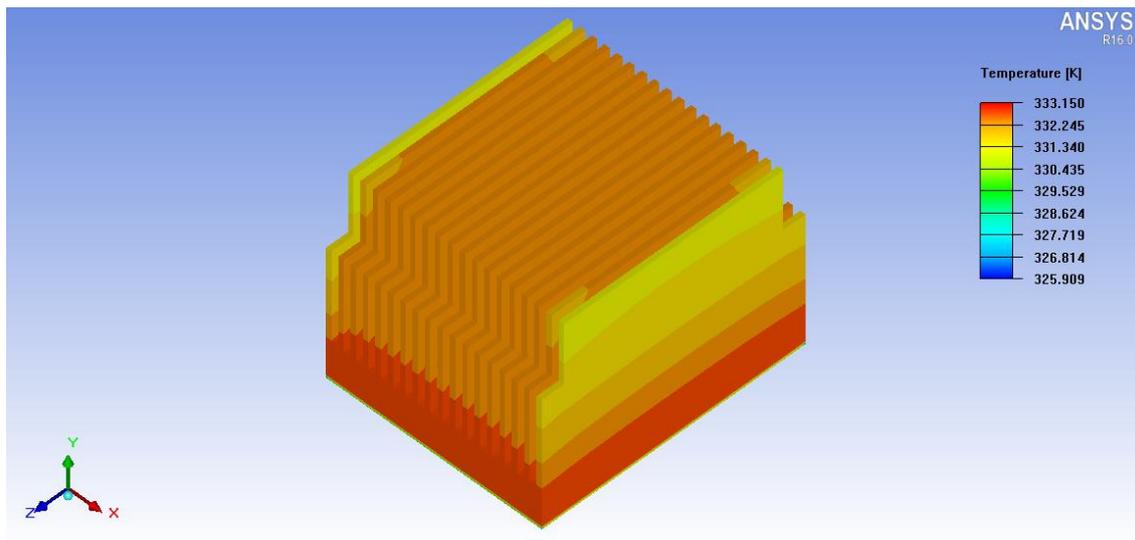


Figura 6.49 Vista isométrica del disipador para el caso $T_{base} = 60^{\circ} C$.

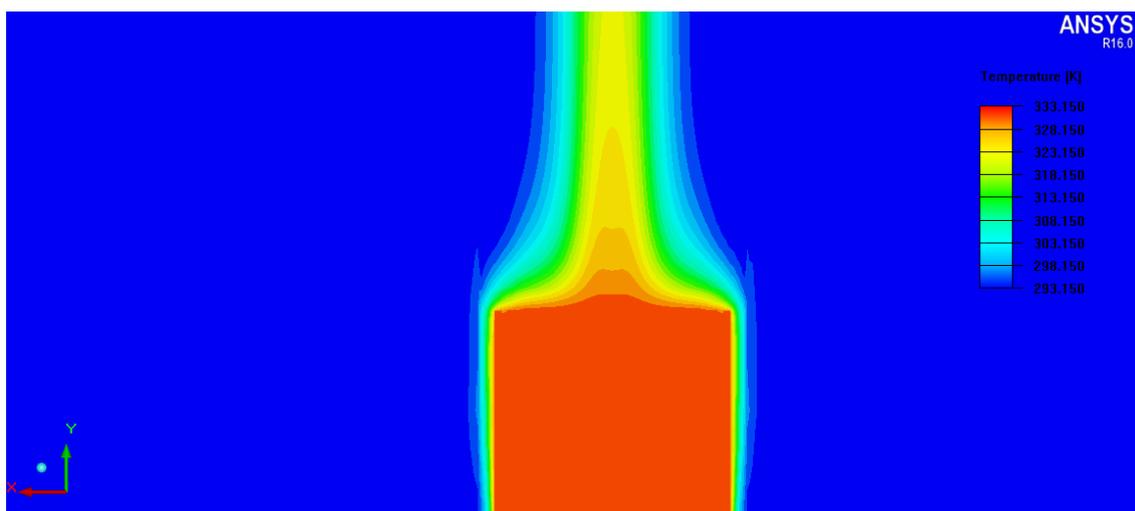


Figura 6.50 Perfil de temperaturas del disipador y de fluido que lo rodea en un plano de corte que corta al disipador por el centro.

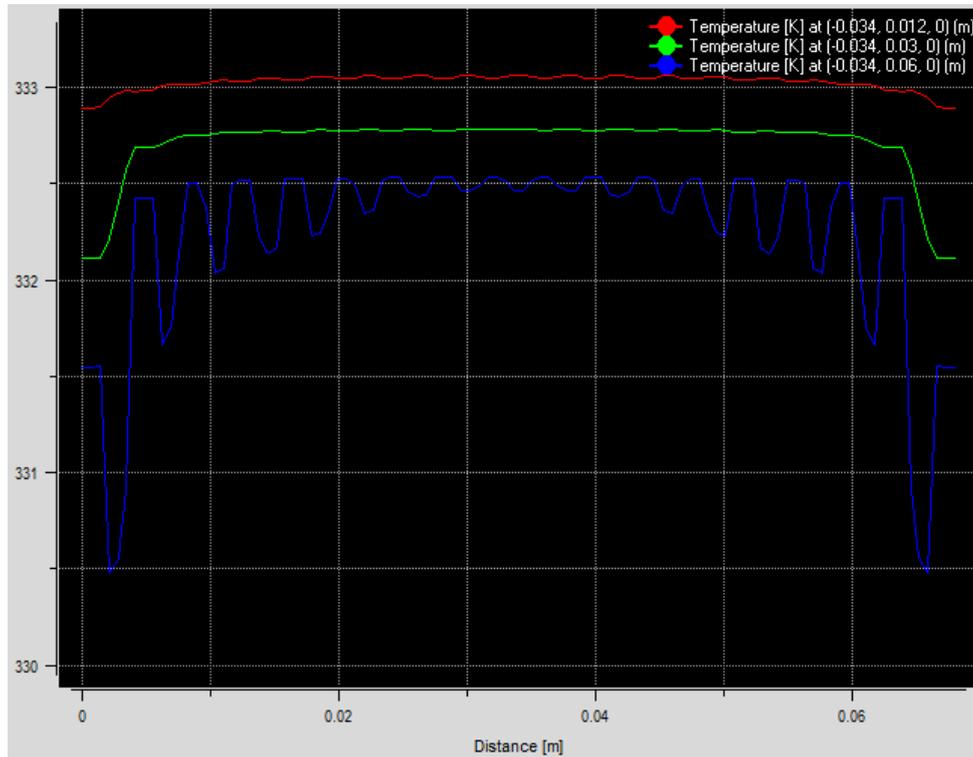


Figura 6.51 Perfiles de temperaturas en $y=12$ mm; $y=30$ mm; $y=60$ mm.

Tabla 6.8 Resultados obtenidos para el caso $T_{base} = 333.15$ K.

T (K)	ΔT (K)	T_{med} (K)	T_{min} (K)	Q_{conv} (W)	Q_{rad} (W)	h (W/m ² ·K)
333.15	40	332.648	325.91	8.66	5.39	1.50

Caso 4: En este caso la T^a de la base será de 50°C .

Una vez ejecutada la simulación se obtienen los residuos que se muestran en la figura 6.52, en la que se observa que la solución converge, según el criterio fijado, a las 172 iteraciones.

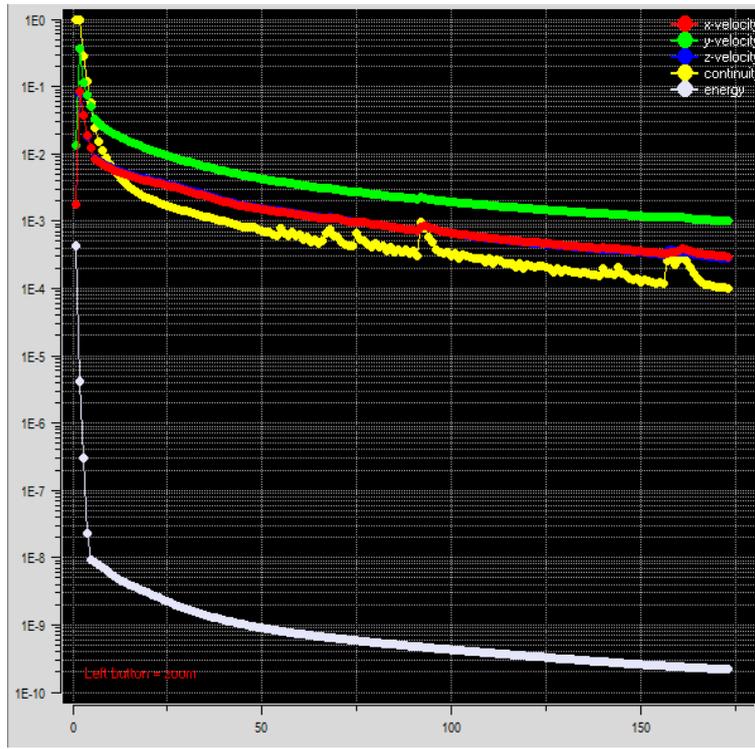


Figura 6.52 Grafica residuos para la solución del caso 4.

Una vez obtenida las soluciones del flujo de calor y perfiles de temperaturas, se hace uso del módulo de postproceso y se obtienen las figuras de la 6.53 a la 6.58. En las que se muestran los perfiles de temperaturas en el disipador, desde diferentes vistas de la pieza, y el perfil de temperatura del fluido que rodea al disipador, en un plano de corte que corta al disipador por el centro.

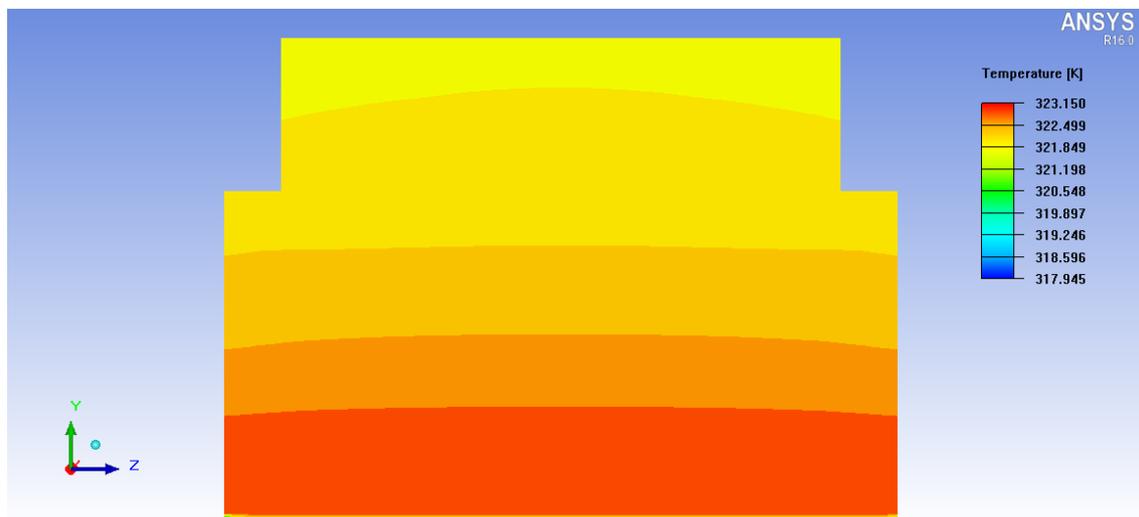


Figura 6.53 Vista lateral del disipador para el caso $T_{base} = 50^\circ\text{C}$.

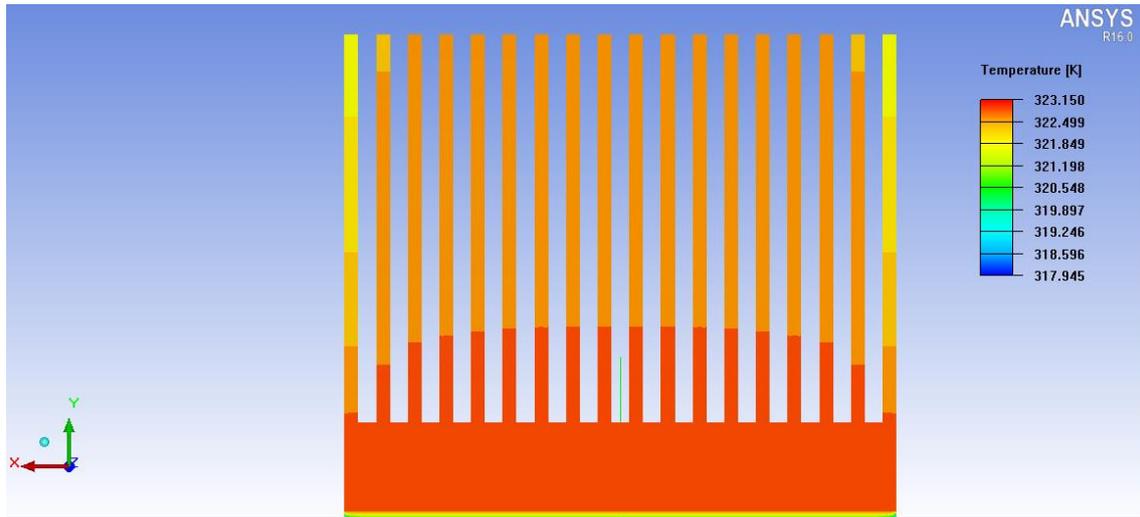


Figura 6.54 Vista frontal del disipador para el caso $T_{base} = 50^\circ \text{C}$.

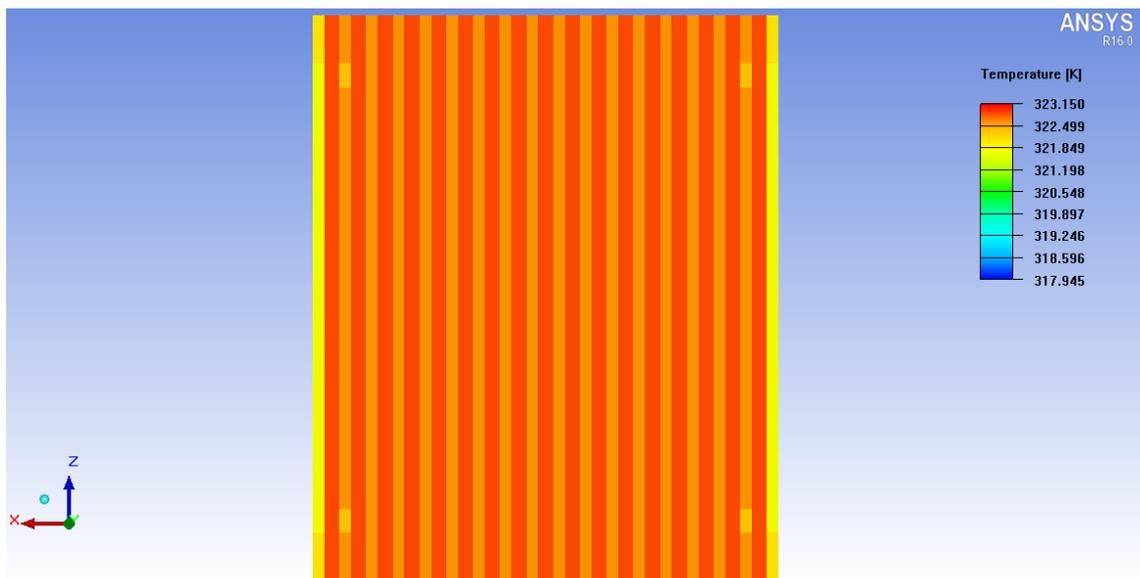


Figura 6.55 Vista superior del disipador para el caso $T_{base} = 50^\circ \text{C}$.

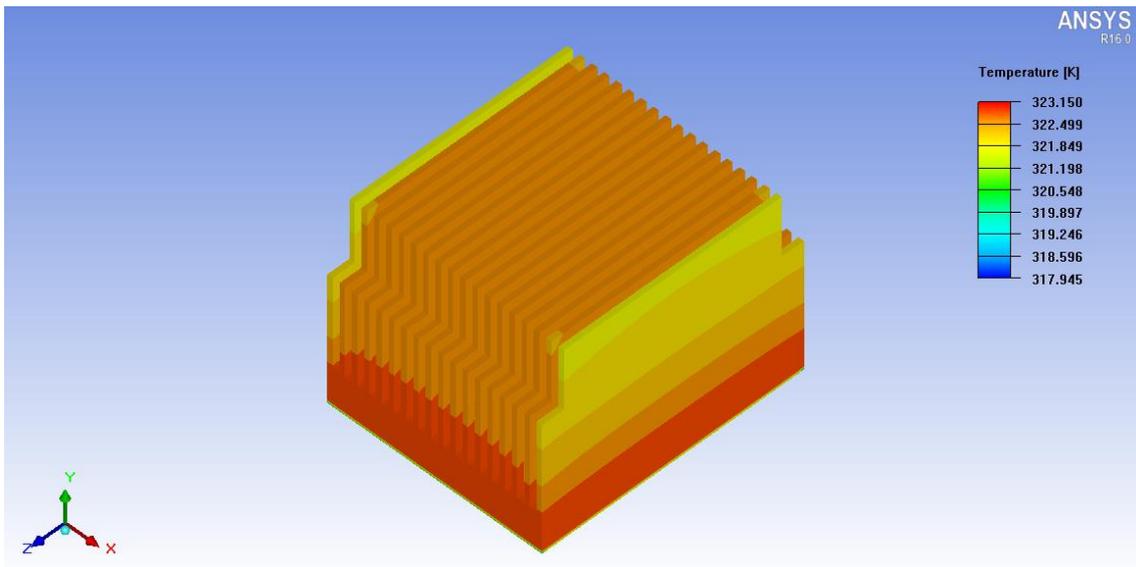


Figura 6.56 Vista isométrica del disipador para el caso $T_{base} = 50^{\circ} C$.

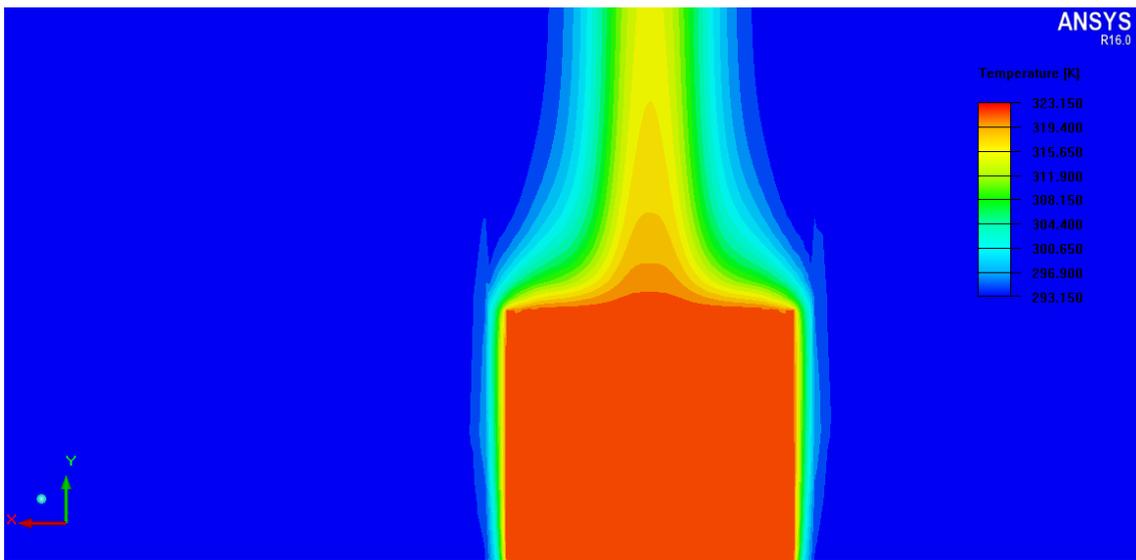


Figura 6.57 Perfil de temperaturas del disipador y de fluido que lo rodea en un plano de corte que corta al disipador por el centro.

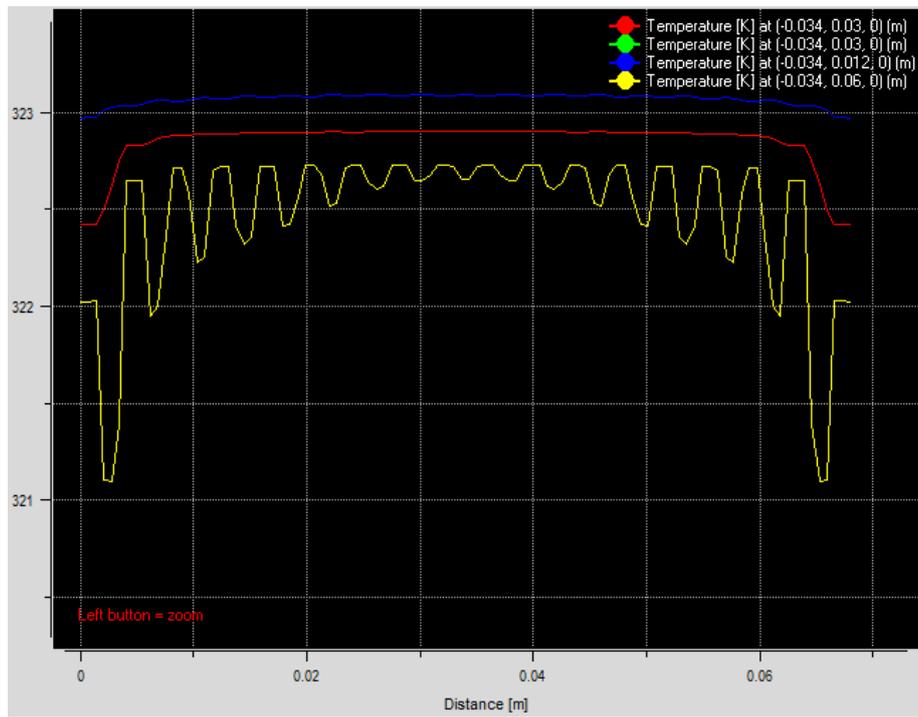


Figura 6.58 Perfiles de temperaturas en $y=12$ mm; $y=30$ mm; $y=60$ mm.

Tabla 6.9 Resultados obtenidos para el caso $T_{base} = 323.15$ K.

T (K)	ΔT (K)	T_{med} (K)	T_{min} (K)	Q_{conv} (W)	Q_{rad} (W)	h ($W/m^2 \cdot K$)
323.15	30	322.80	317.94	5.63	3.86	1.30

6.5. Números de Elenbaas y de Nusselt para cada caso

Igual que se hizo en el capítulo anterior, en éste se van a recoger los valores de los números adimensionales de Elenbaas y Nusselt, que ya se definieron en el Capítulo 2, para cada uno de los casos. Estos valores se muestran en la tabla 6.10.

Tabla 6.10 Número de Elenbaas y Nusselt para cada uno de los casos.

T(K)	$\Delta T(K)$	EI	Nu
353.15	60	1.921	0.147
343.15	50	1.601	0.133
333.115	40	1.281	0.118
323.15	30	0.961	0.102

6.6. Comparación con la curva del número Nusselt obtenida a partir de los experimentos de Elenbaas

En la figura 6.59, se comparan los valores obtenidos numéricamente en cada caso, con la gráfica presentada al principio del Capítulo 5. Los valores de dicha gráfica vienen representados por la línea azul de la figura. La comparación numérica entre dichos valores, viene recogida en la tabla 6.11.

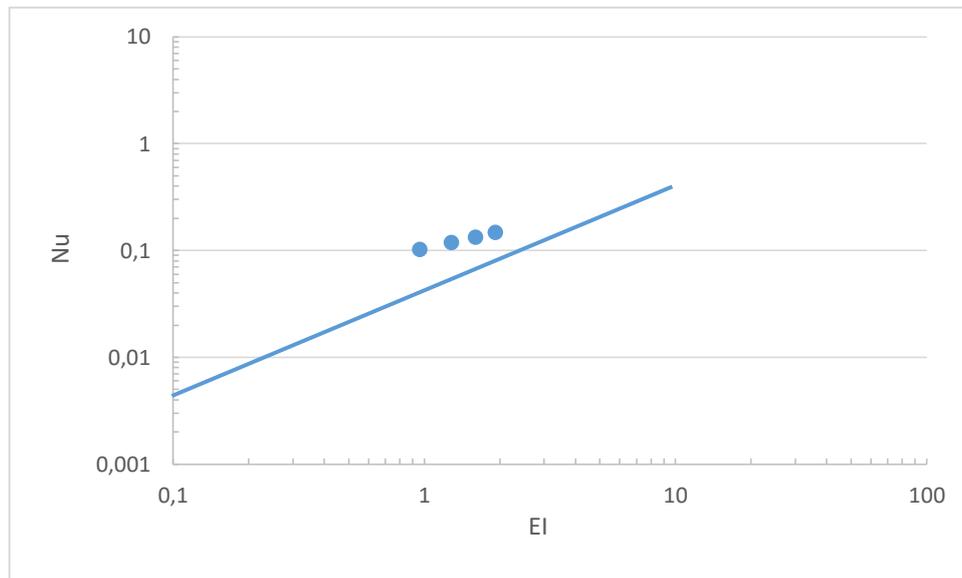


Figura 6.59 Comparación de los resultados obtenidos con la curva del número Nusselt obtenida a partir de los experimentos de Elenbaas.

Tabla 6.11 Diferencia entre los valores obtenidos y los que aparecen en la gráfica.

EI	Nu numérico	Nu gráfica
1.92	0.147	0.08
1.60	0.133	0.065
1.28	0.118	0.055
0.96	0.102	0.04

6.7. Conclusiones

6.1 En este capítulo se ha caracterizado el mismo disipador que en capítulo anterior, pero se ha tenido en cuenta la radiación como mecanismo de transmisión, además de la convección natural.

6.2 Se ha comenzado estudiando para que valores de h tiene importancia la radiación y por tanto debe tenerse en cuenta; y a partir de qué valor de h , la radiación disminuye hasta poder despreciarse. Se ha observado que para valores de $h=0.1 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, la aportación de la radiación es muy superior a la convección. En el rango de $h=1$ a $h=10 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, ambos mecanismos tienen cierta importancia, en mayor o menor medida, dependiendo del caso estudiado. Por último, a partir de $h=10 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ la importancia de la radiación disminuye significativamente hasta poder llegar a despreciarse.

6.3 Se ha activado la radiación en **ANSYS Icepak** y se ha utilizado el modelo Surface to Surface descrito en el Capítulo 3.

6.4 Utilizando la misma geometría, la misma malla y con la única diferencia de la radiación, se han repetido los mismos casos estudiados que en el Capítulo 5. Al igual que en ese capítulo, se han obtenido los valores de h para cada uno de los casos y se ha observado que prácticamente no cambian (van de 1.87 a 1.30). Esto puede resultar extraño, ya que sería de esperar que al introducirse la radiación, el calor por convección disminuyese, y por tanto los coeficientes convectivos; pero esto sería así, si el problema estudiado fuera el de flujo constante de calor en la base. Como en nuestro caso, es el caso de temperatura de la base constante, el comportamiento es distinto. Tanto en el caso sin radiación como con radiación, las aletas son prácticamente isotermas y no existen diferencias significativas en los valores de las temperaturas. Por ello, en ambos casos el calor disipado por convección es el mismo. La única diferencia es que en el caso en el que existe radiación, el disipador es capaz de disipar más calor, ya que cuenta con ambos mecanismos de transmisión.

6.5 Se ha observado que la radiación juega un papel en torno al 60% del calor por convección, este valor puede parecer muy alto, esto es debido a los bajos valores de h obtenidos. Estos valores tan bajos de h son debidos a la geometría y propiedades del disipador, éste está diseñado para trabajar bajo condiciones de convección forzada, en ese caso se obtendrían valores muy superiores de h y la importancia de la radiación disminuiría drásticamente.

6.6 Al igual que se ha hecho en el Capítulo 5, a partir de los valores de h obtenidos, se han calculado los números de Nusselt y Elenbaas y se han comparado con los obtenidos experimentalmente por Elenbaas. Al igual que ocurría en el capítulo anterior se aprecian notables diferencias debidas a lo ya comentado en las conclusiones de dicho capítulo.

Bibliografía

- [1] Allan D. Kraus, Abdul Aziz and James Welty. Extended Surface heat transfer
- [2] Yunus A. Çengel , Afshin J. Ghajar. Transferencia de calor y masa.
- [3] Ralph Remsburg. Advanced Thermal Design of Electronic Equipment
- [4] Kraus, A. D. and Bar-Cohen, A., Design And Analysis Of Heat Sinks, New York John Wiley and Sons, 1995. 291 p. (Ed. J.W. & S.).
- [5] ANSYS Icepak Users Guide
- [6] Robert Siegel and John R. Howell. Thermal radiation heat transfer
- [7] ANSYS Icepak Tutorials.
- [8] ANSYS Mechanical APDL Thermal Analysis Guide.
- [9] Frank P. Incropera, David P. Dewitt, Theodore L. Bergman, Adrienne S. Lavine Introduction to heat transfer

Nomenclatura

A	Área	m^2
c	velocidad de la luz	m/s
c_e	Calor específico	$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$
C_p	Calor específico a presión constante,	$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$
\hat{E}	Emitancia efectiva	[--]
E_b	Flujo por emisión del cuerpo negro	W/m^2
$E_{b\lambda}$	Flujo espectral por emisión del cuerpo negro	W/m^2
El	Número de Elenbaas	[--]
F	Factores de forma	[--]
f_m	Fuerzas másicas	N/m^3
g	Aceleración gravitacional	m/s^2
G	Irradiación	W/m^2
Gr	Número de Grashof	[--]
H	Altura de la aleta del disipador	m
h	Coefficiente de transferencia de calor por convección	$Wm^{-2}K^{-1}$
h_{planck}	Constante de Planck	J·s
J	Radiosidad	W/m^2
k	Conductividad térmica	$Wm^{-1}K^{-1}$
L	Longitud del disipador	m
L_c	Longitud característica	m
M	Masa molecular	kg/mol
Pr	Número de Prandtl	[--]
Q	Calor o potencia calorífica	W o W/m
q	Flujo de calor	W/m^2
R	Constante universal de los gases	$Jmol^{-1}K^{-1}$
Ra	Número de Rayleigh	[--]
Re	Número de Reynolds	[--]
S	Área o sección transversal	m^2
S	Espacio entre aletas	m
t	Espesor aleta	m
T	Temperatura	°C, K
t	Tiempo	s

T_{∞}	Temperatura ambiente	$^{\circ}\text{C}, \text{K}$
t_b	Altura superficie primaria del disipador	m
T_{ref}	Temperatura de referencia	$^{\circ}\text{C}, \text{K}$
$T_{\text{ref,conv}}$	Temperatura de referencia en convección	$^{\circ}\text{C}, \text{K}$
$T_{\text{ref,rad}}$	Temperatura de referencia en radiación	$^{\circ}\text{C}, \text{K}$
u	Velocidad en dirección x	m/s
v	Velocidad en dirección y	m/s
V	Volumen	m^3
\vec{r}	Vector de posición	m
W	Ancho del disipador	m
x, y, z	Coordenadas relacionadas con las direcciones espaciales	[--]

Letras griegas

ϵ	Emisividad	[--]
β	Coefficiente de dilatación	1/K
ν	Frecuencia	1/s
λ	Longitud de onda	m
σ	Constante de Boltzmann	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-4}$
ρ	Densidad	kg m^{-3}
α	Difusividad térmica	m^2/s
α	Absorbancia	[--]
μ	Viscosidad dinámica	$\text{N s}/\text{m}^2$
ν	Viscosidad cinemática	m^2/s

Subíndices

0	Relacionado con una condición inicial
∞	Ambiente
a	Aleta
ap	Aleta-pared o relativo al conjunto aleta-pared
b	Relativo a la base de aleta o espín
base	Relativo a la base del disipador
C	Característica
Cond	Relativo a la conducción
Conv	Relativo a la convección

e	Extremo
ext	Referido al fluido exterior, lado frío donde se situará la aleta
i,j,k	Relativo a la superficie i,j,k
in	Relativo a que entra en la superficie
max	Máximo
min	Mínimo
o	Referido a un valor concreto de un parámetro o una variable
out	Relativo a que sale de la superficie
p	Pared
p	Relativo a la pared
Rad	Relativo a la radiación
ref	Relacionado con el ambiente que rodea a la aleta
ref, conv	Relativo a la temperatura de referencia en ambiente convectivo
ref, rad	Relativo a la temperatura de referencia en radiación
S	Superficie
x, y, z	Relacionado con los ejes cartesianos