

SUBSECRETARÍA DE EDUCACIÓN SUPERIOR
DIRECCIÓN GENERAL DE EDUCACIÓN SUPERIOR
TECNOLÓGICA
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ



SECRETARÍA DE
EDUCACIÓN PÚBLICA

SEP

TRABAJO PROFESIONAL

COMO REQUISITO PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

QUE PRESENTA:

JOSÉ IVÁN ALGARÍN ZAPIÉN

CON EL TEMA:

**“DISEÑO DE UN DISIPADOR DE CALOR PARA
LÁMPARAS TIPO LED”**

MEDIANTE:

**OPCION X
(MEMORIA DE RESIDENCIA PROFESIONAL)**

TUXTLA GUTIÉRREZ, CHIAPAS

MARZO 2012



SEP

SUBSECRETARÍA DE EDUCACIÓN SUPERIOR
DIRECCIÓN GENERAL DE EDUCACIÓN SUPERIOR TECNOLÓGICA
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ

SECRETARÍA DE
EDUCACIÓN PÚBLICA

DIRECCIÓN
SUBDIRECCIÓN ACADÉMICA
DIVISIÓN DE ESTUDIOS PROFESIONALES
Tuxtla Gutiérrez, Chiapas, 13/ENERO/2012

OFICIO NUM. DEP-CT-009/2012

C. JOSÉ IVÁN ALGARÍN ZAPIÉN
PASANTE DE LA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA
EGRESADO DEL INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ
P R E S E N T E.

Habiendo recibido la comunicación de su trabajo profesional por parte de los CC. DR. CARLOS RÍOS ROJAS, ING. RUTILO MORALES ÁLVAREZ, M.I. APOLINAR PÉREZ LÓPEZ y M.I. LORENZO MARCIANO VÁZQUEZ, en el sentido que se encuentra satisfactorio el contenido del mismo como prueba escrita, **AUTORIZO** a Usted a que se proceda a la impresión del mencionado Trabajo denominado:

"DISEÑO DE UN DISIPADOR DE CALOR PARA LÁMPARAS TIPO LED"

Registrado mediante la opción:
X (MEMORIA DE RESIDENCIA PROFESIONAL)

ATENTAMENTE
"CIENCIA Y TECNOLOGÍA CON SENTIDO HUMANO"

ING. ROBERTO CIFUENTES VILLAFUERTE
JEFE DE LA DIVISIÓN DE ESTUDIOS PROFESIONALES

C.c.p.- Departamento de Servicios Escolares
C.c.p.- Expediente
I'JLMN/I'RCV/L'ORC

Vo. Bo.

M. en C. JOSÉ LUIS MÉNDEZ NAVARRO
DIRECTOR

Secretaría de Educ. Pública
Instituto Tecnológico
de Tuxtla Gutiérrez
Div. de Est. Profesionales

Carretera Panamericana Km.1080, . C.P. 29050, Apartado Postal 599
Teléfonos: (961) 61 5-03-80 (961) 61 5-04-61 Fax: (961) 61 5-16-87
<http://www.ittg.edu.mx>



Alcance del Sistema: Proceso Educativo



Índice

Capitulo 1	Introducción	5
Capitulo 2	Justificación	6
Capitulo 3	Objetivos	7
Capitulo 4	Caracterización del área de trabajo	8
Capitulo 5	Problemas a resolver	9
Capitulo 6	Alcances y limitaciones	11
Capitulo 7	Fundamento teórico	13
7.1	Dispositivos optoelectrónicos	13
7.1.1	Diodo emisor de luz (LED)	13
7.1.2	Disipación de calor en elementos electrónicos	14
7.1.3	Temperatura del encapsulado	15
7.2	Áreas de aplicación de la transferencia de calor	16
7.2.1	Transferencia de calor en la ingeniería	16
7.2.2	Primera ley de la termodinámica	17
7.3	Mecanismos de transferencia de calor	18
7.3.1	Conducción	19
7.3.2	Conductividad térmica	20
7.3.3	Convección	23
7.3.4	Radiación	24
7.3.5	Mecanismos simultáneos de transferencia de calor	26
7.4	Métodos numéricos en la conducción de calor	27



7.4.1	Una mejor elaboración de modelos	27
7.4.2	Flexibilidad	28
7.4.3	Formulación en diferencias finitas de ecuaciones diferenciales	29
7.4.4	Conducción de calor unidimensional en estado estacionario	31
7.4.5	Condiciones de frontera	33
7.5	Convección natural	35
7.5.1	Mecanismo físico de la convección natural	35
7.5.2	El número de Grashof	36
7.5.3	Convección natural sobre superficies	38
7.5.4	Enfriamiento por convección natural de superficies con aletas	39
Capitulo 8	Procedimiento y descripción de las actividades realizadas	40
8.1	Cálculo del calor generado por el disipador de 4 aletas instalado en la lámpara tipo LED utilizando el programa Microsoft Excel 2007	43
8.1.1	Cálculo del número de aletas, el espacio óptimo entre ellas y del coeficiente de transferencia de calor por convección (h)	47
8.1.2	Análisis en la cara superior sin aletas y en la superficie inferior	49
8.1.3	Discusión sobre el valor tomado para el coef. de convección	50
8.2	Diseño de un nuevo disipador de calor	51
8.2.1	Cálculo del No. de aletas, de S_{opt} y del coeficiente h	53
8.2.2	Cálc. en la superficie superior (sin aletas) y en la sup. Inferior	53
Capitulo 9	Resultados, planos, prototipos y programas	55
Capitulo 10	Conclusiones y recomendaciones	57
	Referencias bibliográficas y virtuales	58
	Anexos	59



Capítulo 1

Introducción

El reducido consumo del LED produce muy poco calor. Esto es debido a que el LED es un dispositivo que opera a baja temperatura en relación con la luminosidad que proporciona. Los demás sistemas de iluminación en igualdad de condiciones de luminosidad que el LED emiten mucho más calor. Sin embargo, las lámparas de mayor potencia, como las que se pretenden utilizar en el alumbrado público, generan una cantidad de calor considerable la cual requiere de la implementación de un disipador de calor eficiente.

La empresa chiapaneca “Innova luz de México S.A. de C.V.” ha construido un disipador de calor improvisado con perfiles de aluminio, para evacuar el calor generado por una lámpara de 108 W, misma que está formada por 12 módulos de 9 W cada uno. Este disipador carece de cualquier tipo de cálculo, por lo que se deduce que podría presentar un exceso de material en relación al calor que libera al medio ambiente.

En este trabajo, se muestra claramente la realización del diseño de un disipador de calor, calculando el calor evacuado por el disipador actual instalado en el sistema de iluminación tipo LED de 108 W, para determinar:

- las dimensiones adecuadas del nuevo disipador,
- el número óptimo de aletas,
- el perfil idóneo de las mismas, y
- el espaciamiento entre ellas.

Todo esto para disipar la cantidad máxima de calor, permitiendo de esta manera que la temperatura de las lámparas disminuya.



Capítulo 2

Justificación

El disipador de calor actual no está diseñado en base a los fundamentos de la ingeniería, principalmente de termodinámica y transferencia de calor, y se desconoce la cantidad de calor que está liberando al medio ambiente, ni tampoco se tiene la certeza de que si existe un exceso de material en relación con el rendimiento de dicho disipador.

Hacer el diseño adecuado de un disipador para las lámparas de Leds, significa una mejora considerable en el rendimiento de los sistemas de iluminación. Sería posible realizar un mejor diseño utilizando la cantidad adecuada de material y reduciendo la temperatura de operación de la lámpara. Se sabe de manera empírica, que el índice de fallas de los semiconductores se reduce a la mitad por cada reducción en 10°C en la temperatura de operación de la unión.

La empresa “Tecnología Innovaluz de México, S. A. de C. V.” utilizará los resultados de este proyecto, pues haciendo un modelo de manera adecuada, no tendrían que recurrir a sistemas de ventilación para inducir una convección forzada y mantener la temperatura de operación de las lámparas para alumbrado público en un nivel adecuado.



Capítulo 3

Objetivos

Objetivo general

Diseñar un disipador de calor funcional para lámparas de tipo Led, priorizando los costos, seleccionando el material adecuado y considerando el ahorro de material. Todo ello para mantener la temperatura de las lámparas en un nivel adecuado, superando el rendimiento del disipador actual.

Objetivos Específicos

- Diseñar un mejor disipador de calor, justificando el uso y el número de aletas necesario para obtener un mejor rendimiento.
- Diseñar el disipador de calor eficiente equilibrando la parte económica y lo funcional.
- Reducir la temperatura de operación de la lámpara para mejorar su vida útil.
- Calcular de manera correcta el espesor, la altura y la geometría de las aletas, así como el espacio óptimo entre las mismas.
- Utilizar SolidWorks para mostrar el diseño en tres dimensiones.



Capítulo 4

Caracterización del área de trabajo

Tecnología Innovaluz de México, S. A. de C. V., es una empresa del sureste mexicano, que nace de un grupo de desarrolladores de proyectos con alto índice de innovación, ocupados en la generación de autoempleos con base a egresados talentosos de diversas ingenierías y licenciaturas de la región y un grupo de empresarios exitosos chiapanecos y del centro del país, que conocen el mercado de las luminarias.

Innovaluz (IL) tiene la misión de ser una empresa mexicana líder en desarrollo tecnológico para iluminación con bajo consumo energético, comprometida con el desarrollo sustentable.

En Innovaluz se desarrollan luminarias a base de LED`s con bajo consumo energético, siendo el objetivo principal, desarrollar mediante ecodiseños, luminarias de bajo consumo energético para diversos fines específicos (oficinas, casa-habitación o interiores, luminarias públicas, iluminación de negocios, fábricas (bodegas), albercas, anuncios, ambientación de espacios y decoración, entre otros.

Las luminarias cuentan con mayor durabilidad, lo que beneficia a la no generación de residuos sólidos contaminantes en corto tiempo, ofrece también servicios de proyectos especiales y estratégicos para empresas o instituciones que deseen ahorrar en sus consumos energéticos en el rubro de iluminación por el cambio de tecnologías de lámparas fluorescentes a luminarias con tecnología Innovaluz.



Capítulo 5

Problemas a resolver

El disipador de calor con el que actualmente operan las lámparas, está construido de manera burda, no se ha calculado nada en lo absoluto para conocer su eficiencia, el número de aletas adecuado o las dimensiones de las mismas. Lo que se pretende es diseñar un disipador de calor que supere en gran medida la eficiencia que pueda tener el disipador actual.

En la lámpara analizada a una temperatura ambiente de 33.5 °C, se registro una temperatura máxima de operación de 51 °C, de tal forma que es deseable reducir considerablemente la temperatura de operación de la lámpara de LEDs de 108W, con el fin de aumentar su vida útil.

El disipador de calor actual, al carecer de cálculos de ingeniería, puede presentar un exceso de material en relación con la cantidad de calor que puede evacuar, como por ejemplo:

- Aletas con un grosor excesivo.
- Aletas con un perfil inadecuado.

Se pretende proponer un diseño de un disipador de calor con una cantidad de material menor al del disipador actual, con el fin de reducir los costos de fabricación y disminuir el peso de la misma lámpara.

En síntesis, los problemas a resolver son:

- Diseñar un disipador de calor que tenga una eficiencia mayor que la del disipador actual.
- Reducir la temperatura de operación de la lámpara.
- Reducir considerablemente la temperatura de operación de la lámpara de LEDs.
- Proponer un disipador con una cantidad menor de material sin sacrificar el rendimiento.

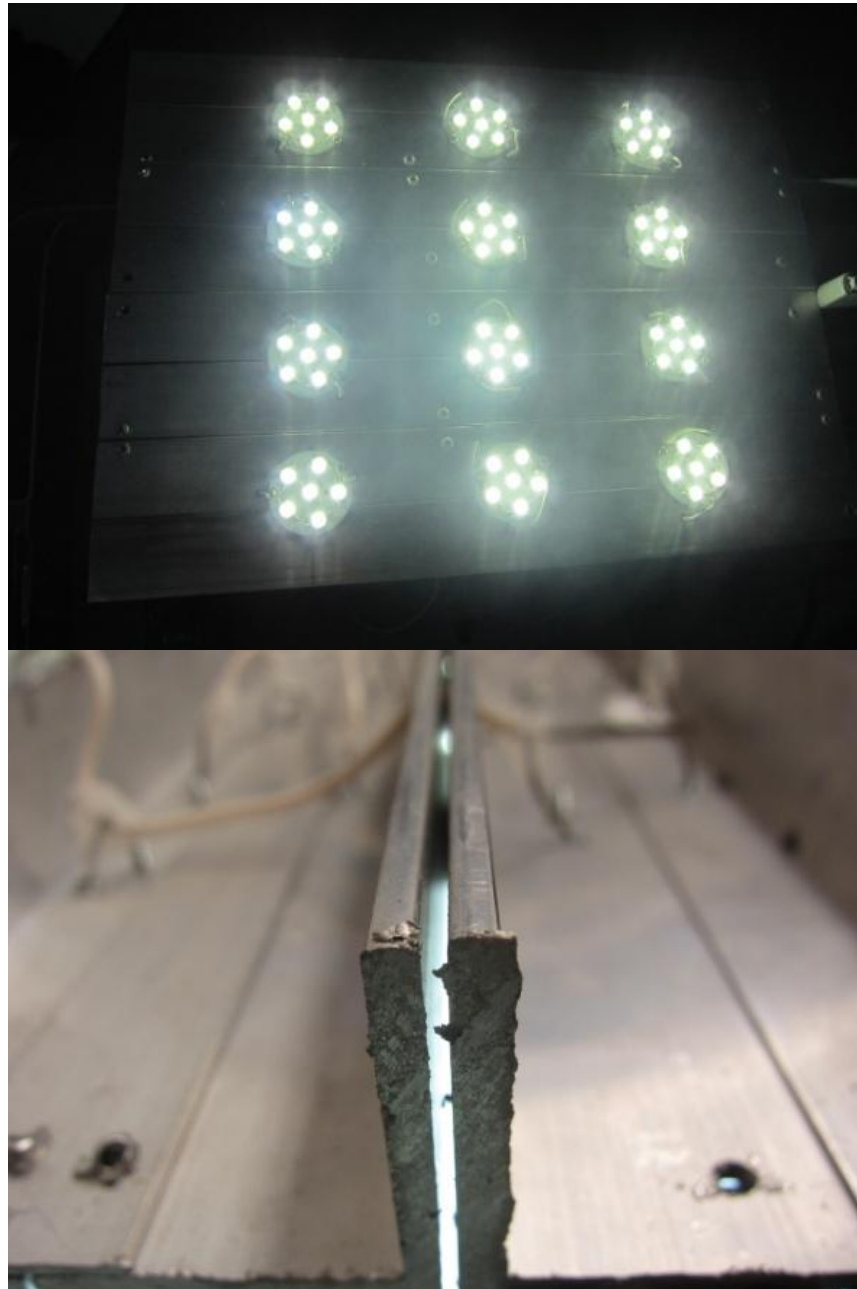


Figura (5-1): en la imagen superior se aprecian los 12 módulos LED de 9W cada uno. Y en la imagen inferior se observa las condiciones de una de las aletas improvisadas, se puede notar la amplia separación en el medio.



Capítulo 6

Alcances y limitaciones

Los métodos analíticos de solución se limitan a problemas fuertemente simplificados en configuraciones geométricas simples. La configuración geométrica debe ser tal que toda su superficie se pueda describir matemáticamente en un sistema de coordenadas al igualar las variables a constantes. Es decir, deben ajustarse a la perfección a un sistema de coordenadas con nada que se introduzca o sobresalga.

Incluso en las configuraciones simples los problemas de transferencia de calor no se pueden resolver en forma analítica si las condiciones térmicas no son suficientemente simples. Por ejemplo, la consideración de la variación de la conductividad térmica con la temperatura, la variación del coeficiente de transferencia de calor sobre la superficie o la transferencia de calor por radiación sobre las superficies pueden hacer que sea imposible obtener una solución analítica.

Por lo tanto, las soluciones analíticas se limitan a problemas que son simples o que se pueden simplificar con aproximaciones razonables. Es por tal motivo que en el presente trabajo se han elaborado los cálculos utilizando métodos numéricos, en concreto de diferencias finitas y de balance de energía, de esta forma se pueden incluir las diversas condiciones que afectan el desempeño del disipador de calor, obteniendo así resultados más precisos a situaciones reales.

La instalación del disipador de calor en la lámpara está pensado de tal manera que actúe como techo de la misma, por lo que las aletas estarán expuestas al ambiente. Sin embargo, por cuestiones de diseño, los cálculos efectuados están realizados considerando únicamente los efectos de convección natural, pues de esta manera se trabajará con los coeficientes de convección más bajos que se puedan presentar de acuerdo a las condiciones consideradas que inciden sobre los cálculos. Cualquier consideración relacionada con el fenómeno de convección forzada, como una corriente natural de viento, beneficiara al sistema incrementando drásticamente el coeficiente de convección y como consecuencia, la temperatura de operación del sistema disminuiría.



INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ

En este trabajo se presentarán los cálculos de manera detallada de la propuesta de un nuevo disipador de calor con la ayuda del programa Microsoft Excel 2007, así como un modelo tridimensional del mismo utilizando un software especializado.



Capítulo 7

Fundamento teórico

7.1 Dispositivos optoelectrónicos

La optoelectrónica es la tecnología que combina la óptica con la electrónica. Este campo incluye muchos dispositivos basados en la acción de una unión *pn*. Ejemplos de dispositivos optoelectrónicos son los diodos emisores de luz (LED), los fotodiodos, los optoacopladores, etc.

Después de que un electrón ha saltado a una orbital mayor, puede regresar a su nivel de energía inicial. Si lo hace, devolverá la energía sobrante en forma de calor, luz u otro tipo de radiación.

En un diodo emisor de luz (LED: Light-Emitting Diode), la tensión aplicada eleva los electrones a niveles superiores de energía. Cuando estos electrones caen de nuevo a los niveles inferiores de energía, desprenden luz.

7.1.1 Diodo emisor de luz (LED)

En un LED con polarización directa los electrones libres atraviesan la unión y caen en los huecos. Como caen de niveles energéticos altos a niveles bajos, emiten energía. En los diodos normales esta energía se disipa en forma de calor, pero en un LED lo hace en forma de luz. Los LED han sustituido a las lámparas incandescentes en muchas aplicaciones porque necesitan muy poca tensión, tienen una larga vida y conmutan muy rápido.

Empleando elementos como el galio, el arsénico y el fósforo, un fabricante puede producir LED que emitan luz roja, verde, amarilla, azul, naranja o infrarroja (invisible). Los LED que producen radiación visible son útiles en los instrumentos, las calculadoras,

etc., mientras que los de luz infrarroja tienen aplicaciones en sistemas de alarma antirrobo, reproductores de CD y otros dispositivos en los que se requiera luz invisible.

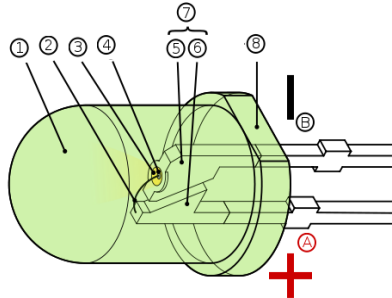


Figura (7-1). Diodo emisor de luz.

7.1.2 Disipación de calor en elementos electrónicos

Una manera de aumentar la potencia máxima que puede disipar un transistor consiste en deshacerse con mayor rapidez del calor interno.

Este es el propósito de un disipador de calor (una masa de metal). Si se aumenta el área superficial de encapsulado del transistor, se permite que el calor se escape fácilmente hacia el aire circundante.

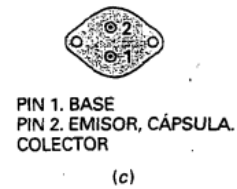
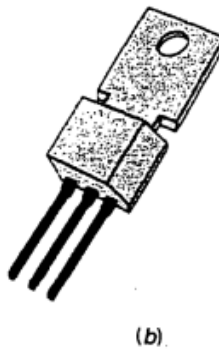
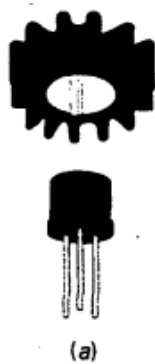


Figura (7-2). Tipos de disipadores de calor para transistores.



Por ejemplo, la figura (7-2a) muestra un tipo de disipador de calor. Cuando este se acopla al encapsulado de un transistor, el calor se emite más rápidamente debido al aumento en el área superficial suministrado por las aletas.

La figura (7-2b) muestra otro tipo de encapsulado. Se trata de un transistor de potencia con lengüeta. Una lengüeta metálica proporciona una trayectoria de salida para el calor del transistor. Esta lengüeta metálica se puede sujetar al chasis del equipo electrónico. Como el chasis es un disipador masivo de calor, este puede escapar fácilmente del transistor al chasis.

Los grandes transistores de potencia, como el de la figura (7-2c), tienen el colector conectado directamente a la cápsula para dejar que el calor escape tan fácilmente como sea posible. La cápsula del transistor se sujeta al chasis. Para evitar que el colector se ponga en cortocircuito con la masa del chasis, se coloca una pequeña lámina de mica entre el encapsulado del transistor y el chasis. En todo este proceso la idea fundamental es que el calor abandone el transistor con la mayor rapidez, lo que implica que el transistor es capaz de disipar una mayor potencia a la misma temperatura ambiente.

A veces, se sujeta a un gran disipador de calor con aletas, lo cual es todavía más efectivo para eliminar el calor del transistor.

Sin importar la clase de disipador de calor que se emplee, el objetivo es reducir la temperatura del encapsulado ya que tal logro haría que descienda la temperatura interna del transistor. La hoja de características incluye otras magnitudes llamadas, resistencias térmicas. Estas le permiten al diseñador calcular la temperatura del encapsulado para diferentes disipadores de calor.

7.1.3 Temperatura del encapsulado

Cuando el calor sale de un transistor, pasa a través del encapsulado del transistor hacia el disipador de calor, y después este irradia el calor hacia el aire circundante. La temperatura del encapsulado del transistor, será ligeramente superior a la temperatura del disipador de calor, que a su vez, será ligeramente mayor que la temperatura ambiente.



7.2 Áreas de aplicación de la transferencia de calor

Es común encontrar la transferencia de calor en los sistemas de ingeniería y otros aspectos de la vida y no es necesario ir muy lejos para ver algunas de sus áreas de aplicación. De hecho, no es necesario ir a alguna parte. El cuerpo humano está emitiendo calor en forma constante hacia sus alrededores y la comodidad humana está íntimamente ligada con la razón de este rechazo de calor. Tratamos de controlar esta razón de transferencia de calor al ajustar nuestra ropa a las condiciones ambientales.

Muchos aparatos domésticos comunes están diseñados, en su conjunto o en parte, mediante la aplicación de los principios de la transferencia de calor. Algunos ejemplos caen en el dominio de las aplicaciones eléctricas o del uso del gas: el sistema de calefacción y acondicionamiento de aire, el refrigerador y congelador, el calentador de agua, la plancha e, incluso, la computadora, la TV y el reproductor de DVD. Por supuesto, los hogares eficientes respecto al uso de la energía se diseñan de manera que puedan minimizar la pérdida de calor, en invierno, y la ganancia de calor, en verano. La transferencia de calor desempeña un papel importante en el diseño de muchos otros aparatos, como los radiadores de los automóviles, los colectores solares, diversos componentes de las plantas generadoras de energía eléctrica e incluso, la nave espacial. El espesor óptimo del aislamiento de las paredes y techos de las casas, de los tubos de agua caliente o de vapor de agua o de los calentadores de agua se determina, una vez más, a partir de un análisis de la transferencia de calor que considere los aspectos económicos.

7.2.1 Transferencia de calor en la ingeniería

El equipo de transferencia de calor (como los disipadores de calor, las calderas, los condensadores, los radiadores, los calentadores, los hornos, los refrigeradores y los colectores solares) está diseñado tomando en cuenta el análisis de la transferencia de calor. Los problemas de esta ciencia que se encuentran en la práctica se pueden considerar en dos grupos:

- 1) de capacidad nominal, y



2) de dimensionamiento.

Los problemas de capacidad nominal tratan de la determinación de la razón de la transferencia de calor para un sistema existente a una diferencia específica de temperatura. Los problemas de dimensionamiento tratan con la determinación del tamaño de un sistema con el fin de transferir calor a una razón determinada para una diferencia específica de temperatura.

Un aparato o proceso de ingeniería puede estudiarse en forma experimental (realización de pruebas y toma de mediciones) o en forma analítica (mediante el análisis o la elaboración de cálculos). El procedimiento experimental tiene la ventaja de que se trabaja con el sistema físico real, y la cantidad deseada se determina por medición, dentro de los límites del error experimental. Sin embargo, este procedimiento es caro, tardado y, con frecuencia, impráctico. Además, el sistema que se esté analizando puede incluso no existir. Por ejemplo, por lo regular, los sistemas completos de calefacción y de plomería de un edificio deben dimensionarse a partir de las especificaciones dadas antes de que el edificio se construya en realidad. El procedimiento analítico (que incluye el procedimiento numérico) tiene la ventaja de que es rápido y barato, pero los resultados obtenidos están sujetos a la exactitud de las suposiciones, de las aproximaciones y de las idealizaciones establecidas en el análisis. En los estudios de ingeniería, es frecuente que se logre un buen término medio al reducir los posibles diseños a unos cuantos, por medio del análisis, y verificando después en forma experimental los hallazgos.

7.2.2 Primera ley de la termodinámica

La primera ley de la termodinámica, también conocida como principio de conservación de la energía, expresa que en el curso de un proceso, la energía no se puede crear ni destruir; sólo puede cambiar las formas. Por lo tanto, toda pequeña cantidad de energía debe tomarse en cuenta en el curso de un proceso. El principio de conservación de la energía (o balance de energía) para cualquier sistema que pasa por cualquier proceso se puede expresar como sigue: El cambio neto (aumento o disminución) en la energía total de un sistema en el curso de un proceso es igual a la diferencia entre la energía total que entra y la energía total que sale en el desarrollo de ese proceso. Es decir:



$$\boxed{\begin{array}{c} \text{Energía total que} \\ \text{entra en el sistema} \end{array}} - \boxed{\begin{array}{c} \text{Energía total que} \\ \text{sale del sistema} \end{array}} = \boxed{\begin{array}{c} \text{Cambio en la energía} \\ \text{total del sistema} \end{array}}$$

Dado que la energía se puede transferir hacia un sistema, o hacia afuera de éste, por medio de calor, trabajo y flujo de masa, y que la energía total de un sistema simple compresible consta de las energías interna, cinética y potencial, el balance de energía para cualquier sistema que pasa por cualquier proceso se puede expresar como:

$$E_{ent} - E_{sal} = \Delta E_{sistema} \quad (7.1)$$

La energía es una propiedad y el valor de una propiedad no cambia a menos que cambie el estado del sistema. Por lo tanto, el cambio en la energía de un sistema es cero ($\Delta E_{sistema} = 0$) si el estado de ese sistema no cambia durante el proceso, entonces el proceso es estacionario.

7.3 Mecanismos de transferencia de calor

Un análisis termodinámico se interesa en la cantidad de transferencia de calor conforme un sistema pasa por un proceso, de un estado de equilibrio a otro. La ciencia que trata de la determinación de las razones de esas transferencias de energía es la transferencia de calor. La transferencia de energía como calor siempre se produce del medio que tiene la temperatura más elevada hacia el de temperatura más baja, y la transferencia de calor se detiene cuando los dos medios alcanzan la misma temperatura.

El calor se puede transferir en tres modos diferentes: conducción, convección y radiación. Todos los modos de transferencia de calor requieren la existencia de una diferencia de temperatura y todos ellos ocurren del medio que posee la temperatura más elevada hacia uno de temperatura más baja.



7.3.1 Conducción

La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre esas partículas. La conducción puede tener lugar en los sólidos, líquidos o gases. En los gases y líquidos la conducción se debe a las colisiones y a la difusión de las moléculas durante su movimiento aleatorio. En los sólidos se debe a la combinación de las vibraciones de las moléculas en una retícula y al transporte de energía por parte de los electrones libres. Por ejemplo, llegará el momento en que una bebida enlatada fría en un cuarto cálido se caliente hasta la temperatura ambiente como resultado de la transferencia de calor por conducción, del cuarto hacia la bebida, a través del aluminio.

La rapidez o razón de la conducción de calor a través de un medio depende de la configuración geométrica de éste, su espesor y el material de que esté hecho, así como de la diferencia de temperatura a través de él. Se sabe que al envolver un tanque de agua caliente con fibra de vidrio (un material aislante) se reduce la razón de la pérdida de calor de ese tanque. Entre más grueso sea el aislamiento, menor será la pérdida de calor. También se conoce que un tanque de agua caliente perderá calor a mayor rapidez cuando se baja la temperatura del cuarto en donde se aloja. Además, entre más grande sea el tanque, mayor será el área superficial y, por consiguiente, la razón de la pérdida de calor.

Considere una conducción de estado estacionario de calor a través de una pared plana grande de espesor $\Delta x = L$ y área A . La diferencia de temperatura de uno a otro lado de la pared es $\Delta T = T_2 - T_1$. Los experimentos han demostrado que la razón de la transferencia de calor, \dot{Q} , a través de la pared se duplica cuando se duplica la diferencia de temperatura ΔT de uno a otro lado de ella, o bien, se duplica el área A perpendicular a la dirección de la transferencia de calor; pero se reduce a la mitad cuando se duplica el espesor L de la pared. Por tanto, se concluye que la razón de la conducción de calor a través de una capa plana es proporcional a la diferencia de temperatura a través de ésta y al área de transferencia de calor, pero es inversamente proporcional al espesor de esa capa; es decir:

$$\dot{Q}_{cond} = kA \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} = -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (7.2)$$



En donde la constante de proporcionalidad k es la conductividad térmica del material, que es una medida de la capacidad de un material para conducir calor. En el caso límite de $\Delta x \rightarrow 0$, la ecuación que acaba de darse se reduce a la forma diferencial:

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (7.3)$$

La cual se llama ley de Fourier de la conducción del calor, en honor de J. Fourier, quien la expresó por primera vez en su texto sobre transferencia de calor en 1822. Aquí, dT/dx es el gradiente de temperatura, el cual es la pendiente de la curva de temperatura en un diagrama $T-x$ (la razón de cambio de T con respecto a x), en la dirección x . La relación antes dada indica que la razón de conducción del calor en una dirección es proporcional al gradiente de temperatura en esa dirección. El calor es conducido en la dirección de la temperatura decreciente y el gradiente de temperatura se vuelve negativo cuando esta última decrece al crecer x . El signo negativo en la ecuación diferencial de Fourier garantiza que la transferencia de calor en la dirección x sea una cantidad positiva.

7.3.2 Conductividad térmica

Se ha visto que los diferentes materiales almacenan calor en forma diferente y se ha definido la propiedad de calor específico C_p como una medida de la capacidad de un material para almacenar energía térmica. Por ejemplo, $C_p=4.18$ kJ/kg. °C, para el agua, y $C_p=0.45$ kJ/kg. °C, para el hierro, a la temperatura ambiente, indica que el agua puede almacenar casi 10 veces más energía que el hierro por unidad de masa. Del mismo modo, la conductividad térmica k es una medida de la capacidad de un material para conducir calor. Por ejemplo, $k = 0.607$ W/m. °C, para el agua, y $k = 80.2$ W/m. °C, para el hierro; a la temperatura ambiente, indica que el hierro conduce el calor mucho más rápido que el agua. Por tanto, se dice que el agua es mala conductora del calor en relación con el hierro, aun cuando el agua es un medio excelente para almacenar energía térmica.

La conductividad térmica de un material se puede definir como la razón de transferencia de calor a través de un espesor unitario del material por unidad de área por unidad de diferencia de temperatura. La conductividad térmica de un material es una medida de la



capacidad del material para conducir calor. Un valor elevado para la conductividad térmica indica que el material es un buen conductor del calor y un valor bajo indica que es un mal conductor o que es un aislante.

En el anexo A-1 se puede consultar la conductividad térmica de metales sólidos.

Los materiales como el caucho, la madera y la espuma de poliuretano son malos conductores del calor y tienen valores bajos de conductividad térmica.

La temperatura es una medida de las energías cinéticas de las partículas, como las moléculas o los átomos de una sustancia. En un líquido o gas, la energía cinética de las moléculas se debe a su movimiento aleatorio de traslación, así como a sus movimientos de vibración y rotación. Cuando chocan dos moléculas que poseen energías cinéticas diferentes, parte de la energía cinética de la molécula más energética (la de temperatura más elevada) se transfiere a la menos energética (la de temperatura más baja), de manera muy semejante a cuando chocan dos bolas elásticas de la misma masa a diferentes velocidades, parte de la energía cinética de la bola más rápida se transfiere a la más lenta. Entre más alta es la temperatura, más rápido se mueven las moléculas, mayor es el número de las colisiones y mejor es la transferencia de calor.

La teoría cinética de los gases predice, y los experimentos lo confirman, que la conductividad térmica de los gases es proporcional a la raíz cuadrada de la temperatura termodinámica T e inversamente proporcional a la raíz cuadrada de la masa molar M , es decir, $k = c(T/M)^{1/2}$. Por lo tanto, la conductividad térmica de un gas crece al aumentar la temperatura y al disminuir la masa molar. De modo que no es sorprendente que la conductividad térmica del helio ($M=4$) sea mucho más elevada que la del aire ($M=29$) y la del argón ($M=40$).

El mecanismo de conducción del calor en un líquido se complica por el hecho de que las moléculas están más cercanas entre sí y ejercen un campo de fuerzas intermoleculares más intenso. Las conductividades térmicas de los líquidos suelen encontrarse entre las de los sólidos y los gases. Normalmente, la conductividad térmica de una sustancia alcanza su valor máximo en la fase sólida y el mínimo en la fase gaseosa. A diferencia de los



gases, las conductividades térmicas de la mayor parte de los líquidos decrecen al incrementarse la temperatura, constituyendo el agua una notable excepción. Como los gases, la conductividad de los líquidos disminuye al aumentar la masa molar. Los metales líquidos como el mercurio y el sodio presentan conductividades térmicas elevadas y resultan muy apropiados para usarse cuando se desea una gran razón de transferencia de calor hacia un líquido, como en las plantas nucleares de generación eléctrica.

En los sólidos la conducción del calor se debe a dos efectos: las ondas reticulares de vibración inducidas por los movimientos de vibración de las moléculas, colocadas en posiciones más o menos fijas de una manera periódica conocida como red cristalina, y la energía transportada por medio del flujo libre de electrones en el sólido. La conductividad térmica de un sólido se obtiene al sumar la componente reticular y la electrónica. Las conductividades térmicas más o menos elevadas de los metales puros se deben principalmente a la componente electrónica. La componente reticular de la conductividad térmica depende con intensidad de la manera en que las moléculas están dispuestas.

Los metales puros tienen altas conductividades térmicas y se pensaría que las aleaciones metálicas también deben tener altas conductividades. Se esperaría que una aleación de dos metales con conductividades térmicas k_1 y k_2 tenga una conductividad k entre k_1 y k_2 . Pero no es así. La conductividad térmica de una aleación de dos metales suele ser mucho más baja que la de cualquiera de ellos. En un metal puro, pequeñas cantidades de moléculas "extrañas" que por sí mismas sean buenas conductoras perturban de manera grave la transferencia de calor en ese metal.

Las conductividades térmicas de los materiales varían con la temperatura. La variación de la conductividad térmica sobre ciertos rangos de temperatura es despreciable para algunos materiales, pero significativa para otros. Las conductividades térmicas de ciertos sólidos exhiben incrementos sorprendentes a temperaturas cercanas al cero absoluto, cuando estos sólidos se convierten en superconductores.

La dependencia con respecto a la temperatura de la conductividad térmica causa complejidad considerable en el análisis de la conducción. Por lo tanto, es práctica común



evaluar la conductividad térmica k a la temperatura promedio y tratarla como constante en los cálculos.

En el análisis de la transferencia de calor normalmente se supone que un material es isotrópico; es decir, tiene propiedades uniformes en todas direcciones. Esta suposición es realista para la mayor parte de los materiales, excepto para aquellos que exhiben características estructurales diferentes en direcciones diferentes, como los materiales compuestos laminados y la madera.

7.3.3 Convección

La convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacentes que están en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos. Entre más rápido es el movimiento de un fluido, mayor es la transferencia de calor por convección. En ausencia de cualquier movimiento masivo de fluido, la transferencia de calor entre una superficie sólida y el fluido adyacente es por conducción pura. La presencia de movimiento masivo del fluido acrecienta la transferencia de calor entre la superficie sólida y el fluido, pero también complica la determinación de las razones de esa transferencia.

La convección recibe el nombre de convección forzada si el fluido es forzado a fluir sobre la superficie mediante un agente externo como un ventilador, una bomba o el viento. En contraste, se dice que es convección natural (o libre) si el movimiento del fluido es causado por las fuerzas de empuje que son inducidas por las diferencias de densidad debidas a la variación de la temperatura en ese fluido.

Los procesos de transferencia de calor que comprenden cambio de fase de un fluido también se consideran como convección a causa del movimiento de ese fluido inducido durante el proceso, como la elevación de las burbujas de vapor durante la ebullición o la caída de las gotitas de líquido durante la condensación.



A pesar de la complejidad de la convección, se observa que la rapidez de la transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa en forma conveniente por la ley de Newton del enfriamiento como:

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s (T_s - T_\infty) \quad (7.4)$$

En donde h es el coeficiente de transferencia de calor por convección, en $W/m^2 \cdot ^\circ C$ o $Btu/h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F$, A_s es el área superficial a través de la cual tiene lugar la transferencia de calor por convección, T_s es la temperatura de la superficie y T_∞ es la temperatura del fluido suficientemente alejado de esta superficie. Note que en la superficie la temperatura del fluido es igual a la del sólido.

El coeficiente de transferencia de calor por convección h no es una propiedad del fluido. Es un parámetro que se determina en forma experimental y cuyo valor depende de todas las variables que influyen sobre la convección, como la configuración geométrica de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido, las propiedades de éste y la velocidad masiva del mismo.

En los anexos A-3 y A-4 se muestran propiedades para calcular el coeficiente de convección

7.3.4 Radiación

La radiación es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas (o fotones) como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. A diferencia de la conducción y la convección, la transferencia de calor por radiación no requiere la presencia de un medio interventor. De hecho, la transferencia de calor por radiación es la más rápida (a la velocidad de la luz) y no sufre atenuación en un vacío. Ésta es la manera en la que la energía del Sol llega a la Tierra.

En los estudios de transferencia de calor, es de interés la radiación térmica, que es la forma de radiación emitida por los cuerpos debido a su temperatura. Es diferente de las otras formas de radiación, como los rayos x, los rayos gamma, las microondas, las ondas



de radio y de televisión, que no están relacionadas con la temperatura. Todos los cuerpos a una temperatura arriba del cero absoluto emiten radiación térmica.

La radiación es un fenómeno volumétrico y todos los sólidos, líquidos y gases emiten, absorben o transmiten radiación en diversos grados. Sin embargo, la radiación suele considerarse como un fenómeno superficial para los sólidos que son opacos a la radiación térmica, como los metales, la madera y las rocas, ya que las radiaciones emitidas por las regiones interiores de un material de ese tipo nunca pueden llegar a la superficie, y la radiación incidente sobre esos cuerpos suele absorberse en unas cuantas micras hacia adentro de dichos sólidos.

La razón máxima de la radiación que se puede emitir desde una superficie a una temperatura termodinámica T , (en K o R) es expresada por la ley de Stefan-Boltzmann como:

$$\dot{Q}_{emitida, \text{m}áx} = \sigma A_s T_s^4 \quad (7.5)$$

Donde $\sigma=5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$, o bien, $0.1714 \times 10^{-8} \text{ Btu/h ft}^2 \cdot \text{R}^4$ es la constante de Stefan-Boltzmann. La superficie idealizada que emite radiación a esta razón máxima se llama cuerpo negro y la radiación emitida por éste es la radiación del cuerpo negro. La radiación emitida por todas las superficies reales es menor que la emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura y se expresa como:

$$\dot{Q}_{emitida} = \varepsilon \sigma A_s T_s^4 \quad (7.6)$$

En donde ε es la emisividad de la superficie. La emisividad cuyo valor está en el intervalo $0 \leq \varepsilon \leq 1$, es una medida de cuán próxima está una superficie de ser un cuerpo negro, para el cual $\varepsilon = 1$.

En el anexo A-2 se muestran las emisividades de diversos materiales.

Otra importante propiedad relativa a la radiación de una superficie es su absorptividad, la cual es la fracción de la energía de radiación incidente sobre una superficie que es



absorbida por ésta. Como la emisividad, su valor está en el intervalo $0 \leq \alpha \leq 1$. Un cuerpo negro absorbe toda la radiación incidente sobre él. Es decir, un cuerpo negro es un absorbente perfecto ($\alpha = 1$) del mismo modo que es un emisor perfecto.

En general, tanto ε como α de una superficie dependen de la temperatura y de la longitud de onda de la radiación. La ley de Kirchoff de la radiación afirma que la emisividad y la absorptividad de una superficie a una temperatura y longitud de onda dadas son iguales.

$$\dot{Q}_{absorbida} = \alpha \dot{Q}_{incidente} \quad (7.7)$$

Donde $\dot{Q}_{incidente}$ es la razón a la cual la radiación incide sobre la superficie y α es la absorptividad de la superficie. Para las superficies opacas (no transparentes), la parte de la radiación incidente no absorbida por la superficie se refleja.

La diferencia entre las razones de la radiación emitida por la superficie y la radiación absorbida es la transferencia neta de calor por radiación. Si la razón de absorción de la radiación es mayor que la de emisión, se dice que la superficie está ganando energía por radiación. De lo contrario, se dice que la superficie está perdiendo energía por radiación. En general, la determinación de la razón neta de la transferencia de calor por radiación entre dos superficies es un asunto complicado, ya que depende de las propiedades de las superficies, de la orientación de una con respecto a la otra y de la interacción del medio que existe entre ellas con la radiación.

7.3.5 Mecanismos simultáneos de transferencia de calor

Se mencionó que existen tres mecanismos de transferencia de calor, pero no pueden existir simultáneamente los tres en un medio. Por ejemplo, la transferencia de calor sólo ocurre por conducción en los sólidos opacos, pero por conducción y radiación en los sólidos semitransparentes. Por tanto, un sólido puede comprender conducción y radiación pero no convección. Sin embargo, un sólido puede presentar transferencia de calor por convección y/o radiación en sus superficies expuestas a un fluido o a otras superficies.



La transferencia de calor es por conducción y, posiblemente, por radiación en un fluido estático (sin movimiento masivo del fluido) y por convección y radiación en un fluido que fluye. En ausencia de radiación, la transferencia de calor a través de un fluido es por conducción o convección, dependiendo de la presencia de algún movimiento masivo de ese fluido. La convección se puede concebir como conducción y movimiento del fluido combinado, y la conducción en un fluido se puede concebir como un caso especial de convección en ausencia de algún movimiento de ese fluido.

Por tanto, cuando se trata con la transferencia de calor a través de un fluido, se tiene conducción o convección, pero no las dos. Asimismo, los gases son prácticamente transparentes a la radiación, excepto por algunos gases que se sabe absorben radiación con gran fuerza en ciertas longitudes de onda. Pero, en la mayor parte de los casos, un gas entre dos superficies sólidas no interfiere con la radiación y actúa de manera efectiva como el vacío. Por otra parte, los líquidos suelen ser fuertes absorbentes de radiación.

Por último, la transferencia de calor a través del vacío sólo se produce por radiación, ya que la conducción o la convección requieren de la presencia de un medio material.

7.4 Métodos numéricos en la conducción de calor

7.4.1 Una mejor elaboración de modelos

Las soluciones analíticas son exactas porque no comprenden aproximaciones. Pero esta afirmación necesita ser aclarada. Se debe establecer una distinción entre un problema del mundo real y el modelo matemático, que es una representación idealizada de él. Las soluciones que se obtienen son las soluciones de los modelos matemáticos, y el grado de aplicabilidad de estas soluciones a los problemas físicos reales depende de la precisión del modelo. Una solución "aproximada" de un modelo real de un problema físico suele ser más precisa que la solución "exacta" de un modelo matemático burdo.

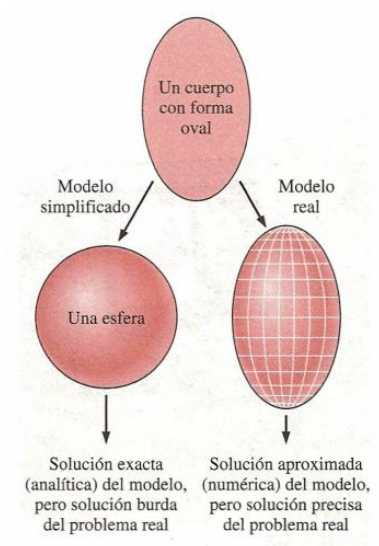


Figura (7-3). La solución numérica del modelo, da mejores resultados a problemas que no son idealizados.

Cuando se intenta obtener una solución analítica para un problema físico, siempre existe la tendencia de simplificado en exceso con el fin de hacer que el modelo matemático sea suficientemente simple como para justificar una solución analítica. Por lo tanto, es una práctica común ignorar cualesquiera efectos que causen complicaciones matemáticas, como las no linealidades en la ecuación diferencial o en las condiciones de frontera. Por tanto, no debe sorprender que las no linealidades, como la dependencia con respecto a la temperatura de la conductividad térmica y las condiciones de frontera relativas a la radiación rara vez se consideren en las soluciones analíticas. Es probable que un modelo matemático destinado a una solución numérica represente mejor el problema real. Por lo tanto, la solución numérica de los problemas de ingeniería se ha convertido ahora en la norma, en lugar de la excepción, incluso cuando se dispone de soluciones analíticas.

7.4.2 Flexibilidad

Los problemas de ingeniería a menudo requieren estudios paramétricos extensos con el fin de entender la influencia de algunas variables sobre la solución y así elegir el conjunto correcto de variables y dar respuesta a algunas preguntas de "¿qué sucede si...?". Se trata de un proceso iterativo que es tedioso en extremo y tardado si se realiza a mano. Las computadoras y los métodos numéricos resultan idealmente adecuados para esos cálculos y se puede resolver una amplia gama de problemas relacionados mediante



pequeñas modificaciones en el código o las variables de entrada. En la actualidad es casi inconcebible realizar cualquier estudio significativo de optimización en ingeniería sin el poder y la flexibilidad de las computadoras y los métodos numéricos.

7.4.3 Formulación en diferencias finitas de ecuaciones diferenciales

Los métodos numéricos para resolver ecuaciones diferenciales se basan en el reemplazo de las ecuaciones diferenciales por ecuaciones algebraicas. En el caso del popular método de las diferencias finitas, esto se realiza al reemplazar las derivadas por diferencias.

A continuación, se desarrolla la formulación en diferencias finitas de los problemas de conducción de calor al reemplazar las derivadas de las ecuaciones diferenciales por diferencias.

Las derivadas son los bloques de construcción de las ecuaciones diferenciales. La primera derivada de $f(x)$ en un punto es equivalente a la pendiente de una recta tangente a la curva en ese punto y se define como:

$$\frac{df(x)}{dx} = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{\Delta f}{\Delta x} = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{f(x+\Delta x) - f(x)}{\Delta x} \quad (7.8)$$

Lo cual es la razón del incremento Δf en función al incremento Δx de la variable independiente, cuando $\Delta x \rightarrow 0$. Si no se toma el límite indicado, se tendrá la siguiente relación aproximada para la derivada:

$$\frac{df(x)}{dx} \cong \frac{f(x+\Delta x) - f(x)}{\Delta x} \quad (7.9)$$

Esta expresión aproximada de la derivada en términos de diferencias es la forma en diferencias finitas de la primera derivada. También se puede obtener la ecuación anterior al escribir la expansión en la serie de Taylor de la función f en torno al punto x , y al despreciar todos los términos del desarrollo, excepto los dos primeros.

$$f(x + \Delta x) = f(x) + \Delta x \frac{df(x)}{dx} + \frac{1}{2} \Delta x^2 \frac{d^2f(x)}{dx^2} + \dots \quad (7.10)$$

El primer término despreciado es proporcional a Δx^2 y, por tanto, el error en el que se incurre en cada paso de esta aproximación también es proporcional a Δx^2 . Sin embargo, el error conmutativo en el que se incurre después de M pasos en la dirección de la longitud L es proporcional a Δx , ya que $M\Delta x^2 = (L/\Delta x)\Delta x^2 = L\Delta x$. Por lo tanto, entre menor sea Δx , menor es el error y, de este modo, más exacta la aproximación.

Considere ahora la conducción de calor unidimensional en estado estacionario en una pared plana de espesor L , con generación de calor. La pared se subdivide en M pasos de espesor igual $\Delta x = L/M$, en la dirección x , separadas por planos que pasan por los $M + 1$ puntos $0, 1, 2, \dots, m - 1, m, m + 1, \dots, M$, llamados nodos o puntos nodales. La coordenada x de cualquier punto m es simplemente $x_m = m\Delta x$ y la temperatura en ese punto es simplemente $T(x_m) = T_m$.

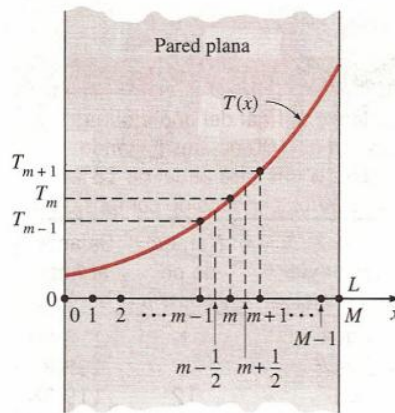


Figura (7-4). Puntos nodales.

La ecuación de conducción de calor comprende las segundas derivadas de la temperatura con respecto a las variables espaciales, tales como d^2T/dx^2 y la formulación en diferencias finitas se basa en el reemplazo de las segundas derivadas por diferencias apropiadas. Pero se necesita iniciar el proceso con las primeras derivadas. La primera derivada de la temperatura, dT/dx , en los puntos medios $m - \frac{1}{2}$ y $m + \frac{1}{2}$ de las secciones que están a uno y otro lado del nodo m se puede expresar como:

$$\left. \frac{dT}{dx} \right|_{m-\frac{1}{2}} \cong \frac{T_m - T_{m-1}}{\Delta x} \quad \text{y} \quad \left. \frac{dT}{dx} \right|_{m+\frac{1}{2}} \cong \frac{T_{m+1} - T_m}{\Delta x} \quad (7.11)$$

La segunda deriva derivada de la temperatura del nodo m se puede expresar como:

$$\left. \frac{d^2T}{dx^2} \right|_m \cong \frac{\frac{T_{m+1} - T_m}{\Delta x} - \frac{T_m - T_{m-1}}{\Delta x}}{\Delta x} = \frac{T_{m-1} - 2T_m + T_{m+1}}{\Delta x^2} \quad (7.12)$$

Lo cual es la representación en diferencias finitas de la segunda derivada en un nodo interno general m .

7.4.4 Conducción unidimensional de calor en estado estacionario

El método del balance de energía se basa en la subdivisión del medio en un número suficiente de elementos de volumen y, a continuación, aplicar un balance de energía en cada elemento. Esto se realiza al seleccionar en principio los puntos nodales (o nodos) en los cuales se van a determinar las temperaturas y, a continuación, para formar elementos (o volúmenes de control) sobre los nodos y trazar rectas que pasen por los puntos medios entre los nodos. De esta manera, los nodos interiores se mantienen a la mitad de los elementos, y las propiedades en el nodo, como la temperatura y la velocidad de generación de calor, representan las propiedades promedio del elemento.

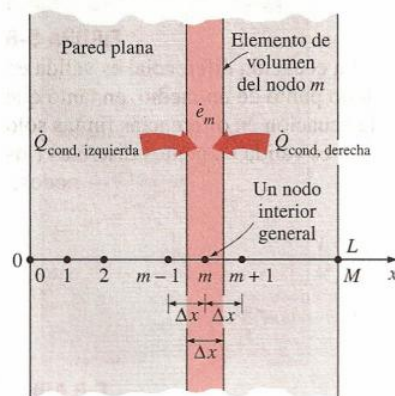


Figura (7-5). Balance de energía en los puntos nodales



A veces resulta conveniente pensar en la temperatura como si variara linealmente entre los nodos, en especial al expresar la conducción de calor entre los elementos mediante la ley de Fourier.

Si se supone que la conducción de calor se lleva a cabo hacia los elementos sobre todas las superficies, un balance de energía en el elemento se puede expresar como:

$$\left(\begin{array}{l} \text{Razón de la} \\ \text{conducción de} \\ \text{calor en la} \\ \text{superficie izq.} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{l} \text{Razón de la} \\ \text{conducción de} \\ \text{calor en la} \\ \text{superficie der.} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{l} \text{Razón de la} \\ \text{generación de} \\ \text{calor dentro del} \\ \text{elemento} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{l} \text{Razón de} \\ \text{cambio del} \\ \text{contenido de} \\ \text{energía del} \\ \text{elemento} \end{array} \right)$$

$$\text{O bien: } \dot{Q}_{cond.izquierda} + \dot{Q}_{cond.der.echa} + \dot{E}_{gen.elemento} = \frac{\Delta E_{elemento}}{\Delta t} = 0 \quad (7.13)$$

Puesto que el contenido de energía de un medio (de cualquier parte de él) no cambia en condiciones estacionarias y, por tanto, $\Delta E_{elemento} = 0$. La razón de la generación de calor dentro del elemento se puede expresar como:

$$\dot{E}_{gen,elemento} = \dot{e}_m V_{elemento} = \dot{e}_m A \Delta x \quad (7.14)$$

Donde \dot{e}_m es la razón de la generación de calor por unidad de volumen, en W/m^3 , evaluada en el nodo m y tratada como constante para el elemento completo, y A es el área de transferencia de calor, la cual es simplemente la superficie interior (o exterior) de la pared.

Cuando la temperatura varía linealmente, la razón estacionaria de conducción de calor a través de una pared plana de espesor L se puede expresar como:

$$\dot{Q}_{cond} = kA \frac{\Delta T}{L} \quad (7.15)$$

Donde ΔT es el cambio de temperatura a través de la pared y la dirección de la transferencia de calor va del lado con mayor temperatura hacia el de menor.

En el caso de una pared plana con generación de calor, la variación de temperatura no es lineal y, por consiguiente, no se puede aplicar la relación antes dada. Sin embargo, se puede aproximar la variación de temperatura entre los nodos como si fuera lineal en la determinación de la conducción de calor a través de una capa delgada de espesor Δx entre dos nodos. Es obvio que entre menor sea la distancia Δx entre dos nodos, más precisa es esta aproximación. Ya que se supone que la dirección de la transferencia de calor en ambas superficies del elemento es hacia el nodo m , la razón de la conducción de calor en las superficies izquierda y derecha se puede expresar como:

$$\dot{Q}_{cond, izquierda} = kA \frac{T_{m-1} - T_m}{\Delta x} \quad \text{y} \quad \dot{Q}_{cond, derecha} = kA \frac{T_{m+1} - T_m}{\Delta x} \quad (7.16)$$

Al sustituir las ecuaciones 5-14 y 5-16 en la 5-13 da:

$$kA \frac{T_{m-1} - T_m}{\Delta x} + kA \frac{T_{m+1} - T_m}{\Delta x} + \dot{e}_m A \Delta x = 0 \quad (7.17)$$

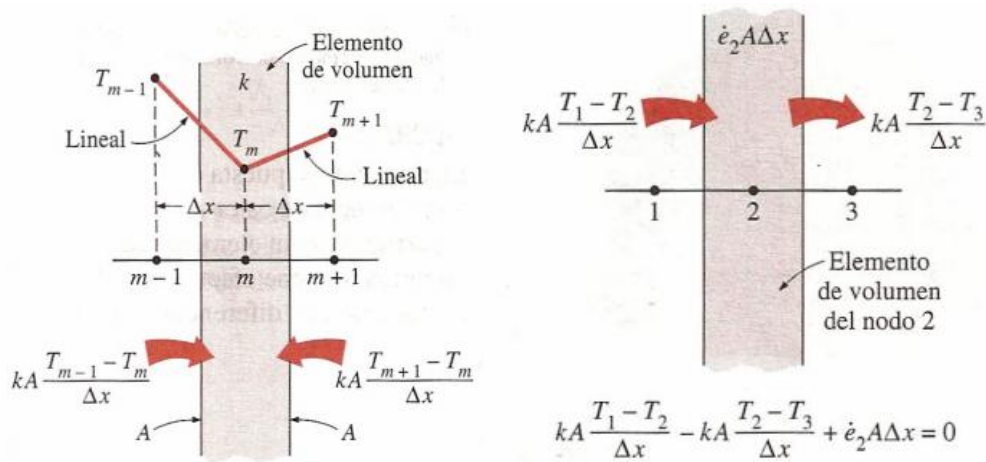


Figura (7-6). Análisis de la conducción de calor en un elemento de volumen

7.4.5 Condiciones de frontera

En los párrafos anteriores se ha desarrollado una relación general para la obtención de la ecuación en diferencias finitas para cada nodo interior de una pared plana. Sin embargo, esta relación no se puede aplicar a los nodos sobre las fronteras, ya que requiere la



presencia de nodos en ambos lados del nodo que se considera, y un nodo frontera no tiene nodo vecino en al menos uno de los lados. Por lo tanto, se necesita obtener por separado las ecuaciones en diferencias finitas de los nodos frontera. Esto se lleva a cabo de la mejor manera mediante la aplicación de un balance de energía en los elementos de volumen de los nodos frontera.

Las condiciones de frontera más común de encontrar en la práctica son las condiciones de temperatura específica, de flujo específico de calor, convección y de radiación, para el caso de la conducción de calor unidimensional en estado estacionario en una pared plana de espesor L . El número de nodo en la superficie izquierda, en $x=0$, es 0 y, en la superficie derecha, en $x=L$, es M . Note que el ancho del elemento de volumen para cualquiera de los dos nodos frontera es $\Delta x/2$.

Cuando se especifican otras condiciones de frontera, tales como flujo específico de calor, convección, radiación, o convección-radiación combinadas se obtiene la ecuación en diferencias finitas para el nodo en esa frontera al escribir un balance de energía sobre el elemento de volumen en la frontera. Una vez más, el balance de energía se expresa como:

$$\sum_{\text{Todos los lados}} \dot{Q} + \dot{E}_{gen, elemento} = 0 \quad (7.18)$$

Para la transferencia de calor en condiciones estacionarias. De nuevo, por conveniencia en la formulación, se supone que toda la transferencia de calor es hacia el elemento de volumen desde todas las superficies, excepto para el flujo específico de calor, dado que su dirección ya está determinada.

El flujo específico de calor se toma como una cantidad positiva si es hacia el medio, y como negativa si es hacia afuera del medio. Entonces la formulación en diferencias finitas en el nodo $m=0$ (en la frontera izquierda donde $x=0$) de una pared plana de espesor L , durante la conducción de calor unidimensional en estado estacionario se puede expresar como:

$$\dot{Q}_{superficie\ izquierda} + kA \frac{T_1 - T_0}{\Delta x} + \dot{e}_0 \left(\frac{A\Delta x}{2} \right) = 0 \quad (7.19)$$



7.5 Convección natural

7.5.1 Mecanismo físico de la convección natural

La convección natural o libre, se observa como resultado del movimiento del fluido debido a los cambios de la densidad que resultan del proceso de calentamiento. Un radiador caliente usado para calentar una habitación es un ejemplo de un dispositivo práctico que transfiere calor por convección natural. El movimiento del fluido en la convección natural, ya sea un gas o un líquido, resulta de las fuerzas de flotabilidad impuestas sobre el fluido cuando su densidad en la proximidad de la superficie de transferencia de calor disminuye como consecuencia del proceso de calentamiento. Las fuerzas de flotabilidad no estarían presentes si sobre el fluido no actuase un campo de fuerzas exterior como la gravedad, aunque la gravedad no es el único tipo de campo de fuerzas que puede producir las corrientes de convección natural; sobre un fluido encerrado en una máquina rotatoria actúa el campo de fuerzas centrífugas y, por tanto, podría tener corrientes de convección natural si se calentasen una o más de las superficies en contacto con el fluido. Las fuerzas de flotabilidad que originan las corrientes de convección natural son fuerzas de volumen.

En los estudios de transferencia de calor la variable principal es la temperatura y resulta conveniente expresar la fuerza neta de empuje en términos de las diferencias de temperatura. Pero esto requiere que se exprese la diferencia de densidades en términos de diferencias de temperatura, lo cual requiere el conocimiento de una propiedad que represente la variación de la densidad de un fluido con la temperatura a presión constante. La propiedad que proporciona esa información es el coeficiente de expansión volumétrica β , definido como:

$$\beta = \frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (7.20)$$

El coeficiente de expansión volumétrica se puede expresar de manera aproximada reemplazando las cantidades diferenciales por diferencias como:

$$\beta \approx -\frac{1}{\rho} \frac{\Delta \rho}{\Delta T} = -\frac{1}{\rho} \frac{\rho_\infty - \rho}{T_\infty - T} \quad (7.21)$$



En donde ρ_∞ es la densidad y T_∞ es la temperatura del fluido en reposo lejos de la superficie.

El coeficiente de expansión volumétrica β de un gas ideal a una temperatura T es equivalente a la inversa de la temperatura:

$$\beta_{gas\ ideal} = \frac{1}{T} \quad (7.22)$$

En donde T es la temperatura termodinámica.

La magnitud de transferencia de calor por convección natural entre una superficie y un fluido está relacionada de manera directa con el gasto de este último. Entre mayor sea el gasto, mas alta será la razón de la transferencia de calor. De hecho, son los gastos muy altos los que incrementan el coeficiente de transferencia de calor en órdenes de magnitud cuando se usa convección forzada.

En la convección natural no se usan sopladores y, por lo tanto, el gasto no se puede controlar en forma externa. En este caso, el gasto se establece por el equilibrio dinámico de la flotación y la fricción.

En condiciones estacionarias el gasto de aire impulsado por la flotación se establece en el punto donde estos efectos se equilibran entre sí. La fuerza de fricción se incrementa conforme se introducen más y más superficies solidas, perturbando gravemente el flujo del fluido y la transferencia de calor. Por esta razón, los sumideros de calor con aletas muy poco espaciadas entre sí no son apropiados para el enfriamiento por convección natural.

7.5.2 El número de Grashof

Es posible hacer adimensionales las ecuaciones que rigen la convección natural y las condiciones de frontera dividiendo todas las variables dependientes e independientes entre cantidades constantes apropiadas: todas las longitudes entre una longitud característica L_c , todas las velocidades entre una velocidad arbitraria de referencia, V (la



cual, basándose en la definición del número de Reynolds, se toma como $V = (Re_L \cdot \nu / L_c)$, y la temperatura entre una diferencia de temperatura apropiada (la cual se toma como $T_s - T_\infty$ como:

$$x^* = \frac{x}{L_c} \quad y^* = \frac{y}{L_c} \quad u^* = \frac{u}{V} \quad v^* = \frac{v}{V} \quad y \quad T^* = \frac{T - T_\infty}{T_s - T_\infty} \quad (7.23)$$

En donde los asteriscos se usan para denotar variables no adimensionales. Sustituyéndolas en la ecuación de la cantidad de movimiento y simplificando da:

$$u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} = \left[\frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} \right] \frac{T^*}{Re_L^2} + \frac{1}{Re_L} \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}} \quad (7.24)$$

El parámetro adimensional que se encuentra entre corchetes representa los efectos de la convección natural y se llama número de Grashof, Gr_L .

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} \quad (7.25)$$

En donde:

- ✓ g = Aceleración gravitacional, m/s
- ✓ β = Coeficiente de expansión volumétrica, 1/K ($\beta = 1/T$ para los gases ideales)
- ✓ T_s = Temperatura de la superficie, °C
- ✓ T_∞ = Temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie, °C
- ✓ L_c = longitud característica de la configuración geométrica, m
- ✓ ν = viscosidad cinemática del fluido, m²/s

El número de Grashof, el cual también es adimensional y representa la razón entre la fuerza de empuje y la fuerza viscosa que actúan sobre el fluido, rige el régimen de flujo en la convección natural.

El papel que desempeña el número de Reynolds en la convección forzada es realizado por el número de Grashof en la convección natural. Como tal, este último número



proporciona el criterio principal en la determinación de si el flujo del fluido es laminar o turbulento en la convección natural.

7.5.3 Convección natural sobre superficies

La transferencia de calor por convección natural sobre una superficie depende de la configuración geométrica de ésta así como de su orientación. También depende de la variación de la temperatura sobre la superficie y de las propiedades termofísicas del fluido que interviene.

Aun cuando comprendemos bien el mecanismo de la convección natural, las complejidades del movimiento del fluido hacen que sea muy difícil obtener relaciones analíticas sencillas para la transferencia de calor mediante la resolución de las ecuaciones que rigen el movimiento y la energía. Existen algunas soluciones analíticas para la convección natural, pero carecen de generalidad, ya que se obtienen para configuraciones geométricas simples con algunas hipótesis simplificadoras. Por lo tanto, con la excepción de algunos casos simples, las relaciones de transferencia de calor en la convección natural se basan en estudios experimentales.

Las correlaciones empíricas sencillas para el número promedio de Nusselt, Nu en la convección natural son de la forma:

$$Nu = \frac{hL_c}{k} = C(Gr_L Pr)^n = CRa_L^n \quad (7.26)$$

En donde Ra_L es el número de Rayleigh, el cual es el producto de los números de Grashof y de Prandtl:

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} Pr \quad (7.27)$$

Los valores de las constantes C y n dependen de la configuración geométrica de la superficie y del régimen de flujo, el cual se caracteriza por el rango del número de



Rayleigh. El valor de n suele ser $\frac{1}{4}$ para el flujo laminar y $\frac{1}{3}$ para el turbulento. El valor de la constante C normalmente es menor que 1.

En el anexo A-4 se dan las relaciones simples para el número promedio de Nusselt para varias configuraciones geométricas, junto con esquemas de estas últimas.

7.5.4 Enfriamiento por convección natural de superficies con aletas

La convección natural desde superficies verticales de forma rectangular con aletas ha sido el tema de numerosos estudios, principalmente experimentales. El espaciamiento S entre aletas adyacentes suele tomarse como la longitud característica para placas paralelas verticales usadas como aletas. Aun cuando también se podría usar la altura L de la aleta. El número de Rayleigh se expresa como:

$$Ra_s = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)S^3}{\nu^2} Pr \quad (7.28)$$

La relación recomendada para el número promedio de Nusselt para las placas paralelas verticales isotérmicas es:

$$Nu = \frac{hS}{k} = \left[\frac{576}{(Ra_s S/L)^2} + \frac{2.873}{(Ra_s S/L)^{0.5}} \right]^{-0.5} \quad (7.29)$$

El espaciamiento óptimo para un sumidero de calor es:

$$S_{\text{ópt}} = 2.714 \left(\frac{S^3 L}{Ra_s} \right)^{0.25} \quad (7.30)$$

Capítulo 8

Procedimiento y descripción de las actividades realizadas

Para poder realizar el diseño adecuado de un disipador de calor, es necesario conocer la cantidad de energía que las lámparas transforman en calor. En este proyecto, no se cuenta con algunos datos importantes como por ejemplo, la eficiencia de los sistemas de iluminación, por lo que para realizar el análisis se optó por medir la temperatura en el disipador de calor en algunos puntos, tales como la base de la placa, la base de la aleta y en la punta de la aleta.

Una vez conocida la información necesaria, mediante métodos numéricos, es posible conocer la cantidad de calor generado.

Como se ha explicado, las aletas contribuyen a disipar calor aumentando el área superficial en contacto con el fluido circundante. Debido a que las aletas son muy delgada, es adecuado considerar el flujo de calor de manera unidireccional para su diseño. Los métodos numéricos de diferencias finitas y balance de energía, proporcionaran una herramienta de cálculo confiable. El software Microsoft Excel 2007 es adecuado para modelar las ecuaciones necesarias para obtener los resultados deseados.

Una ventaja de realizar un software, es tener la opción de definir si se trabaja con aletas de perfil recto, triangular o trapezoidal. Esto se logra definiendo las ecuaciones de área, para convección y conducción, en función de un ángulo θ .

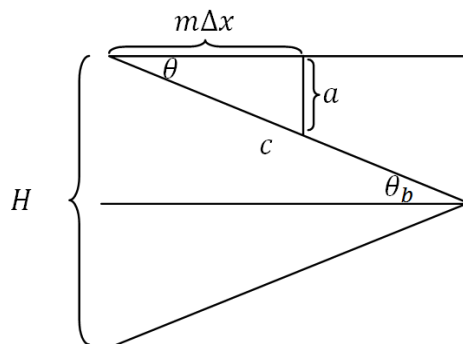


Figura (8-1): Representación de la variación entre una aleta de perfil rectangular y triangular, en función del ángulo θ

El área para la sección transversal de una aleta rectangular, se define como:

$$A_T = wH \quad (8.1)$$

Donde w es la longitud de la aleta. Para modificar esta ecuación, y poder variar el área en función del ángulo θ , se hacen los siguientes arreglos.

$$\tan\theta = \frac{a}{m\Delta x} \quad (8.2)$$

$$a = m\Delta x \tan\theta \quad (8.3)$$

Entonces, el área de sección transversal se define como:

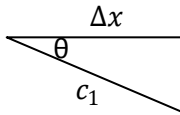
$$A_T = wH - 2w(m\Delta x)\tan\theta \quad (8.4)$$

Para los puntos medios $m - \frac{1}{2}$ y $m + \frac{1}{2}$ de las secciones que están a la derecha e izquierda del nodo m se puede expresar como:

$$A_{T,izq} = wH - 2w\left(m - \frac{1}{2}\right)\Delta x \tan\theta \quad (8.5)$$

$$A_{T,der} = wH - 2w\left(m + \frac{1}{2}\right)\Delta x \tan\theta \quad (8.6)$$

El efecto de convección ocurre en el área superficial en contacto con el fluido circundante. Para definir la ecuación de área en función de θ , se lleva a cabo el siguiente análisis.



$$c_1 = \frac{\Delta x}{\cos\theta} \quad (8.7)$$

$$A_{conv} = 2\left(\frac{\Delta x}{\cos\theta}\right)w \quad (8.8)$$

Aplicando un balance de energía en los puntos medios $m - \frac{1}{2}$ y $m + \frac{1}{2}$, sustituyendo la ecuación (8.8) y (7.4) en la ecuación (7.17), y las ecuaciones (8.5) y (8.6) en la ecuación (7.17):

$$kA_{T,izq} \left(\frac{T_{m-1} - T_m}{\Delta x}\right) + kA_{T,der} \left(\frac{T_{m+1} - T_m}{\Delta x}\right) + hA_{conv} (T_\infty - T_m) = 0 \quad (8.9)$$

En este caso, la emisividad del aluminio es muy baja, con un valor de 0.03 (Anexo A-2), el efectos de transferencia de calor por radiación es despreciable.

Al desarrollar la ecuación (8.9), se tiene:



$$\frac{k}{\Delta x} \left(wH - 2w \left(m - \frac{1}{2} \right) \Delta x \tan \theta \right) (T_{m-1}) - \frac{k}{\Delta x} \left(wH - 2w \left(m - \frac{1}{2} \right) \Delta x \tan \theta \right) (T_m) + \frac{k}{\Delta x} \left(wH - 2w \left(m + \frac{1}{2} \right) \Delta x \tan \theta \right) (T_{m+1}) - \frac{k}{\Delta x} \left(wH - 2w \left(m + \frac{1}{2} \right) \Delta x \tan \theta \right) (T_m) + \frac{h2\Delta x w}{\cos \theta} T_{\infty} - \frac{h2\Delta x w}{\cos \theta} T_m = 0 \quad (8.10)$$

Mediante los arreglos pertinentes, se puede llegar a una ecuación más sencilla:

$$\left(\frac{H}{2\Delta x} - \left(m - \frac{1}{2} \right) \tan \theta \right) (T_{m-1}) - \left(\frac{H}{2\Delta x} - 2(m) \tan \theta \right) (T_m) + \left(\frac{H}{2\Delta x} - \left(m + \frac{1}{2} \right) \tan \theta \right) (T_{m+1}) + \frac{h\Delta x}{k\cos \theta} T_{\infty} - \frac{h\Delta x}{k\cos \theta} T_m = 0 \quad (8.11)$$

Esta ecuación servirá para formar una matriz de ecuaciones, una ecuación por cada nodo. Se conoce la temperatura del nodo en la base de la aleta, por lo que solo se toman en cuenta los cinco nodos restantes.

De la ecuación (8.11), cuando $m=1$

$$-\left(\frac{H}{2\Delta x} - 2(1) \tan \theta \right) (T_1) + \left(\frac{H}{2\Delta x} - \left(1 + \frac{1}{2} \right) \tan \theta \right) (T_2) - \frac{h\Delta x}{k\cos \theta} T_1 = -\left(\frac{H}{2\Delta x} - \left(1 - \frac{1}{2} \right) \tan \theta \right) (T_0) - \frac{h\Delta x}{k\cos \theta} T_{\infty} \quad (8.12)$$

Cuando $m=2$:

$$\left(\frac{H}{2\Delta x} - \left(2 - \frac{1}{2} \right) \tan \theta \right) (T_1) - \left(\frac{H}{2\Delta x} - 2(2) \tan \theta \right) (T_2) + \left(\frac{H}{2\Delta x} - \left(2 + \frac{1}{2} \right) \tan \theta \right) (T_3) - \frac{h\Delta x}{k\cos \theta} T_2 = -\frac{h\Delta x}{k\cos \theta} T_{\infty} \quad (8.13)$$

Cuando $m=3$:

$$\left(\frac{H}{2\Delta x} - \left(3 - \frac{1}{2} \right) \tan \theta \right) (T_2) - \left(\frac{H}{2\Delta x} - 2(3) \tan \theta \right) (T_3) + \left(\frac{H}{2\Delta x} - \left(3 + \frac{1}{2} \right) \tan \theta \right) (T_4) - \frac{h\Delta x}{k\cos \theta} T_3 = -\frac{h\Delta x}{k\cos \theta} T_{\infty} \quad (8.14)$$

Cuando $m=4$:

$$\left(\frac{H}{2\Delta x} - \left(4 - \frac{1}{2} \right) \tan \theta \right) (T_3) - \left(\frac{H}{2\Delta x} - 2(4) \tan \theta \right) (T_4) + \left(\frac{H}{2\Delta x} - \left(4 + \frac{1}{2} \right) \tan \theta \right) (T_5) - \frac{h\Delta x}{k\cos \theta} T_4 = -\frac{h\Delta x}{k\cos \theta} T_{\infty} \quad (8.15)$$

Análisis en el nodo 5

En este caso, el análisis se realiza sobre un elemento de volumen de longitud $\Delta x/2$.

$$\left(\frac{H}{2\Delta x} - \left(4 + \frac{1}{2}\right) \tan\theta\right) T_4 - \left(\frac{H}{2\Delta x} - \left(4 + \frac{1}{2}\right) \tan\theta\right) T_5 + \frac{h\Delta x}{2k\cos\theta} T_\infty - \frac{h\Delta x}{2k\cos\theta} T_5 = 0 \quad (8.16)$$

Matriz de ecuaciones.

A1	A2	A3	A4	A5	B1
-17.7182045	8.85	0	0	0	-381.15985
8.85	-17.7182045	8.85	0	0	-0.60985008
0	8.85	-17.7182045	8.85	0	-0.60985008
0	0	8.85	-17.7182045	8.85	-0.60985008

Figura (8-2): Ejemplo de la matriz formada por las ecuaciones (8.12), (8.13), (8.14), (8.15) y (8.16), una vez asignados valores a las variables

8.1 Cálculo del calor generado por el disipador de 4 aletas instalado en las lámparas tipo LED utilizando el programa Microsoft Excel 2007



Figura (8-3): Fotografías del disipador montado actualmente en las lámparas LED (se puede apreciar que disponen de cuatro aletas)

Se ha considerado el material del disipador como una aleación de aluminio 2024-T6. En la Figura (8-4) se muestran distintos materiales que pueden utilizarse en los disipadores de calor.

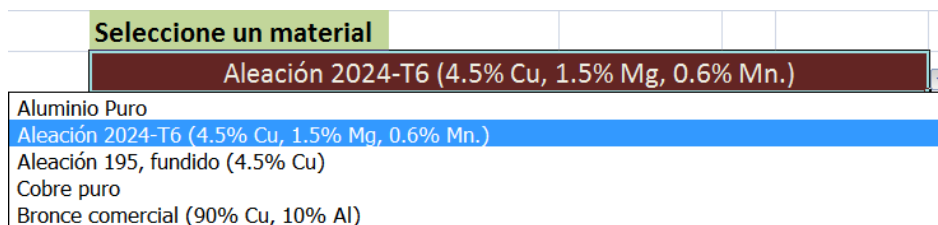


Figura (8-4): Se puede seleccionar de la lista desplegable entre diferentes materiales



Se procede a rellenar los campos necesarios para que el programa Microsoft Excel realice los cálculos con las ecuaciones previamente capturadas.

Datos. (Variables)		
No. de nodos	6	Nodos
Delta X	7	mm
Densidad ρ	2770	kg/m ³
Cond. Term. "k"	177	W/m°C
Coefficiente. Conv. "h"	4.4	W/m ² °C
T. Base de la aleta (°C)	51	°C
T. amb (°C)	33.5	°C
Espesor de la placa	3	mm
Ancho placa	304	mm
Largo aleta (w)	422	mm
Altura aleta (L)	35	mm
Espesor aleta (t)	6	mm
Angulo min.	0	grados
Angulo max.	4.90	grados
Angulo (θ)	0	grados
No. de aletas	4	

En la Figura (8-5): Los campos marcados en rojo son los datos necesarios a introducir. Los campos marcados en color negro, se ajustan automáticamente dependiendo el material, la longitud de la aleta y el número de nodos.

Con estos datos, la matriz de ecuaciones se ajusta como se muestra en la fig. (8-6).

Matriz de ecuaciones.						
T1	T2	T3	T4	T5	B1	
-0.8573169	0.42857143	0	0	0	-21.8629722	
0.42857143	-0.8573169	0.42857143	0	0	-0.00582938	
0	0.42857143	-0.8573169	0.42857143	0	-0.00582938	
0	0	0.42857143	-0.8573169	0.42857143	-0.00582938	
0	0	0	0.42857143	-0.4286584	-0.00291469	

Figura (8-6): Matriz de ecuaciones

Y la inversa de esta matriz se indica en la fig. (8-7).

Matriz Inversa.				
-2.3290859	-2.3257841	-2.3234266	-2.3220125	-2.3215412
-2.3257841	-4.6525124	-4.6477965	-4.6449678	-4.644025
-2.3234266	-4.6477965	-6.9740536	-6.969809	-6.9683943
-2.3220125	-4.6449678	-6.969809	-9.2974802	-9.2955931
-2.3215412	-4.644025	-6.9683943	-9.2955931	-11.626566

Figura (8-7): Inversa de la matriz

Haciendo las operaciones matriciales correspondientes, los resultados obtenidos son los siguientes.

Temp. Nodo 1 aleta	50.9681	°C
Temp. Nodo 2 aleta	50.9434	°C
Temp. Nodo 3 aleta	50.9257	°C
Temp. Nodo 4 aleta	50.9151	°C
Temp. Nodo 5 aleta	50.9116	°C

La temperatura a lo largo de la aleta varía muy ligeramente.

Figura (8-8): Temperatura en cada nodo de la aleta

Con estos resultados, y utilizando la ecuación de la ley de enfriamiento de Newton (7.4), se puede obtener el calor disipado por las aletas, o por cada una de ellas.

$$\dot{Q}_{aleta} = \sum_{m=0}^5 hA_{conv,m} (T_m - T_{\infty}) \quad (8.17)$$

El área superficial de transferencia de calor es $w\Delta x / \cos\theta$ para los nodos de frontera 0 y 5, y es dos veces mayor para los nodos 1, 2, 3 y 4. Por lo que se tiene:

$$\dot{Q}_{aleta} = h \frac{w\Delta x}{\cos\theta} [T_0 + 2(T_1 + T_2 + T_3 + T_4) + T_5 - 10T_{\infty}] \quad (8.18)$$

Entonces, la razón total de transferencia de calor de la aleta es:

Q Aleta	2.2670	W
----------------	---------------	----------

Figura (8-9): Transferencia de calor a través de la aleta

Si toda la aleta estuviese a la temperatura T_0 de la base, entonces la razón total de transferencia de calor utilizando la ecuación (7.4) sería:

Q Max Aleta	2.2746	W
--------------------	---------------	----------

Figura (8-10): Transferencia de calor máxima a través de la aleta

Por lo que, la eficiencia de la aleta se determina de la siguiente manera:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{aleta}}{\dot{Q}_{m\acute{a}x}} \quad (8.19)$$

La eficiencia de la aleta es:

Eficiencia (η) aleta	0.9967	
---	---------------	--

Figura (8-11): Valor de la eficiencia en Excel

El calor de las superficies de la placa entre las aletas, también transfieren calor, y se calcula con la ley de enfriamiento de Newton, la ecuación (7.4).

Area libre de aletas	118160	mm²
Q. libre de aletas	9.0983	W

Figura (8-12): Área y transferencia de calor a través de la placa

Esta cantidad de calor se debe sumar al calor generado por cada una de las cuatro aletas:

Q total, sup. con aletas	18.1663	W
---------------------------------	----------------	----------

Figura (8-13): Transferencia total de calor en el disipador de calor

También se calcula como el volumen y la cantidad de material de cada aleta y del disipador en general.

Vol. de la aleta.	88620	mm³
Cant. material aleta	0.2455	kg
Material en aletas	0.9819	kg
Material total utilizado	2.0480	kg

Figura (8-14): Cálculo del material utilizado en el disipador

8.1.1 Cálculo del número de aletas, el espacio óptimo entre ellas y del coeficiente de transferencia de calor por convección (h)

Utilizando una temperatura promedio a lo largo de la aleta, se calcula una temperatura de película, misma que se calcula como a partir de la ecuación:

$$T_{.pelicula} = \frac{T_{.promedio} - T_{.ambiente}}{2} \quad (8.20)$$

T. promedio	50.9328	°C
T. amb.	33.5	°C
<u>T. De película</u>	<u>42.2164</u>	<u>°C</u>

Figura (8-15): Temperaturas utilizadas en el cálculo

Con la temperatura de película, se calcula β :

$$\beta = \frac{1}{T_{de\ pelicula} + 273} \quad (8.21)$$

En la tabla del anexo A-3 y con la temperatura de película se obtienen las siguientes propiedades del aire a la presión de 1 atm: conductividad térmica, viscosidad cinemática y el número de Prandtl:

β	0.003172424	K
k	0.026784	W/m°C
v	1.72E-05	m ² /s
Prandtl (Pr)	0.724879	

Figura (8-16): Propiedades del aire a la presión de 1 atmosfera

Generalmente, para obtener estos valores es necesario realizar algunas interpolaciones:

T. Película °C	Interpolación	k, v y $Pr.$
40		7.26E-01
42.2164		0.72487941
45		7.24E-01

Figura (8-17): Tabla para realizar interpolaciones

Utilizando las ecuaciones (7.28), (7.29) y (7.30), es posible calcular el número de Rayleigh (Ra_s), el espaciamiento óptimo (S_{opt}), el número de Nusselt (N_u) y el coeficiente de transferencia de calor por convección (h).

Resultados		
Rayleigh (Ras)	4.54E+05	
Espacio (S) óptimo	11.4668	mm
No. de aletas	17.4044	
Nusselt	9.77	
Coef. Conv. "h"	3.74	W/m ² °C

Figura (8-18): Tabla de resultados obtenidos

Debe hacerse las consideraciones siguientes:

- El número de aletas por cuestiones de diseño se tiene que redondear al número entero más próximo,
- también el espacio óptimo, tendría que cambiarse a un número más coherente, y
- el coeficiente de convección de 3.74 W/m² °C es el resultado de tener una separación entre aletas de 70 mm, cuando este valor se reemplaza por el espacio óptimo, el coeficiente de convección será menor.

Espacio (S)	70	mm
Coef. Conv. "h"	3.74	W/m ² °C
Espacio (S)	11	mm
Coef. Conv. "h"	2.92	W/m ² °C

Figura (8-19): Comparativa entre los coeficientes de convección

Para el primer caso con espacio (S) igual a 70 mm, no se puede tomar el coeficiente de convección de 3.74 W/m² °C para todo el disipador, pues son aletas ampliamente espaciadas. Este coeficiente *h* es únicamente el de las aletas y el espacio entre las aletas, al ser de un área considerable, tendrá otro coeficiente de convección. Si se tomara el espacio de 11 mm, el coeficiente de convección de 2.92 W/m² °C sería para todo el disipador pues las aletas estarían tan cerca una de otras que el espacio entre ellas tendría el mismo coeficiente.

8.1.2 Análisis en la cara superior sin aletas

Con los datos previamente establecidos, se puede calcular la longitud característica (L_c) y el Número de Rayleigh para la placa plana en la cara superior, utilizando la ecuación (7.27):

Datos		
T. promedio	50.9328	°C
T. amb.	33.5	°C
k	0.026784	W/m°C
v	1.72E-05	m ² /s
Pr	0.724879	
β	0.00317242	K
Ancho placa	304	mm
Largo aleta (w)	422	mm
Area placa sin aletas	128288	mm ²
Lc	88.3526	mm
RaL	9.13E+05	

Figura (8-20): Datos de las propiedades del aire a 1 atm, Ra_L , dimensiones de la placa y L_c

Con la tabla del anexo A-4 y la ecuación (7.26), se calcularon los siguientes valores:

Análisis en la cara superior sin aletas		
Nusselt	16.6937	
h placa cara superior	5.0607	W/m ² °C
Q. sin aleta cara sup.	11.3178	W

Figura (8-21): Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección y del calor disipado

De la misma forma, con la tabla del anexo A-4 y la ecuación (7.26), se calculan los mismos valores pero en la cara inferior del disipador de calor:

Análisis en la cara inferior		
Nusselt	8.3469	
h placa cara inferior	2.5303	W/m ² °C
Q. sin aleta cara inf.	5.6589	W

Figura (8-22): Transferencia de calor en la cara inferior del disipador de calor

Con todos los resultados obtenidos, se analiza si en verdad las aletas contribuyen a la disipación de calor y en qué medida.

Incremento en la disipación de calor por el uso de aletas en la cara superior.		
Q total, sup. con aletas	18.1663	W
Q incremento	6.8485	W
ϵ aletas	1.6051	

Figura (8-23): Las aletas contribuyen aumentando la transferencia de calor

Los resultados indican que las 4 aletas, contribuyen incrementando la transferencia de calor 6.8485 W, y disipan 1.6051 veces más calor que el disipador sin aletas. Por lo tanto, la cantidad total de calor que el disipador transfiere es:

Q. total disipado	23.8252	W
-------------------	---------	---

Figura (8-24). Calor total transferido al ambiente.

8.1.3 Discusión sobre el valor tomado para el coeficiente de convección

El valor de $h = 4.4 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ se toma del promedio de los valores de convección para las aletas y del valor de convección de la placa sin aletas. Es decir, del promedio de los valores $h = 3.74 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ y $h = 5.0607 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$. Se ha comprobado que se llega al mismo resultado de calor total disipado, si se toma en cuenta el valor h promedio que si se trabaja con ambos coeficientes de convección, uno para las aletas y otro para el espacio entre ellas.

En este trabajo se incluye el promedio de estos valores porque es la forma más directa de llegar al mismo resultado.

8.2 Diseño de un nuevo disipador de calor

Uno de los objetivos de diseñar un disipador más eficiente, es reducir la temperatura de operación de las lámparas. Se demostrará la manera de reducir la temperatura de 51°C a 43°C, considerando la temperatura ambiente de 33.5°C y una aleación 2026-T6.

Seleccione un material		
Aleación 2024-T6 (4.5% Cu, 1.5% Mg, 0.6% Mn.)		
Datos. (Variables)		
No. de nodos	6	Nodos
Delta X	8	mm
Densidad ρ	2770	kg/m ³
Cond. Term. "k"	177	W/m°C
Coeficiente. Conv. "h"	2.81	W/m ² °C
T. Base de la aleta (°C)	43	°C
T. amb (°C)	33.5	°C
Espesor de la placa	2	mm
Ancho placa	400	mm
Largo aleta (w)	300	mm
Altura aleta (L)	40	mm
Espesor aleta (t)	1	mm
Angulo min.	0	grados
Angulo max.	0.72	grados
Angulo (θ)	0.72	grados
No. de aletas	30	

Figura (8-25): Datos introducidos en el programa Microsoft Excel 2007 para el nuevo disipador

Se observa en la figura (8-25) que el número de aletas y el coeficiente de transferencia de calor por convección ya ha sido establecido. El ángulo de 0.72° indica un perfil triangular para las aletas.

La matriz de ecuaciones se establece como indica la figura (8-26).

Matriz de ecuaciones.					
T1	T2	T3	T4	T5	B1
-0.099993	0.0436495	0	0	0	-2.4215638
0.0436495	-0.074859	0.0310824	0	0	-0.004255
0	0.0310824	-0.049725	0.0185154	0	-0.004255
0	0	0.0185154	-0.024591	0.0059484	-0.004255
0	0	0	0.0059484	-0.006012	-0.0021275

Figura (8-26): Matriz de ecuaciones

Se calcula la matriz inversa y los valores son mostrados en la figura (8-27):

Matriz Inversa.				
-17.612477	-17.43719	-17.26228	-17.08707	-16.90657
-17.437185	-39.94542	-39.54473	-39.14337	-38.72986
-17.262276	-39.54473	-70.99788	-70.27727	-69.53488
-17.087069	-39.14337	-70.27727	-123.0249	-121.7253
-16.906565	-38.72986	-69.53488	-121.7253	-286.7772

Figura (8-27): Matriz inversa de ecuaciones

Los resultados son mostrados en la figura (8-28):

Resultados		
Espacio aproximado (S)	12.33	mm
Area libre de aletas	108000	mm ²
Q. libre de aletas	2.8831	W
Temp. Nodo 1 aleta	42.9061	°C
Temp. Nodo 2 aleta	42.8124	°C
Temp. Nodo 3 aleta	42.7190	°C
Temp. Nodo 4 aleta	42.6255	°C
Temp. Nodo 5 aleta	42.5291	°C
T. promedio	42.7184	°C
Q Aleta	0.6249	W
Q Máx Aleta	0.6407	W
Eficiencia (n) aleta	0.9753	
Q total, sup. con aletas	21.6305	W
Vol. de la aleta.	5967.82	mm ³
Cant. material aleta	0.0165	kg
Material en aletas	0.4959	kg
Material total utilizado	1.1607	kg

Figura (8-28): Variación de temperatura a lo largo de las aletas

8.2.1 Cálculo del número de aletas, el espacio óptimo entre ellas y del coeficiente de convección (h)

Datos		
T. promedio	42.7184	°C
T. amb.	33.5	°C
<u>T. De película</u>	<u>38.1092</u>	<u>°C</u>
Espesor aleta (t)	1	mm
Ancho placa	400	mm
Largo aleta (w)	300	mm
Espacio (S)	12	mm

Figura (8-29): Temperatura de película y espaciamento entre aletas

β	0.003214305	K
k	0.02648	W/m°C
v	1.68E-05	m ² /s
Prandtl (Pr)	0.725991	

Figura (8-30): Los valores k, v y Pr se han obtenido del anexo A-3

De esta manera, los resultados se muestran en la Figura (8-31).

Resultados		
Rayleigh (Ras)	1.29E+03	
Espacio (S) óptimo	12.1631	mm
No. de aletas	30.3879	
Nusselt	1.27	
Coef. Conv. "h"	2.81	W/m ² °C

Figura (8-31): Por cuestiones de diseño se consideró el espacio entre aletas de 12 mm

8.2.2 Cálculo de la transferencia de calor en la superficie superior (sin aletas) y en la superficie inferior

Dividiendo el area de la placa entre el perimetro se determina L_c , y con la ec. (7.27) Ra_L .

Datos		
T. promedio	42.7184	°C
T. amb.	33.5	°C
k	0.02648	W/m°C
v	1.68E-05	m ² /s
Pr	0.725991	
β	0.00321431	K
Ancho placa	400	mm
Largo aleta (w)	300	mm
Area placa sin aletas	120000	mm ²
L_c	85.7143	mm
Ra_L	4.68E+05	

Figura (8-32): Cálculo de la longitud característica y del número de Rayleigh

Con la tabla del anexo A-4 y la ecuación (7.26), se calcularon los siguientes valores:

Análisis en la cara superior sin aletas		
Nusselt	16.6937	
h placa cara superior	5.0607	W/m ² °C
Q. sin aleta cara sup.	11.3178	W

Figura (8-33): Calor transferido por la parte superior de la placa sin aletas

De igual forma, con el anexo A-4 y la ecuación (7.26), se calculan los siguientes valores:

Análisis en la cara superior sin aletas		
Nusselt	16.6937	
h placa cara superior	5.0607	W/m ² °C
Q. sin aleta cara sup.	11.3178	W

Figura (8-34): Calor transferido por la parte inferior de la placa

Con los resultados obtenidos, se puede analizar de manera sencilla el incremento en la disipación de calor debido a las aletas, como se puede apreciar en la figura (8-35).

Incremento en la disipación de calor por el uso de aletas en la cara superior.		
Q total, sup. con aletas	21.6305	W
Q incremento	16.8029	W
ε aletas	4.4806	

Figura (8-35): Aumento en la transferencia de calor por el uso de aletas

Utilizar las aletas incrementa la transferencia de calor en 16.8029 W. Esta transferencia es 4.4806 veces mayor que el calor disipado por la placa sin aletas.

La cantidad total de calor que transfiere el disipador es:

Q. total disipado	24.0443	W
-------------------	---------	---

Figura (8-36): Calor total transferido por el disipador de calor al ambiente

Capítulo 9

Resultados, planos, prototipos y programas

Como se aprecia en la figura (8-36), el diseño del nuevo disipador de calor puede evacuar 24.0443 W al ambiente, un resultado ligeramente mayor al del disipador montado actualmente en la lámpara tipo LED mostrado en la figura (8-24). Esto significa que es posible que bajo la situación más crítica, el disipador alcanzará una temperatura máxima de 43 °C, ya que no se está tomando en cuenta los efectos de la convección forzada como una corriente de aire, la cual beneficiará al sistema reduciendo la temperatura de la lámpara.

A continuación, se muestra el prototipo del disipador de calor, con las dimensiones en milímetros establecidas en la figura (8-25)

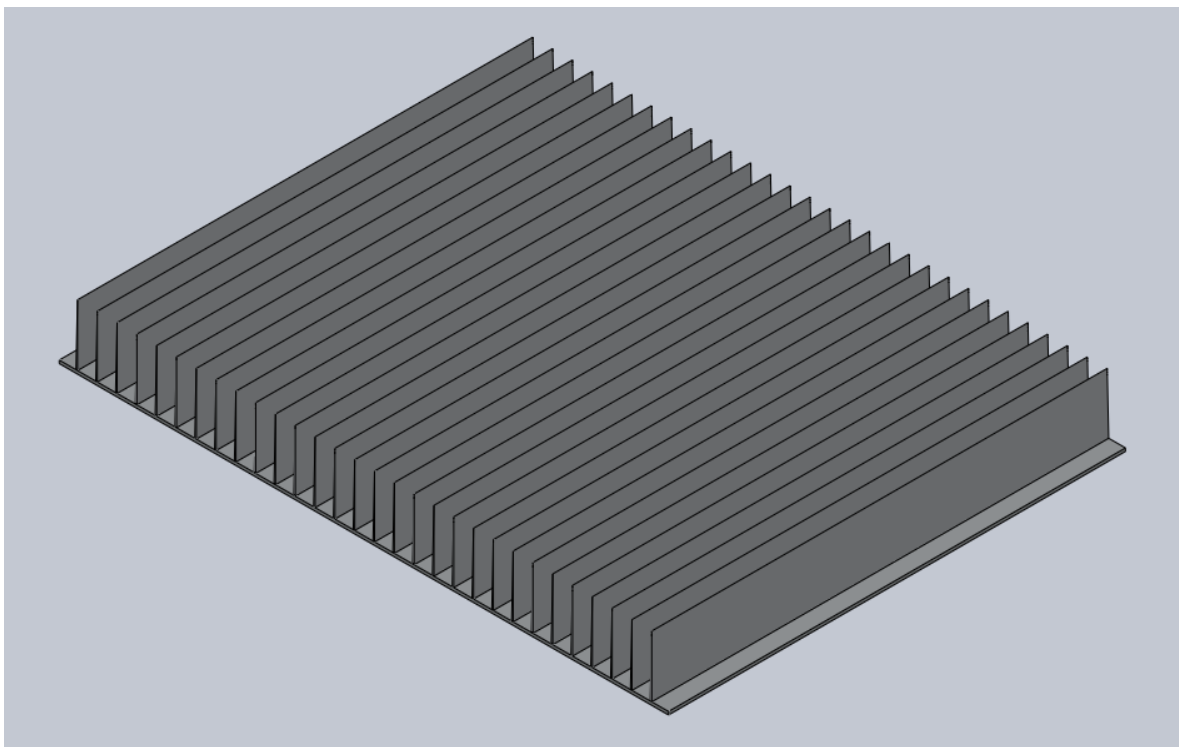


Figura (9-1): Vista isométrica del disipador de calor de 30 aletas

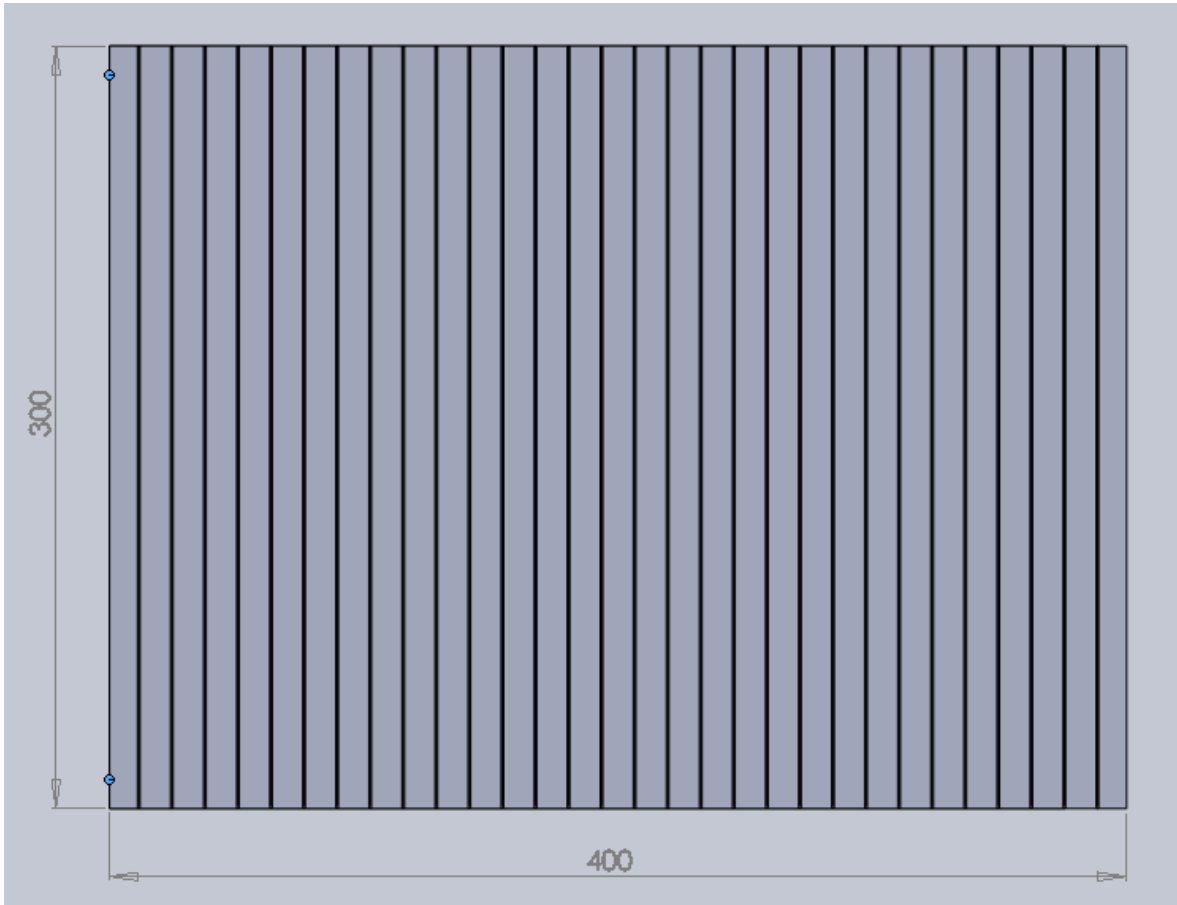


Figura (9-2): Vista superior del disipador de calor

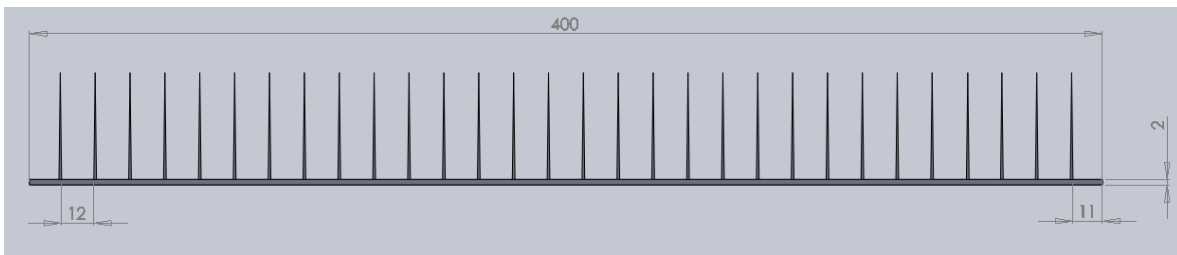


Figura (9-3): Vista frontal del disipador de calor

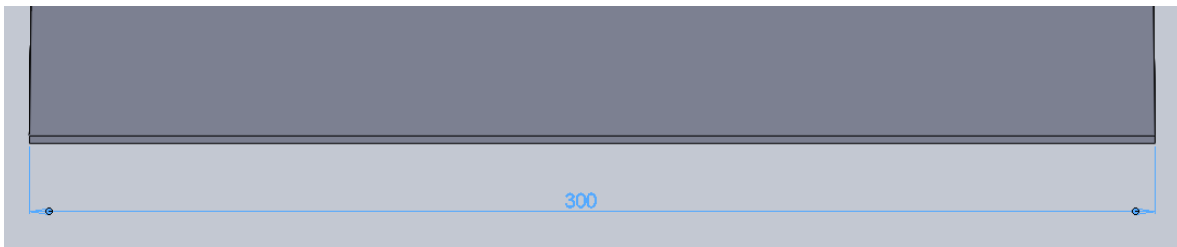


Figura (9-4): Vista lateral del disipador de calor



Capítulo 10

Conclusiones y recomendaciones

Como se aprecia en los resultados, es viable construir un disipador de calor más eficiente utilizando una cantidad mucho menor de material, en este caso aluminio 2024-T6 que es una aleación conocida por su alto nivel de resistencia estructural, precio relativamente bajo y posee una excelente conductividad térmica.

Utilizar un perfil de aleta triangular en lugar del clásico perfil rectangular es clave para reducir notablemente el peso del disipador sin sacrificar el rendimiento del mismo.

Además, incrementar el número de aletas es vital para aumentar la transferencia de calor hacia el ambiente y de esta manera, reducir la temperatura de operación de la lámpara considerablemente, sin embargo, se debe buscar el equilibrio entre el número de aletas para aumentar el área de contacto con el fluido circundante y el espacio óptimo entre las mismas para evitar que el aire actúe como una resistencia térmica.

También es importante mencionar que la forma en la que se coloquen las aletas influye en la transferencia de calor, es decir, si se dispone de la longitud de las aletas a lo largo de la placa o a lo ancho de la misma. Esto se debe a que en la primera configuración, las aletas son más largas y en la segunda configuración, las aletas son más cortas pero se puede incluir un número mayor de ellas en la placa. Como consecuencia, el coeficiente de convección es ligeramente mayor, pero debido al aumento considerable en el número de aletas la transferencia de calor aumenta notablemente.

Es recomendable considerar otras aleaciones de aluminio tales como las series 1110, las series 3003, las aleaciones 6061, e incluso las aleaciones 6063.

También se recomienda para futuras investigaciones, realizar los cálculos mediante el método de elemento finito utilizando un software especializado para comparar los resultados obtenidos.



Referencias bibliográficas y virtuales

YUNUS, A. Çengel. Transferencia de calor y masa. Un enfoque práctico, México: McGraw-Hill Interamericana, 2007.

HOLMAN, J.P. Transferencia de calor, España: McGraw-Hill, 1998.

INCROPERA, Frank P. y P. DE WITT, David. Fundamentos de transferencia de calor, México: Prentice Hall, 1999.

MALVINO, Albert Paul. Principios de electrónica, España: McGraw-Hill Interamericana, 1999.

SIGLI, Christophe y TERRY, Herman. “Case Study: Heat Exchanger”, Alumatter, The University of Liverpool, <http://aluminium.matter.org.uk>, Consultada 20 de Abril de 2011.

SHERCLIFF, Hugh. “Electrical and Thermal Applications”, Alumatter, The University of Liverpool, <http://aluminium.matter.org.uk>, Consultada 20 de Abril de 2011.

HASKELL, Michael. “Comparing the Impact of Different Heat Sink Materials on Cooling Performance”, Hardware Corner, ENC, Abril de 2010, <http://www.ecnmag.com>, Consultada 2 de Mayo de 2011.

“Aletas y disipadores”, Módulo de Transferencia de Calor 2005, Universidad de la republica, Septiembre de 2005, <http://www.fing.edu.uy>, Consultada 14 de Mayo de 2011.

TABLA A-3

Propiedades de metales sólidos

Composición	Punto de fusión, K	Propiedades a 300 K				Propiedades a varias temperaturas (K), k(W/m · K)/c _p (J/kg · K)					
		ρ kg/m ³	c_p J/kg · K	k W/m · K	$\alpha \times 10^6$ m ² /s	100	200	400	600	800	1 000
Aluminio:											
Puro	933	2 702	903	237	97.1	302	237	240	231	218	
Aleación 2024-T6 (4.5% Cu, 1.5% Mg, 0.6% Mn)	775	2 770	875	177	73.0	482	798	949	1 033	1 146	
Aleación 195, fundido (4.5% Cu)		2 790	883	168	68.2	473	787	925	1 042		
Berilio	1 550	1 850	1 825	200	59.2	990	301	161	126	106	90.8
Bismuto	545	9 780	122	7.86	6.59	203	1 114	2 191	2 604	2 823	3 018
Boro	2 573	2 500	1 107	27.0	9.76	112	120	127			
Cadmio	594	8 650	231	96.8	48.4	190	55.5	16.8	10.6	9.60	9.85
Cromo	2 118	7 160	449	93.7	29.1	128	600	1 463	1 892	2 160	2 338
Cobalto	1 769	8 862	421	99.2	26.6	203	99.3	94.7			
Cobre:						198	222	242			
Puro	1 358	8 933	385	401	117	159	111	90.9	80.7	71.3	65.4
Bronce comercial (90% Cu, 10% Al)	1 293	8 800	420	52	14	192	384	484	542	581	616
Bronce al fósforo para engranes (89% Cu, 11% Sn)	1 104	8 780	355	54	17	167	122	85.4	67.4	58.2	52.1
Latón para cartuchos (70% Cu, 30% Zn)	1 188	8 530	380	110	33.9	236	379	450	503	550	628
Constantán (55% Cu, 45% Ni)	1 493	8 920	384	23	6.71	17	19				
Germanio	1 211	5 360	322	59.9	34.7	237	362				
Oro	1 336	19 300	129	317	127	232	96.8	43.2	27.3	19.8	17.4
Iridio	2 720	22 500	130	147	50.3	190	290	337	348	357	375
Hierro:						109	124	131	135	140	145
Puro	1 810	7 870	447	80.2	23.1	172	153	144	138	132	126
Armco (99.75% puro)		7 870	447	72.7	20.7	90	122	133	138	144	153
Aceros al carbono:						134	94.0	69.5	54.7	43.3	32.8
Simple al carbono (Mn ≤ 1%, Si ≤ 0.1%)		7 854	434	60.5	17.7	216	384	490	574	680	975
AISI 1010		7 832	434	63.9	18.8	95.6	80.6	65.7	53.1	42.2	32.3
Al carbono-silicio (Mn ≤ 1%, 0.1% < Si ≤ 0.6%)		7 817	446	51.9	14.9	215	384	490	574	680	975
								56.7	48.0	39.2	30.0
								487	559	685	1 169
								58.7	48.8	39.2	31.3
								487	559	685	1 168
								49.8	44.0	37.4	29.3
								501	582	699	971

Continuación anexo A-1

TABLA A-3											
Propiedades de metales sólidos (continuación)											
Composición	Punto de fusión, K	Propiedades a 300 K				Propiedades a varias temperaturas (K), k(W/m · K)/c _p (J/kg · K)					
		ρ kg/m ³	c _p J/kg · K	k W/m · K	α × 10 ⁶ m ² /s	100	200	400	600	800	1 000
Al carbono-manganeso-silicio (1% < Mn < 1.65% 0.1% < Si < 0.6%)		8 131	434	41.0	11.6			42.2	39.7	35.0	27.6
								487	559	685	1 090
Aceros al cromo (bajo): ½ Cr-¼ Mo-Si (0.18% C, 0.65% Cr, 0.23% Mo, 0.6% Si)		7 822	444	37.7	10.9			38.2	36.7	33.3	26.9
								492	575	688	969
1Cr-½ Mo (0.16% C, 1% Cr, 0.54% Mo, 0.39% Si)		7 858	442	42.3	12.2			42.0	39.1	34.5	27.4
								492	575	688	969
1Cr-V (0.2% C, 1.02% Cr, 0.15% V)		7 836	443	48.9	14.1			46.8	42.1	36.3	28.2
								492	575	688	969
Aceros inoxidables:											
AISI 302		8 055	480	15.1	3.91			17.3	20.0	22.8	25.4
								512	559	585	606
AISI 304	1 670	7 900	477	14.9	3.95	9.2	12.6	16.6	19.8	22.6	25.4
						272	402	515	557	582	611
AISI 316		8 238	468	13.4	3.48			15.2	18.3	21.3	24.2
								504	550	576	602
AISI 347		7 978	480	14.2	3.71			15.8	18.9	21.9	24.7
								513	559	585	606
Plomo	601	11 340	129	35.3	24.1	39.7	36.7	34.0	31.4		
						118	125	132	142		
Magnesio	923	1 740	1 024	156	87.6	169	159	153	149	146	
						649	934	1 074	1 170	1 267	
Molibdeno	2 894	10 240	251	138	53.7	179	143	134	126	118	112
						141	224	261	275	285	295
Níquel:											
Puro	1 728	8 900	444	90.7	23.0	164	107	80.2	65.6	67.6	71.8
						232	383	485	592	530	562
Nicromo (80% Ni, 20% Cr)	1 672	8 400	420	12	3.4			14	16	21	
								480	525	545	
Inconel X-750 (73% Ni, 15% Cr, 6.7% Fe)	1 665	8 510	439	11.7	3.1	8.7	10.3	13.5	17.0	20.5	24.0
						—	372	473	510	546	626
Niobio	2 741	8 570	265	53.7	23.6	55.2	52.6	55.2	58.2	61.3	64.4
						188	249	274	283	292	301
Paladio	1 827	12 020	244	71.8	24.5	76.5	71.6	73.6	79.7	86.9	94.2
						168	227	251	261	271	281
Platino:											
Puro	2 045	21 450	133	71.6	25.1	77.5	72.6	71.8	73.2	75.6	78.7
						100	125	136	141	146	152
Aleación 60Pt-40Rh (60% Pt, 40% Rh)	1 800	16 630	162	47	17.4			52	59	65	69
								—	—	—	—
Renio	3 453	21 100	136	47.9	16.7	58.9	51.0	46.1	44.2	44.1	44.6
						97	127	139	145	151	156
Rodio	2 236	12 450	243	150	49.6	186	154	146	136	127	121
						147	220	253	274	293	311

Continuación anexo A-1

TABLA A-3

Propiedades de metales sólidos (*conclusión*)

Composición	Punto de fusión, K	Propiedades a 300 K				Propiedades a varias temperaturas (K), $k(\text{W/m} \cdot \text{K})/c_p(\text{J/kg} \cdot \text{K})$					
		ρ kg/m ³	c_p J/kg · K	k W/m · K	$\alpha \times 10^6$ m ² /s	100	200	400	600	800	1 000
Silicio	1 685	2 330	712	148	89.2	884	264	98.9	61.9	42.4	31.2
Plata	1 235	10 500	235	429	174	444	430	425	412	396	379
						187	225	239	250	262	277
Tantalio	3 269	16 600	140	57.5	24.7	59.2	57.5	57.8	58.6	59.4	60.2
						110	133	144	146	149	152
Torio	2 023	11 700	118	54.0	39.1	59.8	54.6	54.5	55.8	56.9	56.9
						99	112	124	134	145	156
Estaño	505	7 310	227	66.6	40.1	85.2	73.3	62.2			
						188	215	243			
Titanio	1 953	4 500	522	21.9	9.32	30.5	24.5	20.4	19.4	19.7	20.7
						300	465	551	591	633	675
Tungsteno	3 660	19 300	132	174	68.3	208	186	159	137	125	118
						87	122	137	142	146	148
Uranio	1 406	19 070	116	27.6	12.5	21.7	25.1	29.6	34.0	38.8	43.9
Vanadio	2 192	6 100	489	30.7	10.3	35.8	31.3	31.3	33.3	35.7	38.2
						258	430	515	540	563	597
Zinc	693	7 140	389	116	41.8	117	118	111	103		
						297	367	402	436		
Zirconio	2 125	6 570	278	22.7	12.4	33.2	25.2	21.6	20.7	21.6	23.7
						205	264	300	332	342	362

De Frank P. Incropera y David P. DeWitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 3a. ed., 1990. Este material se utilizó con autorización de John Wiley & Sons, Inc.

TABLA A-18

Emisividades de las superficies

a) Metales

Material	Temperatura, K	Emisividad, ϵ	Material	Temperatura, K	Emisividad, ϵ
Aluminio			Magnesio pulido	300-500	0.07-0.13
Pulido	300-900	0.04-0.06	Mercurio	300-400	0.09-0.12
Lámina comercial	400	0.09	Molibdeno		
Intensamente oxidado	400-800	0.20-0.33	Pulido	300-2 000	0.05-0.21
Anodizado	300	0.8	Oxidado	600-800	0.80-0.82
Bismuto brillante	350	0.34	Níquel		
Latón			Pulido	500-1 200	0.07-0.17
Intensamente pulido	500-650	0.03-0.04	Oxidado	450-1 000	0.37-0.57
Pulido	350	0.09	Platino pulido	500-1 500	0.06-0.18
Placa mate	300-600	0.22	Plata pulida	300-1 000	0.02-0.07
Oxidado	450-800	0.6	Acero inoxidable		
Cromo pulido	300-1 400	0.08-0.40	Pulido	300-1 000	0.17-0.30
Cobre			Ligeramente oxidado	600-1 000	0.30-0.40
Intensamente pulido	300	0.02	Intensamente oxidado	600-1 000	0.70-0.80
Pulido	300-500	0.04-0.05	Acero		
Lámina comercial	300	0.15	Lámina pulida	300-500	0.08-0.14
Oxidado	600-1 000	0.5-0.8	Lámina comercial	500-1 200	0.20-0.32
Oxidado en negro	300	0.78	Intensamente oxidado	300	0.81
Oro			Estaño pulido	300	0.05
Intensamente pulido	300-1 000	0.03-0.06	Tungsteno		
Hoja brillante	300	0.07	Pulido	300-2 500	0.03-0.29
Hierro			Filamento	3500	0.39
Intensamente pulido	300-500	0.05-0.07	Zinc		
Hierro fundido	300	0.44	Pulido	300-800	0.02-0.05
Hierro forjado	300-500	0.28	Oxidado	300	0.25
Aherrumbrado	300	0.61			
Oxidado	500-900	0.64-0.78			
Plomo					
Pulido	300-500	0.06-0.08			
No oxidado, áspero	300	0.43			
Oxidado	300	0.63			

Continuación anexo A-2

TABLA A-18

Emisividades de las superficies (conclusión)

b) No metales

Material	Temperatura, K	Emisividad, ϵ	Material	Temperatura, K	Emisividad, ϵ
Alúmina	800-1 400	0.65-0.45	Papel blanco	300	0.90
Aluminio, óxido de	600-1 500	0.69-0.41	Revoque blanco	300	0.93
Asbesto	300	0.96	Porcelana vidriada	300	0.92
Asfalto, pavimento de	300	0.85-0.93	Cuarzo, áspero, vidrio	300	0.93
Ladrillo			Caucho		
Común	300	0.93-0.96	Duro	300	0.93
De arcilla refractaria	1 200	0.75	Suave	300	0.86
Carbono, filamento de	2 000	0.53	Arena	300	0.90
Tela	300	0.75-0.90	Silicio, carburo de	600-1 500	0.87-0.85
Concreto	300	0.88-0.94	Piel humana	300	0.95
Vidrio			Nieve	273	0.80-0.90
De ventana	300	0.90-0.95	Suelo, tierra	300	0.93-0.96
Pyrex	300-1 200	0.82-0.62	Hollín	300-500	0.95
Pyroceram	300-1 500	0.85-0.57	Teflón	300-500	0.85-0.92
Hielo	273	0.95-0.99	Agua profunda	273-373	0.95-0.96
Magnesio, óxido de	400-800	0.69-0.55	Madera		
Mampostería	300	0.80	Haya	300	0.94
Pinturas			Roble	300	0.90
De aluminio	300	0.40-0.50			
Negra, laca, lustrosa	300	0.88			
De aceite, todos los colores	300	0.92-0.96			
De base (primer) roja	300	0.93			
Acrílica blanca	300	0.90			
Esmalte blanco	300	0.90			

Continuación anexo A-2
TABLA A-19

Propiedades relativas a la radiación solar de los materiales

Descripción/composición	Absortividad solar, α_s	Emisividad, ϵ , a 300 K	Relación, α_s/ϵ	Transmisividad solar, τ_s
Aluminio				
Pulido	0.09	0.03	3.0	
Anodizado	0.14	0.84	0.17	
Con capa adicional de cuarzo	0.11	0.37	0.30	
Hoja	0.15	0.05	3.0	
Ladrillo rojo (Purdue)	0.63	0.93	0.68	
Concreto	0.60	0.88	0.68	
Lámina metálica galvanizada				
Limpia, nueva	0.65	0.13	5.0	
Oxidada, con acción de la intemperie	0.80	0.28	2.9	
Vidrio, espesor de 3.2 mm				
Flotado o templado				0.79
Tipo al bajo óxido de hierro				0.88
Mármol, ligeramente blancuzco (no reflector)	0.40	0.88	0.45	
Metal, con chapa				
Sulfuro negro	0.92	0.10	9.2	
Óxido negro de cobalto	0.93	0.30	3.1	
Óxido negro de níquel	0.92	0.08	11	
Cromo negro	0.87	0.09	9.7	
Mylar, espesor de 0.13 mm				0.87
Pinturas				
Negra (Parsons)	0.98	0.98	1.0	
Blanca, acrílica	0.26	0.90	0.29	
Blanca, óxido de zinc	0.16	0.93	0.17	
Papel blanco	0.27	0.83	0.32	
Plexiglas, espesor de 3.2 mm				0.90
Porcelana, losetas de porcelana, blancas (superficie vidriada reflectora)	0.26	0.85	0.30	
Tejas para techo, rojo brillante				
Superficie seca	0.65	0.85	0.76	
Superficie mojada	0.88	0.91	0.96	
Arena seca				
Blancuzca	0.52	0.82	0.63	
Roja mate	0.73	0.86	0.82	
Nieve				
Partículas finas, recién caídas	0.13	0.82	0.16	
Gránulos de hielo	0.33	0.89	0.37	
Acero				
Acabado de espejo	0.41	0.05	8.2	
Intensamente herrumbroso	0.89	0.92	0.96	
Piedra (rosa claro)	0.65	0.87	0.74	
Tedlar, espesor de 0.10 mm				0.92
Teflón, espesor de 0.13 mm				0.92
Madera	0.59	0.90	0.66	

 Fuente: V. C. Sharma y A. Sharma, "Solar Properties of Some Building Elements", *Energy* 14 (1989), págs. 805-810, y otras fuentes.



Propiedades del aire a la presión de 1 atm

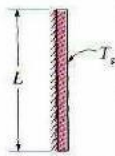
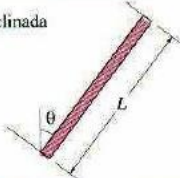

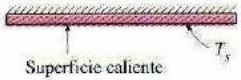



Temp., $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}^2$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-6}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1 153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1 169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1 000	0.2772	1 184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1 500	0.1990	1 234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2 000	0.1553	1 264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Nota: Para los gases ideales, las propiedades c_p , k , μ y Pr son independientes de la presión. Las propiedades ρ , ν y α a una presión P (en atm) diferente de 1 atm se determinan al multiplicar los valores de ρ , a la temperatura dada, por P y al dividir ν y α entre P .

Fuente: Datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 198, y Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena y P. Hestermans, IFI/Plenum, NY, ISBN 0-306067020-8.

TABLA 9-1

Correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt para la convección natural sobre superficies

Configuración geométrica	Longitud característica L_c	Intervalo de Ra	Nu
<p>Placa vertical</p> 	L	$10^4 - 10^9$ $10^9 - 10^{13}$ Todo el intervalo	$Nu = 0.59Ra^{1/4}$ (9-19) $Nu = 0.1Ra^{1/3}$ (9-20) $Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra^{1/4}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{1/4}} \right\}^2$ (9-21) (compleja pero más exacta)
<p>Placa inclinada</p> 	L		Utilícenese las ecuaciones de la placa vertical para la superficie superior de una placa fría y la superficie inferior de una placa caliente Reemplácese g por $g \cos \theta$ para $Ra < 10^9$
<p>Plástico horizontal (Área superficial A y perímetro p) a) Superficie superior de una placa caliente (o superficie inferior de una placa fría)</p> 	A_s/p	$10^4 - 10^7$ $10^7 - 10^{11}$	$Nu = 0.54Ra^{1/4}$ (9-22) $Nu = 0.15Ra^{1/3}$ (9-23)
<p>b) Superficie inferior de una placa caliente (o superficie superior de una placa fría)</p> 		$10^5 - 10^{11}$	$Nu = 0.27Ra^{1/4}$ (9-24)
<p>Cilindro vertical</p> 	L		Un cilindro vertical puede tratarse como una placa vertical cuando $D \geq \frac{35L}{Gr^{1/4}}$
<p>Cilindro horizontal</p> 	D	$Ra_D \leq 10^{12}$	$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387Ra_D^{1/4}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{1/4}} \right\}^2$ (9-25)
<p>Esfera</p> 	D	$Ra_D \leq 10^{11}$ $(Pr \geq 0.7)$	$Nu = 2 + \frac{0.589Ra_D^{1/4}}{[1 + (0.469/Pr)^{9/16}]^{1/4}}$ (9-26)

Anexo B1

Archivo fotográfico

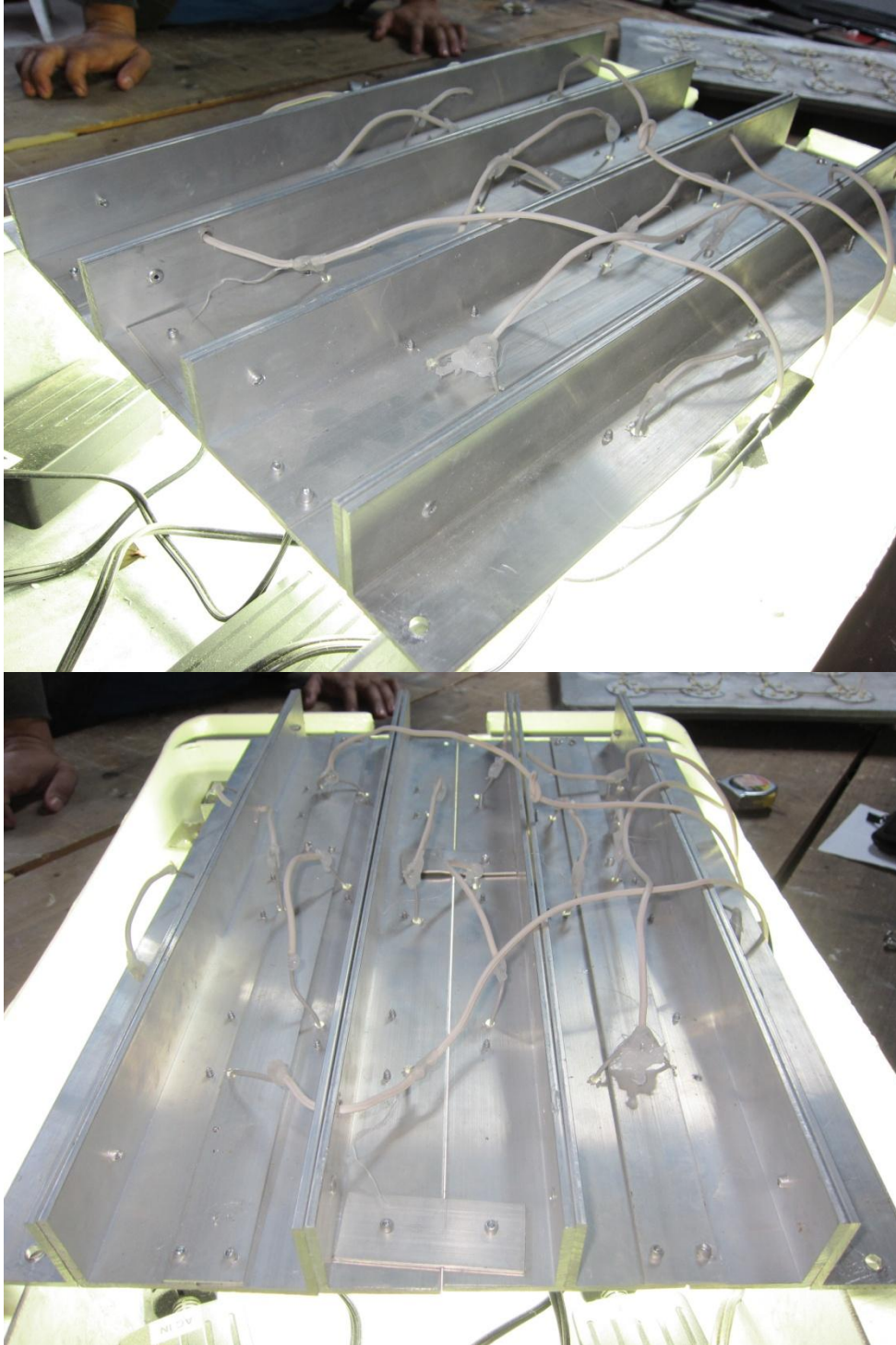


Figura (B-1): Vista del disipador de calor actual

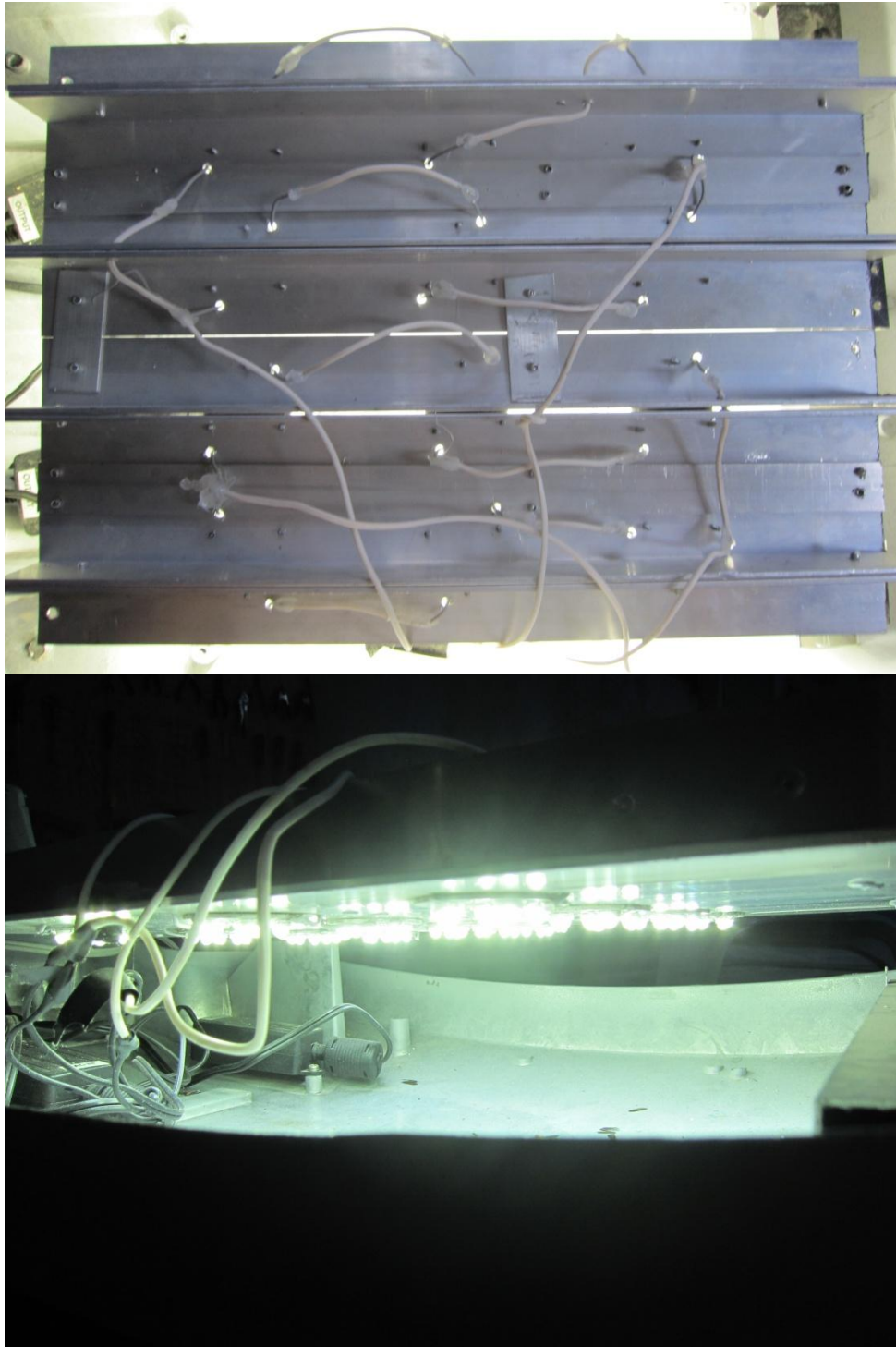


Figura (B-2): Arriba, vista superior del disipador de calor montado en la lámpara. En la imagen inferior se aprecian los LEDs

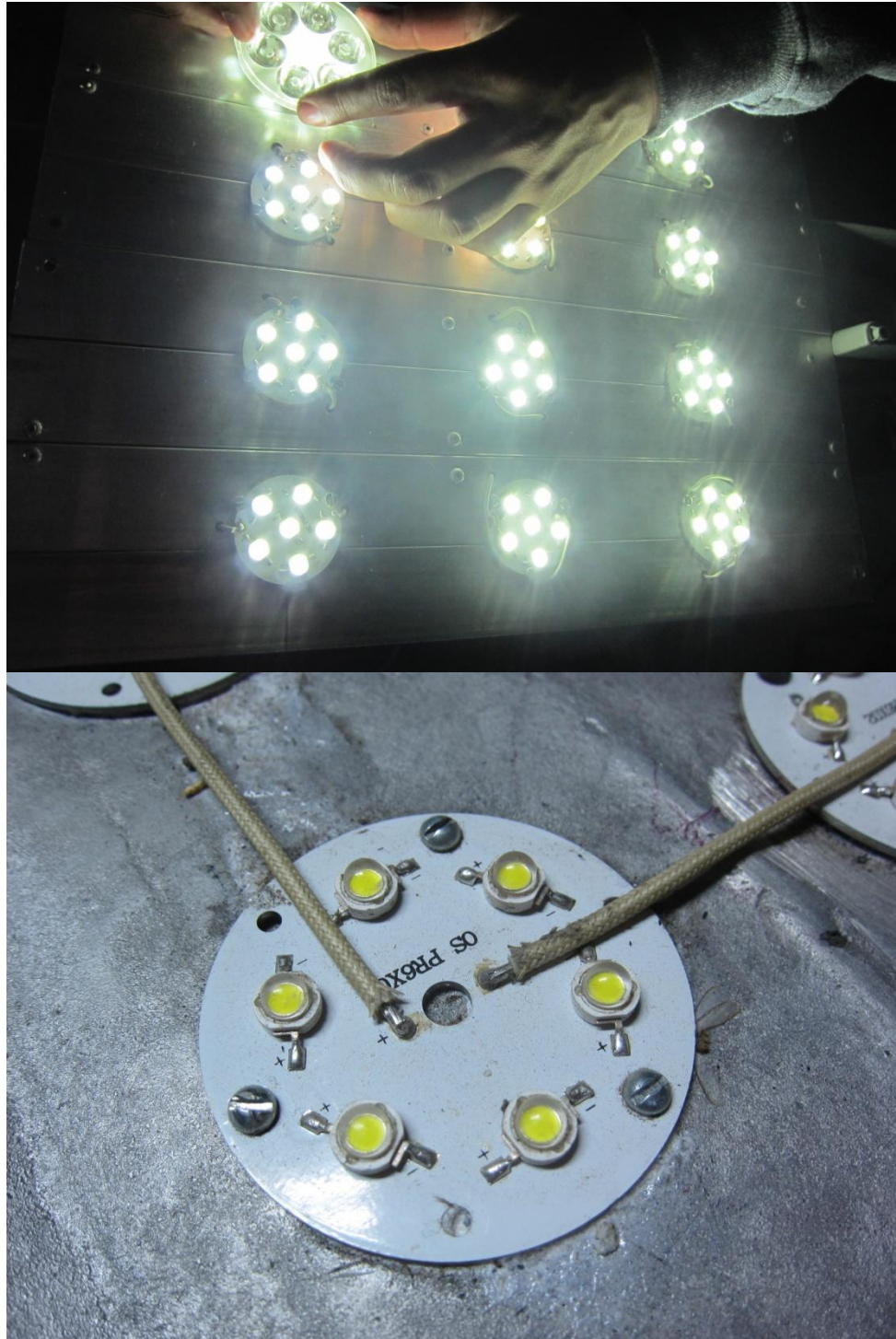


Figura (B-3): Arriba, vista inferior del disipador. En la imagen inferior se aprecia uno de los módulos de LEDs

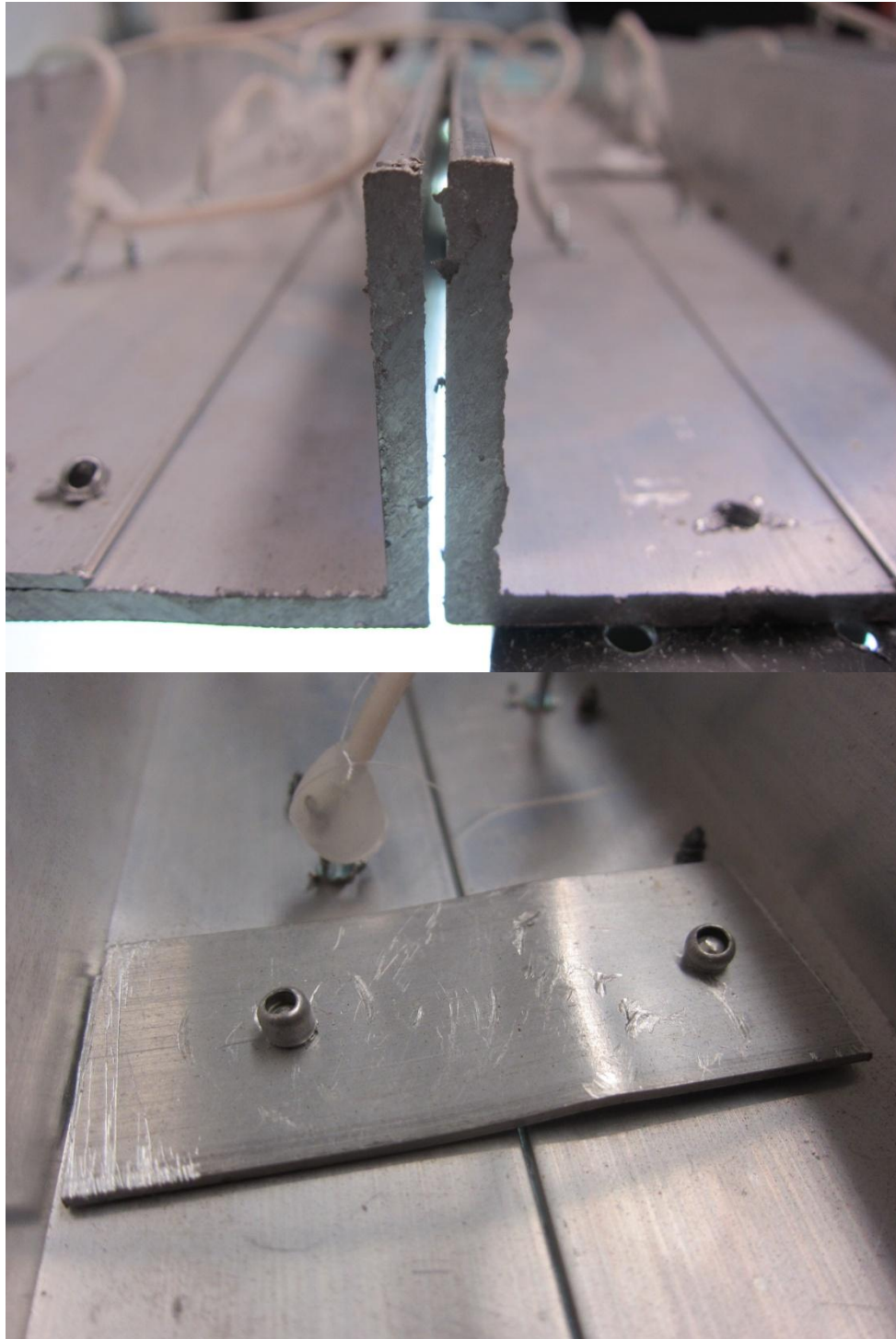


Figura (B-4): Arriba, deficiencias en una de las aletas. En la imagen inferior se aprecian detalles en el ensamble del dissipador



Figura (B-5): Instrumentos de medición utilizados para la toma de lecturas de la temperatura en el disipador: arriba un termómetro termopar, abajo un termómetro tipo láser