

Instituto Tecnológico de Costa Rica
Escuela de Ciencia e Ingeniería de los Materiales

Diseño y validación del sistema de Transferencia de calor para la estación remota de monitoreo de la misión científica GWSat:
Prototipo de monitoreo de humedales a través de un sistema espacial tipo store & forward

Proyecto Final de Graduación para optar por el título de Ingeniero en Materiales con el grado académico de Licenciatura

Realizado por: Jose Andres Quesada Quirós

Profesor(a) Guía: Ing. William Jesús Benavides Ramírez, M. Sc
Profesor Lector: Ing. Mario Antonio Conejo Solís M.Sc
Profesor Lector: Ing. Oscar Alberto Chaverri Quirós M.Sc.
Asesor Industrial: Ing. Juan Jose Rojas Hernández M.Sc.

Cartago Agosto, 2021



Escuela Acreditada por el Canadian Engineering Accreditation Board (CEAB)



CONSTANCIA DE DEFENSA PUBLICA DEL PROYECTO FINAL DE GRADUACIÓN

El presente Proyecto Final de Graduación titulado "*Diseño y validación del sistema de Transferencia de calor para la estación remota de monitoreo de la misión científica GWSat: Prototipo de monitoreo de humedales a través de un sistema espacial tipo store & forward*" y realizado en la empresa "*SETECLab*", durante el *Segundo Semestre de 2021*, ha sido defendido, ante el Tribunal Examinador integrado por los profesores Ing. William Jesús Benavides Ramírez, Ing. Adrián José Quesada Martínez, Ing. Oscar Alberto Chaverri Quirós; como requisito para optar al grado de Licenciatura en Ingeniería en Materiales de la Escuela de Ciencia e Ingeniería de los Materiales, del Instituto Tecnológico de Costa Rica.

Este documento y su defensa ante el Tribunal Examinador han sido declarados:

Públicos

Confidenciales

WILLIAM JESUS
BENAVIDES
RAMIREZ (FIRMA)

Firmado digitalmente por
WILLIAM JESUS BENAVIDES
RAMIREZ (FIRMA)
Fecha: 2021.12.01 12:34:42
-06'00'

Ing. William Jesus Benavidez Ramirez Meng
Profesor Guía

Firmado digitalmente
por ADRIAN JOSE
QUESADA MARTINEZ
(FIRMA)
Fecha: 2021.12.01
13:00:10 -06'00'

Ing. Adrián José Quesada Martínez MSc
Profesor Lector

402310945

Jose Andres Quesada Quiros
Estudiante

OSCAR ALBERTO
CHAVERRI QUIROS (FIRMA)
2021.12.01 13:52:30 -06'00'

Ing. Oscar Alberto Chaverri Quiros MSc
Profesor Lector

OSCAR ALBERTO CHAVERRI
QUIROS (FIRMA)
2021.12.01 13:52:49 -06'00'

Ing. Oscar Alberto Chaverri Quiros MSc

Director Escuela de Ciencia e Ingeniería de los Materiales

Cartago, 25 de noviembre de 2021

1. Resumen

Quesada Quiros, Jose Andres. Agosto, 2021. Diseño y validación del sistema de refrigeración para la estación remota de monitoreo de la misión científica GWSat: Prototipo de monitoreo de humedales a través de un sistema espacial tipo store & forward, Instituto Tecnológico de Costa Rica. Profesor Asesor: M.Sc. William Jesús Benavides Ramírez.

Este proyecto fue desarrollado en el Tecnológico de Costa Rica, en el laboratorio de Sistemas espaciales (SETECLab). Consistió en desarrollar una investigación sobre un sistema de transferencia de calor, su validación y manufactura para proteger térmicamente el radio transmisor de la estación remota de la misión científica GWSat. Se logró diseñar un prototipo funcional que disipa la potencia máxima de operación de 10 W a los parámetros críticos de diseño. Además, se realizó un análisis del costo estimado y el proceso de manufactura, así como un modelo matemático que permite estudiar el sistema de refrigeración en diferentes parámetros como el usuario lo requiera.

PALABRAS CLAVE: Transferencia de calor, Disipador de calor, Simulación, Validación, Calor

2. Abstract

Quesada Quiros, Jose Andres. August, 2021. Design and validation of the cooling system for the remote monitoring station of the scientific mission GWSat: Wetland monitoring prototype through a store & forward space system, Instituto Tecnológico de Costa Rica. Advisory Professor: M.Sc. William Jesús Benavides Ramírez.

This project was developed at the Tecnológico de Costa Rica, in the Space Systems laboratory (SETECLab). It consisted in the developing an investigation on a refrigeration system, its validation and manufacture to thermally protect the radio transmitter of the remote station of the scientific mission GWSat. A design of a functional prototype that dissipates the maximum operating power at the critical design parameters was done. In addition, an analysis of the estimated cost and the manufacturing process, as well as a mathematical model that allows studying the refrigeration system in different situations as the user requires.

KEY WORDS: Heat transfer, Heatsink, Simulation, Validation, Heat

3. Agradecimientos

Quiero dejar mi agradecimiento a todas las personas que de una u otra forma colaboraron con la realización de mi Proyecto Final de Graduación. Mi agradecimiento al Ing. Juan Jose Rojas Hernández, encargado del SETECLab y demás compañeros de Industrias en especial al Ing. Johan Carvajal, por su apoyo y brindarme la oportunidad de trabajar con ellos además de estar atentos y colaborar con la investigación, por hacer los sacrificios necesarios por la realización de este proyecto

Mención especial merece el MSc William Jesús Benavides Ramírez, profesor guía, por su orientación y consejos.

A todos muchas gracias.

4. Dedicatoria

*A mi papá y mi mamá por toda la ayuda y sacrificios
que hicieron durante mis años de estudio
a mi hermano por los consejos y
ayudas en la universidad, agradezco a mi familia
poder estar hoy realizando mi proyecto
final de graduación.*

5. Epígrafes

Nunca consideres el estudio como una obligación sino como una oportunidad para penetrar en el bello y maravilloso mundo del saber

Albert Einstein

6. Índice General

CONSTANCIA DE DEFENSA PUBLICA DEL PROYECTO FINAL DE GRADUACIÓN..... **¡Error! Marcador no definido.**

1.	Resumen	1
2.	Abstract	1
3.	Agradecimientos	2
4.	Dedicatoria	3
5.	Epígrafes.....	4
6.	Índice General	5
7.	Índice de Tablas.....	6
8.	Índice de Figuras	7
9.	Introducción	8
9.1.	Empresa.....	8
9.2.	Justificación del Estudio	8
9.3.	Impacto Socio-Ambiental	9
9.4.	Objetivos del estudio.....	9
9.5.	Alcances y limitaciones del estudio	10
10.	Marco Teórico	10
11.	Metodología	18
12.	Resultados y Análisis	19
12.1.	Valores críticos de funcionamiento del radio	19
12.2.	Selección del material.....	21
12.3.	Condiciones ambientales de la zona.....	23
12.4.	Modelo del problema	25
12.5.	Cálculo de la conducción	26
12.6.	Cálculo de la eficiencia de las aletas	27
12.7.	Cálculo de la radiación.....	28
12.8.	Cálculo de la convección natural	30
12.9.	Validación del Diseño propuesto	30
13.	Propuesta de manufactura y costos de elaboración	35
14.	Conclusiones	36
15.	Referencias bibliográficas.....	37

16.	Bibliografía Consultada.....	37
17.	Anexos.....	38
17.1.	Memoria de cálculos	38
17.2.	Proceso de manufactura.....	45
17.3.	Planos de dispositivo	47

7. Índice de Tablas

Tabla 1.	Características eléctricas del radio.....	11
Tabla 8.	Características del gabinete seleccionado [10]	18
Tabla 3	Comparación entre cobre y aluminio sin aleación [3].....	22
Tabla 4.	Datos de la ubicación exacta de la estación de comunicación	23
Tabla 5.	Temperatura promedio desde 1/7/2020 al 31/7/2021	24
Tabla 6.	Velocidad y dirección promedio desde 1/7/2020 al 31/7/2021	25
Tabla 7.	Radiación promedio desde 1/7/2020 al 31/7/2021	25
Tabla 9.	Valores calculados para las resistencias del disipador	27
Tabla 10.	Valores utilizados y resultados para el cálculo del espaciado óptimo entre aletas.....	27
Tabla 11.	Valores utilizados y resultados para el cálculo de la eficiencia y flujo de calor.....	28
Tabla 12.	Valores utilizados y resultados para el cálculo de flujo de calor por radiación externa.	29
Tabla 13.	Valores utilizados y resultados para el cálculo de flujo de calor por radiación interna.	29
Tabla 14.	Valores utilizados y resultados para el cálculo de coeficiente de convección externa	30
Tabla 15.	Valores utilizados para el cálculo de coeficiente de convección externa.....	30
Tabla 16.	Parámetros físicos y geométricos del primer modelo.....	31
Tabla 17.	Parámetros utilizados en la simulación.....	31
Tabla 18.	Nuevos cálculos de resistencia y área para el sumidero	33
Tabla 19.	Costos operacionales de fabricación.....	35

8. Índice de Figuras

Figura 1. Radio KENWOOD TM-D710A Fuente [2].....	12
Figura 2. Diagrama de las siglas para el cálculo de la eficiencia [3]	15
Figura 3. Demisiones del MOSFET [7].....	20
Figura 4. Gráfico temperatura vs tiempo [6]	21
Figura 5 Imagen comparativa de diferente conductividad térmica [3]	22
Figura 6. Imagen satelital de la ubicación [6]	24
Figura 7. Diseño propuesto inicialmente [Elaboración propia]	25
Figura 8. Geometría de las aletas [elaboración propia].....	28
Figura 9. Modelo propuesto [Elaboración propia]	31
Figura 10.Simulación del primer diseño en COMSOL Multiphysics [Elaboración propia]	32
Figura 11. Segundo modelo propuesto [Elaboración propia]	33
Figura 12. Simulación de segundo diseño en COMSOL Multiphysics [Elaboración propia]	34

9. Introducción

El proyecto en estudio, para la misión científica GWSat, se desarrolla e impacta en varias secciones, por lo que en este apartado introductorio se incluyen temas relacionados al contexto global del proyecto. A continuación, se presenta la información correspondiente a la empresa en la cual se realiza el proyecto, la justificación del estudio, el impacto socio ambiental de la investigación, los objetivos del estudio y los alcances y limitaciones.

9.1. Empresa

El proyecto se desarrolla en el Laboratorio de sistemas Espaciales (SETECLab) del Instituto Tecnológico de Costa Rica, este laboratorio se creó en Julio del 2017 con la misión de desarrollar e impulsar el conocimiento científico y tecnológico en la industria aeroespacial en Costa Rica y la visión de expandir el conocimiento y abrir oportunidades para los ingenieros en el área aeroespacial en Costa Rica.

Actualmente el SETECLab cuenta con el programa de desarrollo de satélites para monitoreo del medio ambiente. El programa comenzó con el desarrollo del Proyecto Irazú el cual lanzó al espacio el primer satélite desarrollado en Centroamérica. Hoy en día se trabaja colaborativamente con la Universidad George Washington en el desarrollo del segundo satélite GWSat, donde el SETECLab es el encargado de diseñar y desarrollar la red de sensores en tierra y el sistema de navegación.

La misión GWSat recolecta información de los Humedales del Parque Nacional Palo Verde, una zona de importancia biológica ubicada en Guanacaste, Costa Rica. La estación remota sirve de enlace entre los sensores dispuestos en la zona y el satélite en órbita. Los sensores recolectan la información y la estación permite transmitirlos al satélite el cual almacena la información de forma remota. La estación remota en cuestión presenta el inconveniente de tamaño disponible y temperatura por lo que se debe estudiar la transferencia de calor en el dispositivo para poder recolectar los datos del humedal, este tema se explica con mayor profundidad en la siguiente sección del trabajo

9.2. Justificación del Estudio

Se presenta la necesidad de realizar un estudio térmico de la estación de comunicación remota de la misión científica GWSat localizada en el Parque Nacional Palo Verde. Las estaciones remotas se trabajan en gabinetes grado IP66, los cuales son sellados a la intemperie contra Polvo y agua, con la finalidad de evitar el deterioro de los componentes internos por los factores ambientales. Al ser sellados los gabinetes la transferencia de calor es deficiente en su interior, por lo que se establece la necesidad de realizar un sistema que permita evacuar el calor de la forma más eficiente y proteger los componentes eléctricos de una falla térmica. En adición se presenta la limitación energética. Al ser una estación remota debe consumir el mínimo de potencia posible lo que obliga en primera instancia a que se realice un sistema de refrigeración pasivo.

De los componentes dispuestos en la estación remota se comprobó experimentalmente que el radiotransmisor se sobrecalienta debido a la cantidad de potencia que disipa. Además, para el acomodo dentro de la estación se eliminó la carcasa de este, la cual tenía la función de disipador de calor. Lo que hace indicar que el radio esta desprotegido térmicamente. En adición la zona donde se va colocar la estación remota presenta una elevada temperatura ambiental e incidencia de radiación solar por lo tanto se debe investigar y evitar los problemas que se puedan presentar por sobre calentamiento. Con la estación en correcto funcionamiento se puede recolectar los datos del humedal para obtener las medidas ambientales que permitan la conservación de la flora y fauna local, además de representar un avance en el desarrollo de la tecnología Aero-espacial en Costa Rica como se explica en la siguiente sección

9.3. Impacto Socio-Ambiental

El impacto socio ambiental de dicho proyecto involucra muchas áreas de conocimiento y tiene un impacto directo en el desarrollo de la sociedad. El cambio climático hoy en día es una problemática global que afecta a todos los individuos y amenaza la vida como la conocemos. Existen diferentes contaminantes que están provocando daños irreversibles en los ecosistemas y amenazan con desaparecer el equilibrio en la naturaleza. La tecnología como herramienta para mitigar estos daños ha permitido conocer de una mejor manera el peligro al que se enfrenta la sociedad. Las telecomunicaciones satelitales han permitido monitorear y analizar los cambios climáticos de una forma más detallada y con una visión más global. Esta herramienta permite monitorear entre otros a la fauna y flora. Además, se ha llegado a estudiar los diferentes químicos que se presentan en la atmosfera lo que la convierte en una de las herramientas más valiosas para el estudio del cambio climático que se tiene a disposición en la actualidad.

La misión científica GWSat tiene como finalidad la recolección de datos con importancia ambiental. Los datos recolectados permiten tomar tanto acciones correctivas como ejecutar un monitoreo del impacto que tienen los diferentes factores ambientales en la zona de estudio. De ahí su importancia socio-ambiental. De valor agregado es todo el conocimiento generado del procedimiento al realizar misiones científicas relacionando la tecnología aeroespacial y la problemática ambiental. Para poder potenciar la conservación de los recursos naturales de la zona su flora y fauna, así como el desarrollo tecnológico, se plantean diferentes tareas. Para el cumplimiento del estudio se plantean objetivos generales y específicos que permitan obtener el resultado final deseado de la misión científica GWSat.

9.4. Objetivos del estudio

A continuación, se describen los objetivos generales planteados para el estudio térmico de la estación remota de monitoreo de la misión científica GWSat

Objetivo General

- Diseñar y validar el sistema de transferencia de calor para la refrigeración del radiotransmisor incorporado en la estación remota GWSat.

Objetivos específicos

- Diseñar el sistema de transferencia de calor mediante los modelos matemáticos en régimen estacionario
- Validar el diseño de transferencia de calor con simulaciones utilizando el método de los elementos finitos, considerando condiciones críticas de operación
- Proponer la manufactura del sistema de transferencia de calor de la estación remota, considerando las modificaciones obtenidas a partir del modelo de la simulación

9.5. Alcances y limitaciones del estudio

La presente investigación tiene como meta proteger térmicamente la estación remota y fabricar un sistema de transferencia de calor que permita solucionar la problemática descrita. Agregado se realiza una simulación la cual puede ser de utilidad para la implementación de nuevos componentes. Permite realizar un estudio experimental de una forma ágil y rápida de cómo pueden impactar térmicamente un reacondicionamiento de los componentes, la adición de un nuevo dispositivo y los factores ambientales presentes en un nuevo caso de estudio. Se plantea alcanzar una simulación del fenómeno de transferencia de calor presente, la manufactura de un sistema de refrigeración y la implementación del sistema de refrigeración.

El estudio se limita en el estudio únicamente de la transferencia de calor contemplando únicamente los componentes que más calor generan de la estación remota, con condiciones ambientales promedio de la zona donde se va a disponer la estación. Se plantea realizar solamente la manufactura de un sistema de refrigeración.

10. Marco Teórico

El proyecto se basa en la misión científica GWSat la cual es una misión que tiene como objetivo el monitoreo de las condiciones ambientales de humedales en el Parque Nacional Palo Verde. La misión es del tipo Store and forward o almacenamiento y reenvío. Este tipo de misiones consisten en implementar sensores en la zona de estudio los cuales se conectan con una estación de comunicación que almacena los datos recolectados. La información almacenada es reenviada al satélite en órbita, el cual la guarda y envía posteriormente a una estación principal para el procesamiento de los datos. Lo que estas misiones permiten es acceder de forma remota a los datos obtenidos por los sensores en la zona. El proyecto consta de 4 partes principales que son los sensores en zona, la estación remota, el satélite en órbita y la estación principal.

Los sensores en sitio se encargan de medir y obtener todos los cambios que suceden en la zona como temperatura, niveles de agua entre otros. Los sensores están conectados con la estación remota de monitoreo que recibe los datos y almacena. Una vez la información ha sido condensada esta lista para la siguiente etapa que es la transmisión con el satélite que consiste en enviar los datos almacenados en la estación remota al sistema de almacenamiento del satélite en órbita. Este satélite recibe los datos cuando pasa por la zona de estudio y posteriormente se vincula con otra estación donde se descargan los datos almacenados para su uso y procesamiento, es decir la información viaja desde la zona de importancia hasta un centro de investigación de forma remota con un flujo de pasos y secuencias entre las partes importantes que componen el proyecto.

Este estudio se basa principalmente en el diseño y elaboración de un componente de la estación remota de monitoreo. Esta estación remota está enlazada con los sensores y debe cumplir la función

de recibir y almacenar la información del sitio para luego transmitir esta información al satélite. La estación cuenta con varios módulos y componentes diferentes. En el presente trabajo se centra en el estudio del radiotransmisor dispuesto en la estación de monitoreo remota.

El radio transmisor en estudio es de la marca KENWOOD modelo TM-D710A utilizado principalmente en vehículos de transporte de carga. En la tabla 1 se muestran las características de operación del dispositivo [1]. Este dispositivo debe ser modificado para su implementación en el gabinete, por las limitaciones de espacio en la estación remota se le removió la carcasa y el micrófono. La remoción de la carcasa exterior tiene repercusión en la eficiencia térmica del dispositivo, esta carcasa funcionaba como disipador de calor lo que trae consigo una problemática térmica ya que el radio disipa una alta cantidad de potencia. Esta remoción de la carcasa induce a una falla térmica en el dispositivo y consigo una interrupción en la comunicación con el satélite e inclusive en proyectos anteriores se presentó la pérdida de información por sobre calentamiento del radiotransmisor.

Tabla 1. Características eléctricas del radio.

Característica		Magnitud	
Voltaje		13,8 DC ±	
Corriente	VHF	HI	Menor 13 A
		MID	Menor a 5,5 A
		LOW	Menor a 4 A
	UHF	HI	Menor 13 A
		MID	Menor a 6,5 A
		LOW	Menor a 5 A
Rango de Temperatura de operación		De -20 °C a 60°C	
Masa (Aproximada)		Panel de Operación	0.3 kg
		Unidad TX/RX	1.2 kg
Potencia de Salida RF		HI	50 W
		MID	10 W
		LOW	5 W



Figura 1. Radio KENWOOD TM-D710A Fuente [2]

Al tratarse de un problema térmico el fenómeno físico involucrado en el estudio es la transferencia de calor. La transferencia de calor es el proceso de propagación del calor en distintos medios, se origina siempre que se presenta un gradiente térmico. El calor es una forma de energía que se puede transferir de un sistema a otro. La energía calórica siempre fluye del cuerpo más caliente al cuerpo con menor temperatura. A continuación, se detallan los mecanismos naturales de la transferencia de energía calórica [3]

Existen tres mecanismos básicos de transferencia de calor los cuales son conducción, convección y radiación. La **conducción** ocurre en materiales sólidos y es la transferencia de energía de la sustancia más energética hacia una sustancia adyacente menos energética. La **convección** es el método de transferencia de calor entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacentes en movimiento interactúan y comprende los efectos combinados de la conducción y del movimiento del fluido. 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. [3]

Conducción de calor en estado estacionario

En el análisis de transferencia de calor se tiene un interés en el flujo de calor transferido a través de un medio, bajo ciertas condiciones y temperaturas superficiales estacionarias. Ese tipo de problemas se pueden resolver sin la intervención de ecuaciones diferenciales, utilizando los conceptos de resistencia térmica, de manera similar a los problemas de circuitos eléctricos. En este caso, la resistencia térmica corresponde a la resistencia eléctrica, la diferencia de temperatura a la tensión, y la rapidez de la transferencia de calor a la corriente eléctrica. Para el cálculo de la transferencia de calor por conducción en estado estacionario se utiliza la siguientes formulas. [3]

Primeramente, es importante conocer el flujo de calor en el cuerpo, la siguiente ecuación relaciona al flujo total de energía con las temperaturas de borde entre la resistencia térmica total de los materiales.

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} \quad (1.1)$$

Donde el cambio de la temperatura se define como:

$$T_1 - T_2$$

Las resistencias se entienden como la dificultad que tiene el flujo de calor a transitar por un cuerpo y esta depende del material, las condiciones ambientales y geometría del cuerpo. Hay dos tipos de resistencias: las resistencias conductivas entre materiales sólidos y la resistencia convectiva que describe la interacción entre un sólido y un líquido. Para su cálculo se utiliza la siguientes formulas. [3]

Resistencia conductiva:

$$R = \frac{L}{kA} \quad (1.2)$$

Resistencia convectiva:

$$R = \frac{1}{hA} \quad (1.3)$$

Como se puede observar de ambas formulas la resistencia térmica disminuye con el área. Es decir, a mayor área menor resistencia térmica va tener un objeto. En el caso de la resistencia conductiva también depende del material. El termino K corresponde a la conductividad térmica de cada material. Por otro lado, la resistencia convectiva depende del factor de transferencia convectivo (h) que varía según las condiciones del ambiente.

Diseño de las aletas y disipadores de calor (sumideros)

Para el diseño de un sumidero se debe calcular el espaciamento optimo entre las alteas esto permite una mejor evacuación de calor. Un espaciamento muy grande tendrá menor área superficial y la transferencia de calor puede disminuir. Por otro lado, se tiene que si el espaciamento es menor se va tener una mayor área de intercambio de calor, pero el coeficiente convectivo va a bajar debido al poco flujo de aire en espacios tan disminuidos. Para el cálculo del espaciamento optimo se utiliza la siguiente metodología. [3]

Calcular la temperatura promedio:

$$T_{prom} = \frac{(T_s + T_\infty)}{2} \quad (2-1)$$

$T_\infty =$ Temperatura ambiente

$T_s =$ Temperatura de superficie

Primeramente, se calcula el número de Rayleigh con la siguiente ecuación

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

Donde:

$L =$ Ancho de aleta (m)

$k =$ Conductividad termica W/m°C

$Pr =$ Numero de Prandtl

$\nu =$ viscosidad cinematica m²/s

$\beta =$ Inverso de la temperatura promedio K

Las variables descritas anteriormente son dependientes de la temperatura de estudio y se encuentran tabuladas en la literatura. [3]

Con el número de Rayleigh se puede calcular el espaciamento optimo con la relación:

$$S_{opt} = 2.714 \frac{L}{Ra_L^{0.25}} \quad (2-3)$$

Al calcular el espaciamiento óptimo se puede calcular el coeficiente de convección de las aletas. Se define que si el espaciamiento es óptimo el valor de Nusselt es un parámetro constante con un valor de 1.307. Por lo tanto, utilizando la siguiente expresión se obtiene el coeficiente convectivo. [3]

$$h = \frac{Nu \times k}{S_{opt}} \quad (2-3)$$

Para evaluar la eficiencia de una aleta rectangular se utilizan cálculos de flujo de calor de la superficie con y sin aletas para evaluar si estas aumentan considerablemente el flujo de calor con su implementación. A continuación, se describe la metodología para el cálculo de la eficiencia de los sumideros térmicos.[3]

Primeramente, se calcula la temperatura de la superficial sin aletas:

$$T_s = \frac{\dot{Q}}{hx A} + T_\infty \quad (2.4)$$

$A = \text{area de intercambio calor (m}^2\text{)}$

Luego se calcula el flujo de calor sin aletas:

$$\dot{Q}_{\text{sin aleta}} = h \times A_{\text{sin aletas}}(T_s - T_\infty) \quad (2-5)$$

Luego se calcula la eficiencia con respecto a la geometría utilizando la fórmula:

$$\xi = L_c^{\frac{3}{2}} x \left(\frac{h}{k A_p} \right)^{1/2} \quad (2-6)$$

Donde:

$$L_c = L + \frac{t}{2}$$

$$A_p = L_c t$$

Y los valores de L_c y t corresponden a geometrías de la aleta como se observa a continuación.

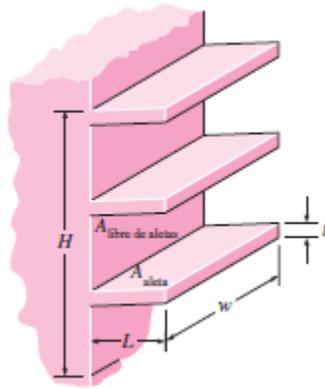


Figura 2. Diagrama de las siglas para el cálculo de la eficiencia [3]

El valor ξ se busca en la gráfica en el eje correspondiente, se busca la intersección con la curva respectiva a la geometría de la aleta y se proyecta el valor a la izquierda. Este valor corresponde a la eficiencia de la aleta.

Se procede a calcular el área y flujo de calor para la aleta con las fórmulas:

Área:

$$A_{aleta} = 2wL_c \quad (2-7)$$

Flujo de calor:

$$\dot{Q}_{aleta} = \eta_{aleta} \times h \times A_{aleta} (T_s - T_\infty) \quad (2-8)$$

Luego se calcula área y flujo de calor para zona libre

Area:

$$A_{libre} = w \times s \quad (2-9)$$

Flujo de calor:

$$\dot{Q}_{libre} = h \times A_{libre} (T_s - T_\infty) \quad (2-10)$$

Con $s = \text{espacio entre aletas}$

Por último, se calcula el flujo total de calor para las aletas y el cálculo de efectividad de la aleta con la siguiente formulas:

Flujo total de la aleta:

$$\dot{Q}_{Total\ aleta} = n(\dot{Q}_{aleta} + \dot{Q}_{libre}) \quad (2-11)$$

Efectividad

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{Total\ aleta}}{\dot{Q}_{sin\ aleta}} \quad (2-12)$$

Flujo de calor por radiación

En los modelos de disipación de calor es importante considerar el aporte calórico ya sea positivo o negativo de la radiación este flujo de calor se da en las superficies es dependiente de la emisividad el material la cual está relacionada a la superficie del mismo donde un cuerpo oscuro tiene una emisividad alta cercano al valor de 1 y un material muy pulido puede llegar a tener una emisividad tan baja que sea despreciable. Para el cálculo del flujo de calor por radiación se utiliza la siguiente fórmula:[3]

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{alrededores}^4) \quad (3.1)$$

Donde:

$\varepsilon =$ emisividad

$\sigma =$ constante de Stefan – Boltzmann = $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$

$A_s =$ area superficial

Para el cálculo de temperatura superficial a un objeto expuesto a radiación solar se debe contemplar el aporte energético que recibe. Esta energía depende de la absorbancia del material y además se debe restar el flujo de calor saliente del objeto. Para el cálculo matemático se utiliza la siguiente fórmula. [3]

$$T_s = T_\infty + \alpha x \frac{\dot{Q}_{incidente}}{h_{combinado}} \quad (3-2)$$

Donde:

$\alpha =$ absorbancia solar

Cálculo del coeficiente de convección natural

Para obtener una aproximación del coeficiente de convección natural real se puede estimar por diferentes relaciones matemáticas que relacionan parámetros del fluido circundante para aproximar el valor del coeficiente. Las relaciones matemáticas utilizadas para su cálculo se expresan a continuación. [3]

Para un modelo general donde los valores de velocidad del fluido son despreciables o se desconocen se determina el número de Rayleigh evaluado a la temperatura promedio igual que en la ecuación (2-2) con los mismos parámetros de las tablas evaluado en la temperatura promedio.

Una vez determinado el número de Rayleigh se procede a calcular el número de Nusselt con la ecuación siguiente:

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (4-1)$$

Una vez calculado Nusselt se despeja el coeficiente convectivo aplicando la siguiente relación.

$$h = \frac{Nu \times k}{L} \quad (4-2)$$

Si los valores de la velocidad del fluido se utilizan para el cálculo se debe determinar el coeficiente de Reynolds de la siguiente ecuación [3]:

$$Re = \frac{VL}{\nu} \quad (4-3)$$

$V =$ velocidad del fluido m/s

$\nu =$ viscosidad cinemática m^2/s

$L =$ longitud de la superficie

Una vez calculado el número de Reynolds se determina el Numero de Nusselt con la siguiente relación.

$$Nu = 2 + [0.4Re^{1/2} + 0.06Re^{2/3}]Pr^{0.4} \left(\frac{\mu_{\infty}}{\mu_s} \right) \quad (4-4)$$

Donde:

μ_{∞} = viscosidad dinámica del aire evaluada a temperatura ambiente (kg/ms)

μ_s = viscosidad dinámica del aire evaluada a temperatura superficial promedio (kg/m s)

Por último, este valor se utiliza para la determinación del coeficiente de convección con la siguiente expresión matemática.

$$h = \frac{k}{L} Nu \quad (4-5)$$

Para el cálculo de las fórmulas descritas y la visualización del modelo físico se utilizan las herramientas de ingeniería como lo es el cálculo por métodos numéricos que permite formular problemas matemáticos, de tal forma que puedan resolverse utilizando operaciones aritméticas. Los métodos numéricos se pueden realizar de forma computarizada lo que permite realizar complejas operaciones aritméticas y manejar sistemas de ecuaciones grandes vinculadas a un fenómeno físico, como en este caso la transferencia de calor de un sistema puede ser estudiada en un modelo computarizado. [4]

Para el estudio por métodos numéricos se utilizan los modelos matemáticos que se define, de manera general, como una formulación o una ecuación que expresa las características esenciales de un sistema físico o de un proceso en términos matemáticos. Los métodos numéricos se diferencian de las soluciones analíticas o exactas en que los métodos numéricos buscan la solución de la ecuación por medio de aproximaciones no de una forma exacta o analítica. [4]

Para el estudio computarizado de elementos numéricos en el sistema descrito se utilizan las herramientas de ingeniería como MATLAB y Excel que facilitan el cálculo [4]. En este proyecto se

utilizó la herramienta de COMSOL Multiphysics para modelar y simular la transferencia de calor del radio transmisión en estudio. Esta herramienta permite realizar estudios donde se combinen diferentes fenómenos físicos como la termo-mecánica [5].

11. Metodología

Datos del radio

Con el fin de describir el problema más a fondo y poder interpretar la problemática descrita se cuenta con la etapa de recolección de datos del radio. Los datos fueron tomados de diferentes textos bibliográficos como los manuales y fichas técnicas además de algunas pruebas de laboratorio realizadas en el Laboratorio Delta de la escuela de electromecánica.

Además de esto se midió geométricamente la tarjeta del radio con el fin de realizar un acomodo del radio y poder dar una solución térmica que se adapte a las condiciones de operación del dispositivo.

Selección del material

Para realizar la selección del material se estudió bibliográficamente los coeficientes de transferencia de calor de los materiales más utilizados además se corroboró su selección realizando los cálculos de transferencia de calor en régimen estacionario y validaciones en la sección de resultados.

Condiciones geográficas y ambientales de la zona

Para la recolección de los datos meteorológicos se tomó una estación meteorológica ubicada en la misma torre donde se va a disponer la estación de comunicación. Esta pone al público sus resultados a través de la OTS (Organization for tropical Studies) [9]. Donde se descargaron los datos correspondientes a un año desde Julio 2020 hasta Julio 2021. Los datos se organizaron para obtener los valores promedios máximos y mínimos de las condiciones meteorológicas mediante el uso de Excel.

Modelo del problema

Para el abordaje de este problema se realizaron las mediciones geométricas y la escogencia de un gabinete estándar con el fin de realizar una simulación de la estación y poder así escoger y diseñar el disipador para la problemática descrita.

Para la estación remota se seleccionó un gabinete estándar del fabricante Hoffman. El gabinete metálico se seleccionó a partir de investigaciones anteriores realizadas por el equipo de investigación del SETECLab a continuación se muestran las características más relevantes.[6]

Tabla 8. Características del gabinete seleccionado [10]

Fabricante	Hoffman
Modelo	M600400225G
Dimensiones	(600x400x225) mm
Espesor de lamina	1.2 mm
Acabado	Color Gris Claro RAL 7035 texturizado, pintura poliéster en polvo por ambos lados

Transferencia de calor

Para realizar la solución térmica del problema se utilizan los datos recolectados y se procede a calcular los diferentes parámetros de las físicas involucradas, como son el cálculo del coeficiente de convección natural de la zona geográfica donde se dispone el dispositivo, la resistencia térmica del disipador y el cálculo las aletas o disipador de calor y su eficiencia además de un estudio del fenómeno de radiación presente en el modelo del modelo.

Primeramente, se utilizan las ecuaciones desde la (1-1) a la (1-3) para el estudio de conducción y determinar le valor de la resistencia máxima del dispositivo.

Con los valores obtenidos se propone un diseño del sistema de transferencia de calor el cual se le realizó un análisis térmico del espaciamiento y eficiencia de las aletas utilizando las ecuaciones desde la (2-1) hasta la (2-12)

Posterior al diseño se realizó un estudio del aporte del fenómeno de radiación en el modelo con el uso de las ecuaciones (3-1) y (3-2)

Adicionalmente se calcula el coeficiente de transferencia térmica correspondiente al diseño, se realizó de dos formas distintas utilizando las fórmulas (4-1) hasta (4-5) con el fin de determinar cual es la situación mas critica a la cual se encuentra el dispositivo.

Validación

Luego de corroborar los parámetros y valores iniciales del modelo se procedió a simular y validar el diseño planteado en las etapas anteriores y obtener un diagrama de temperatura superficial para verificar los cálculos anteriores.

Manufactura y costo de elaboración

Finalmente, con el diseño validado se realiza un estudio de manufactura y costo aproximado de fabricación utilizando el diseño mejorado de la sección de validación.

12. Resultados y Análisis

En esta sección se presenta todo el trabajo de análisis y búsqueda de los datos para comenzar a diseñar la solución térmica al problema. Además, se realiza una simulación y validación del modelo y por último se realiza un análisis de costos y se plantea un proceso de manufactura para el diseño

12.1. Valores críticos de funcionamiento del radio

De un análisis realizado anteriormente se toma que los componentes críticos del radio los cuales se deben proteger térmicamente son dos placas conocidas como MOSFET. El radio posee dos placas MOSFET las cuales son MOSFET UHF y MOSFET VHF. Estos componentes son los canales de transmisión, pero para el uso del radio en la aplicación de la misión científica GWSat. Se demostró que solo se va utilizar un canal a la vez y de la ficha técnica se obtiene que el UHF tiene una frecuencia mayor por lo tanto se toma como situación crítica el componente MOSFET UHF para el diseño [6]. A Continuación, se resumen las características del componente MOSFET de UHF

Tabla 2. Características Generales del MOSFET de UHF [7]

Descripción	Silicon RF Power Modules
Fabricante	MITSUBISHI Electric
Numero de parte	RA60H4452M1
Rango de frecuencia (MHz)	440-520
Potencia máxima (W)	60
Voltaje de alimentación (V)	12.5
Temperatura de operación (°C)	-30 a 100

Además de las condiciones de operación se tomó la geometría del dispositivo de la ficha técnica. Como se observa a continuación el MOSFET UHF tiene como medidas críticas 67 mm de largo y 19.4 mm de ancho. Estas medidas son de importancia para capítulos posteriores con el disipador de calor propuesto. [7] Se sabe de los estudios de laboratorio que la máxima potencia durante el funcionamiento es de 10 W para evitar que el dispositivo falle por lo tanto esta es la potencia crítica a disipar en el problema actual.[6]

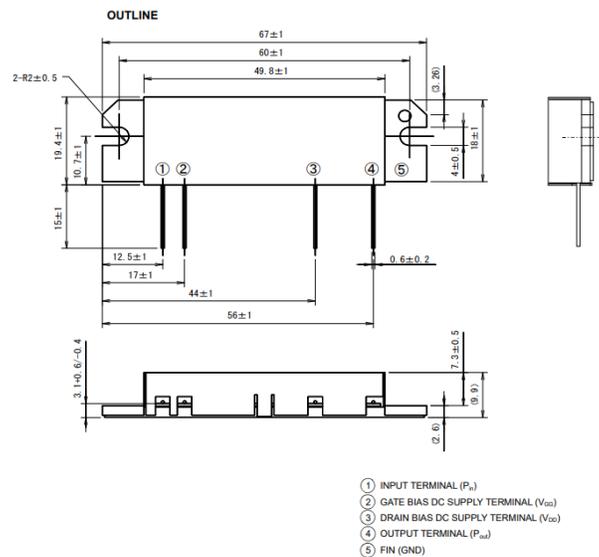


Figura 3. Dimensiones del MOSFET [7]

De la figura 3 se obtiene los parámetros geométricos de la placa. Estos se utilizan para poder diseñar el componente de disipación de calor. En relación se toma como base el experimento realizado anteriormente por los investigadores del laboratorio para obtener los datos experimentales de la

condición de uso real del radio donde se obtiene la siguientes graficas. Los datos se obtuvieron de una transmisión de 4 minutos con 51 segundos con una transmisión de un paquete de 4000 Bytes a una temperatura ambiente de 24° C sin protección térmica.[6]

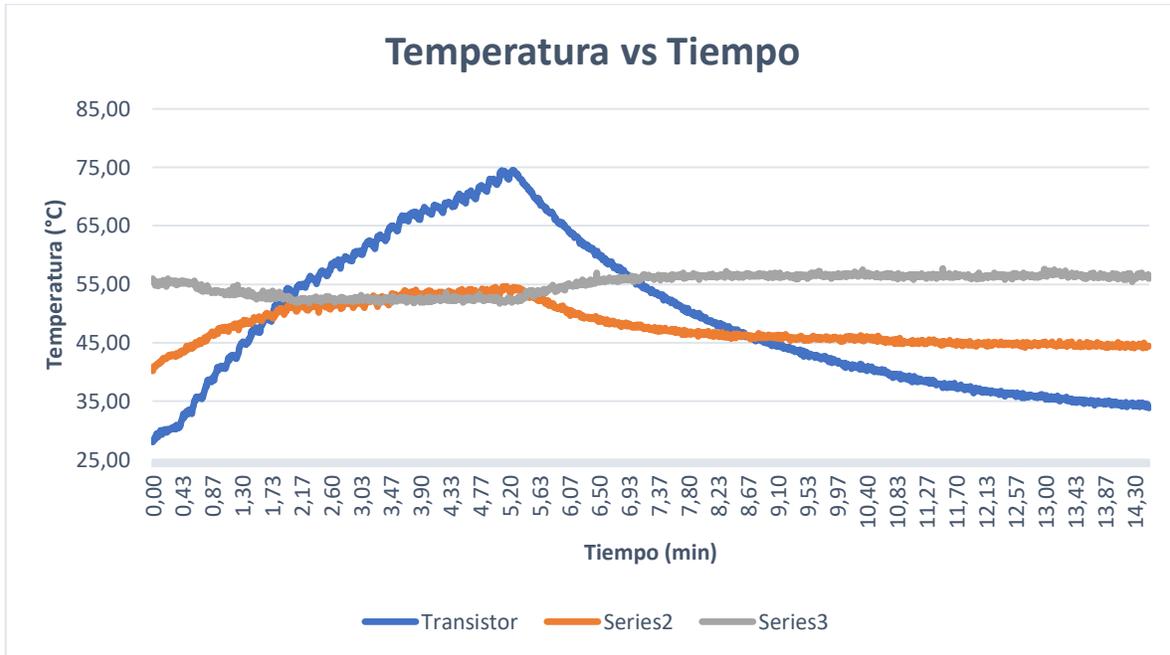


Figura 4. Gráfico temperatura vs tiempo [6]

Este grafico permite observar que en condiciones de operación el radio llega a una temperatura máxima de 75 °C en la placa MOSFET. Esta temperatura se encuentra 15 grados por encima de la temperatura de trabajo del radio, pero por debajo de la temperatura máxima de trabajo del MOSFET con fin de proteger los demás componentes del radio se debe reducir esta temperatura a 60 °C como máximo.

12.2. Selección del material

Para la selección del material se deben considerar los materiales que mejor conductividad térmica posean. Entre los materiales con mejor transferencia térmica sobresalen el oro, la plata, el cobre y el aluminio. Entre mayor sea la conductividad el material este va evacuar calor a una mayor tasa logrando que el dispositivo extraiga la energía de forma eficiente. Se observa en la siguiente imagen comparativa las diferentes conductividades térmicas de materiales.

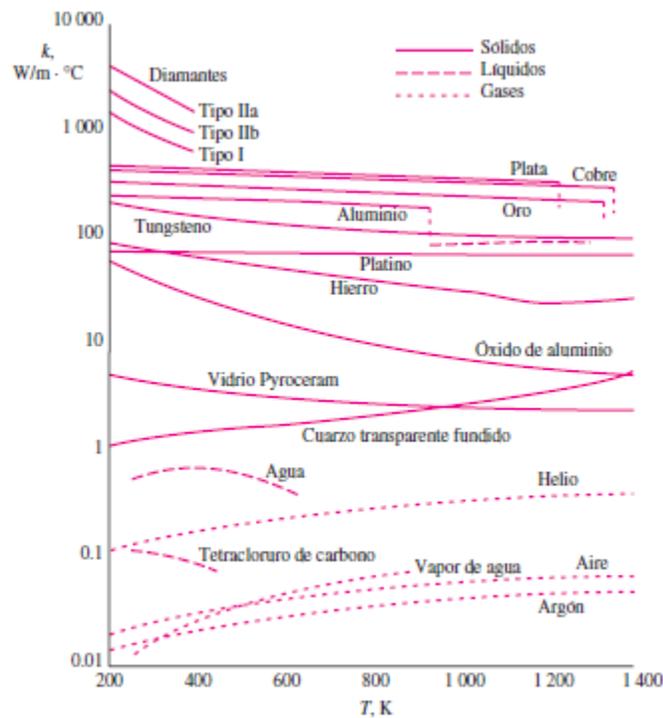


Figura 5 Imagen comparativa de diferente conductividad térmica [3]

Como se observa de la figura 5 el material con mayor conductividad es el diamante seguido de los ya mencionados plata, cobre, oro y aluminio. Se procede a realizar una selección del material más adecuado para la aplicación.

Al tratarse de un proyecto universitario se debe contemplar el precio de los materiales y la accesibilidad de poder utilizarlos. El diamante tiene un precio elevado y una baja maquinabilidad por lo que es descartado del análisis, al igual que la plata y oro tienen costos muy elevados para ser contemplados en el diseño. En aplicaciones ingenieriles e industriales se utilizan mayormente el cobre y el aluminio para disipadores de calor por su buena conductividad, precio accesible y buena maquinabilidad para elaborar geométricas que se adapten a las diferentes necesidades industriales.

Tabla 3 Comparación entre cobre y aluminio sin aleación [3]

	Cobre	Aluminio
Densidad (Kg/m ³)	8933	2702
Punto de fusión (°K)	933	1358
Conductividad térmica (W/mK)	401	237
Precio por libra (\$)	4.35	2.68

Como se observa en la tabla anterior el cobre tiene mejor conductividad térmica pero mayor densidad y el aluminio tiene una conductividad térmica y densidad menor. Es importante el tema

de la densidad ya que este puede afectar a los soportes que se utilizan y someter a una carga mecánica los componentes de la placa del radio. Si el dissipador es muy robusto puede generar problemas mecánicos. También de la tabla se observa la diferencia de precio es casi el doble en el cobre en comparación con el aluminio.

Otro factor a tomar en cuenta es que en esta tabla se tabularon valores de materiales puros las cuales son situaciones ideales. En la industria se utilizan aleaciones, las cuales poseen menor conductividad térmica que los elementos puros [3]. Por ejemplo, la aleación 2024-t6 tiene una conductividad térmica de 177 W/mK mientras que la aleación de bronce comercial (90% Cu, 10% Al) tiene una conductividad térmica de 52 W/mK [3]

La disponibilidad del material es un parámetro a tomar en cuenta ya que se debe disponer de un tocho de un volumen considerable para poder maquinar y dar la forma requerida al diseño que se va a realizar. Esta sección se retoma más adelante en la sección de validación.

12.3. Condiciones ambientales de la zona

Se estudiaron las condiciones ambientales donde se recolectaron los datos meteorológicos de la zona. Estos valores permiten conocer la incidencia de radiación solar, temperatura promedio y las condiciones del viento. Estos tres parámetros se utilizaron para obtener un modelo preciso de la zona y su intervención en el sistema de transferencia de calor.

Como se comentó anteriormente la estación remota de comunicación va estar situada en el parque nacional Palo Verde en la zona de Guanacaste. Mas específicamente se encuentra a 30 kilómetros de la ciudad de Cañas, es una zona protegida de 168.04 kilómetros cuadrados, situado entre los ríos Bebederos y Tempisque, el Parque Nacional se creó en 1980 bajo el decreto ejecutivo NO.11541 y posteriormente ratificado por la ley No.6831 el 20 de diciembre de 1982. En la siguiente tabla e imagen se detalla de forma más específica su ubicación exacta.[8]

Tabla 4. Datos de la ubicación exacta de la estación de comunicación

Latitud (DMS)	10°20'38.2''N
Longitud (DMS)	85°20'17.1''W
Altura (msnm)	10
Presión Atmosférica promedio (mbar)	1006



Figura 6. Imagen satelital de la ubicación [6]

En la tabla 4 y la imagen 6 se muestra de forma mas detallada un resumen de la ubicación geográfica de la estación.

Temperatura

Para la medición de temperatura primeramente se separan los valores diurnos de los nocturnos para evitar la afectación de los promedios. Se toma el valor crítico correspondiente a la mayor temperatura ambiental promedio de la zona para realizar el diseño.

Para el análisis se utilizaron los datos recolectados por la OTS donde se ordenaron y estudiaron para determinar los promedios correspondientes. La separación de los datos se realizó descartando los datos que van desde las 6 pm hasta las 6 am y se utilizan los valores restantes donde se obtienen los valores de la siguiente tabla.

Tabla 5. Temperatura promedio desde 1/7/2020 al 31/7/2021

Temperatura del aire	Valores de temperatura °		
	Promedio	Valor máximo	Valor mínimo
Diurna	29.25	36.98	19.69
Día completo	27.75	36.98	19.69

Velocidad y dirección del viento

Para el estudio del viento y su dirección es importante recalcar que es una cantidad vectorial compuesta por dirección y magnitud. Su dirección se representa en grados dextrórum, es decir en sentidos de las agujas del reloj, donde el Norte está representado por el grado 0° y los 90°

representan el Este. Para este caso la resolución de los datos es de 10 grados para la dirección y de 0,5 m/s en la medida de la magnitud del viento.

Tabla 6. Velocidad y dirección promedio desde 1/7/2020 al 31/7/2021

Velocidad Promedio (m/s)	2.46
Velocidad Máxima (m/s)	7.95
Dirección Promedio (grados)	118.02
Desviación estándar Promedio en la dirección	21.95

Estos datos corresponden únicamente a los valores del viento durante el día. Se puede observar de los datos que el viento promedio durante el día es de 2.46 m/s con una dirección aproximada hacia el Noreste.

Radiación solar

De la recopilación de datos obtenidos por la estación meteorológica se obtuvo la radiación solar incidente durante el día. De estos valores se obtiene el siguiente cuadro resumen de las condiciones de radiación diurna en la zona de interés.

Tabla 7. Radiación promedio desde 1/7/2020 al 31/7/2021

Variable	Promedio	Máxima
Radiación Solar W/m ²	402.09	1174

12.4. Modelo del problema

Partiendo de las investigaciones realizadas por el SETECLab se realiza un primer diseño para ejecutar los cálculos de transmisión térmica. Este diseño posteriormente va ser estudiado y validado con el fin de poder obtener un diseño óptimo.

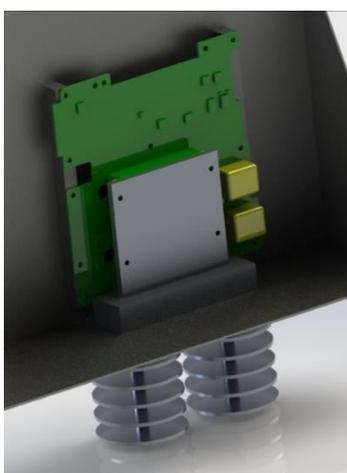


Figura 7. Diseño propuesto inicialmente [Elaboración propia]

De la ilustración anterior se puede observar la ubicación de la placa del radio la cual se dispone en la esquina inferior derecha del gabinete. Se debe cumplir con algunas restricciones de funcionalidad que se mencionan a continuación: debe colocarse próximo a un borde para que la distancia entre la antena y la placa sea la menor posible, además el radio está dividido en dos placas y se debe de disponer de un fixture para su implementación el cual no es contemplado en este trabajo. Partiendo de esta distribución. Se diseño un primero modelo para poder realizar los cálculos correspondientes a la transferencia a de calor y así poder iterar el resultado hasta llegar a una solución global.

12.5. Cálculo de la conducción

Para el cálculo de la transferencia de calor se tiene una potencia máxima de entrada en el dispositivo. Como se comentó anteriormente se tiene de condiciones iniciales que los componentes del radio admiten una temperatura máxima de operación y una temperatura ambiente promedio de la zona durante el día. Con estos datos se calcula el valor máximo de la resistencia térmica del disipador que permita satisfacer estas condiciones.

Primeramente, se tiene en condiciones estacionarias y simplificadas que el transistor está disipando 10 W de potencia con un límite de temperatura para evitar la falla térmica de 60 °C. El dispositivo se encuentra a temperatura ambiente de 29.25 °C. Utilizando la ecuación de convección se puede determinar la resistencia máxima que puede tener el disipador de calor a utilizar para cumplir los parámetros de diseño iniciales.

Utilizando la ecuación de convección:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} \text{ ecuación [1Conveccion]}$$

Sustituyendo los valores del caso específico

$$10 \text{ W} = \frac{(60 - 29.25)^\circ\text{C}}{R}$$

Resolviendo esta ecuación, R nos da un valor de:

$$R = 3.075^\circ\text{C}/\text{W}$$

Por lo tanto, con este valor de la resistencia térmica varía según el material y geometría del dispositivo. Se realiza el cálculo para la aleación de aluminio 6061 T6.

El disipador a utilizar en el cálculo es el establecido en la sección anterior del modelo del problema. Se tienen 3 resistencias conductivas según el modelo propuesto. Se procede a calcular las resistencias de cada una de las placas con la siguiente ecuación.

$$R = \frac{L}{kA}$$

Y la resistencia convectiva con la siguiente ecuación y un valor h de 5 W/m°C por convección natural

$$R = \frac{1}{hA}$$

El flujo de calor se sabe que en el modelo es volumétrico y tiene componentes en los 3 ejes sin embargo por el diseño se busca expulsar el calor hacia abajo y se promueve este flujo de energía con el diseño. Se toma como un diseño en serie de 3 resistencias correspondientes a cada geometría del diseño propuesto. La memoria de los cálculos se encuentra en los anexos en la sección 17.1.1 y los valores obtenidos se presentan en la tabla 9.

Tabla 9. Valores calculados para las resistencias del disipador

Nombre	Resistencia (°C/W)	Geometría (l x a x s) m
R1	0.235	0.07x0.056x0.02
R2	0.04705	0.10x0.024x0.03
R3	0.1470	0.10x0.10x0.04
R4	6.25	0.10x0.10x0.04
Resistencia Total	6.67	

Como se observa para la geometría descrita la resistencia está por encima de la resistencia máxima admisible para disipar los 10 W de potencia el máximo según la ficha técnica de los MOSFET.

12.6. Cálculo de la eficiencia de las aletas

Como se pudo observar en secciones anteriores la resistencia convectiva era muy alta y no permitía evacuar los 10 W de potencia del disipador, por lo tanto, se realizó la mejora de disponer de aletas de aluminio en el cuerpo del disipador para disminuir su resistencia. Para el cálculo se plantean aletas de 2 mm de espesor, 30 mm de largo y 100 mm de ancho. Se realiza el cálculo del espaciamiento óptimo de las aletas. El procedimiento de los cálculos se encuentra en los anexos en la sección 17.1.2 y los valores obtenidos se presentan en la tabla 10

Tabla 10. Valores utilizados y resultados para el cálculo del espaciamiento óptimo entre aletas.

Variable	Valor	Unidad	Ecuación utilizada
T_s	43.53	°C	Parámetro de diseño
g	9.81	m/s^2	Parámetro de diseño
β	1/309.4	1/K	Parámetro de diseño
T_∞	29.25	°C	Parámetro de diseño
Pr	0.7268	N/a	Tabla
ν	1.655×10^{-5}	m/s	Tabla
k	0.02625	$W/m^\circ C$	Tabla
S_{optimo}	0.008	m	(2.3)

De los datos de la tabla 10 se obtiene el diseño de las aletas finales para el sumidero de calor además se obtuvo un coeficiente convectivo de 4.18 W/m°C en las aletas. En la siguiente figura se muestra el diseño final del sumidero con las aletas.

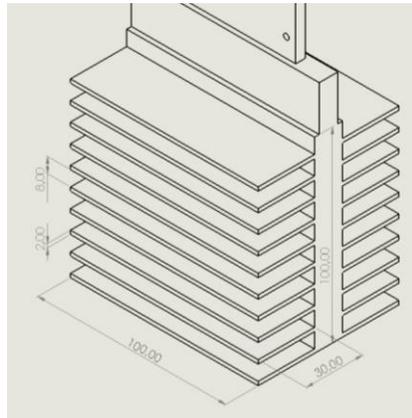


Figura 8. Geometría de las aletas [elaboración propia]

Con el sumidero diseñado se procede al cálculo de su eficiencia y el cálculo del nuevo valor de disipación convectiva en la zona de interés. Los cálculos realizados se muestran en detalle en la sección 17.1.3 y los resultados obtenidos se presentan a continuación:

Tabla 11. Valores utilizados y resultados para el cálculo de la eficiencia y flujo de calor.

Variable	Valor	Unidad	Ecuación utilizada
t	0.032	m	Parámetro de diseño
w	364.9	m	Parámetro de diseño
L	302.4	m	Parámetro de diseño
$A_{sin\ aleta}$	0.032	m^2	Parámetro de diseño
$\dot{Q}_{sin\ aleta}$	10	W	(2-5)
η	0.98	N/A	Tabla 3-14
A_{aleta}	0.0062	m^2	(2-7)
\dot{Q}_{aleta}	1.898	W	(2-8)
$A_{libre\ de\ aleta}$	0.0008	m^2	(2-9)
$\dot{Q}_{libre\ de\ aleta}$	0.25	W	(2-10)
$\dot{Q}_{total\ de\ aleta}$	42.96	W	(2-11)
ε	4.29	N/A	(2-12)

Como se observa en la tabla 11 se da un incremento de 4.29 veces en la disipación de energía con la utilización de las aletas propuestas.

12.7. Cálculo de la radiación

Para el cálculo del flujo de calor que se expulsa en la parte externa por radiación se tomó como parámetro que el disipador va esta anodizado de color negro. Esto aumenta su emisividad al tener un comportamiento de cuerpo negro, de las tablas de emisividad del libro de transferencia de calor

se tomó un valor de 0.8 a 300 K. [5]. El procedimiento utilizado en detalle se encuentra en la sección 17.1.4 de los anexos.

Tabla 12. Valores utilizados y resultados para el cálculo de flujo de calor por radiación externa.

Variable	Valor	Unidad	Ecuación utilizada
ε	0.8	N/A	Tabla
σ	5.67×10^{-8}	$W/m^2 K^4$	Constante
A_s	0.14	m^2	Parámetro de diseño
T_S con aletas	316.6	K	Parámetro de diseño
$T_{alrededores}$	302.4	K	Parámetro de diseño
\dot{Q}_{Rad}	10.69	W	(3-1)

Como se observa de la tabla 12 se obtuvo un flujo de calor por radiación de 10.69 W para la superficie con aletas diseñada en las secciones anteriores. El cálculo para la radiación en la parte interna se muestra a continuación.

Para el cálculo de la radiación interna del dispositivo se utilizaron los valores de radiación solar incidente recolectados en las secciones anteriores. Se calculó como esta radiación calienta una lámina de acero recubierta con pintura acrílica para obtener la temperatura de los alrededores y el cálculo de la temperatura de superficie se calcula suponiendo que la convección interna es tan poca que la temperatura máxima obtenida es la misma que en la superficie interna. La memoria de los cálculos aplicados se encuentra en la sección 17.1.4 de los anexos y en la siguiente tabla se muestran los valores utilizados y los resultados obtenidos.

Tabla 13. Valores utilizados y resultados para el cálculo de flujo de calor por radiación interna.

Variable	Valor	Unidad	Ecuación utilizada
T_∞	29.25	°C	Parámetro de diseño
$\dot{Q}_{incidente}$	402	W/m^2	Parámetro de diseño
α_s	0.26	N/A	Parámetro de diseño
$h_{gabinete}$	5	$W/m^2 C$	Parámetro de diseño
T_S gabinete	42.11	°C	(3-2)
R_T	1.936	°C/W	Parámetro de diseño
ε	0.8	N/A	Tabla
σ	5.67×10^{-8}	$W/m^2 K^4$	Constante
A_s	0.14	m^2	Parámetro de diseño
T_S sumidero	43.45	°C	(1-1)
\dot{Q}_{Rad} interno	0.048	W	(3-1)

Para la pérdida de calor por radiación interna se tiene un valor de 0.048 W que son disipados hacia el gabinete

12.8. Cálculo de la convección natural

Para realizar una aproximación del modelo se va calcular la convección natural de la zona con los datos meteorológicos obtenidos para lograr un modelo más cercano a las condiciones reales de funcionamiento del dispositivo. El cálculo del desarrollo esta en la seccion17.1.5 y los resultados en la siguiente tabla.

Tabla 14. Valores utilizados y resultados para el cálculo de coeficiente de convección externa

Variable	Valor	Unidad	Ecuación utilizada
g	9.81	m/s^2	Parámetro de diseño
β	$\frac{1}{333.65}$	$\frac{1}{K}$	Parámetro de diseño
L_c	0.1	m	Parámetro de diseño
T_s	91.75	$^{\circ}C$	Parámetro de diseño
T_{∞}	29.25	$^{\circ}C$	Parámetro de diseño
T_f	60.5	$^{\circ}C$	Parámetro de diseño
v	1.896×10^{-5}	m/s	Tabla
k	0.02808	$W/m^{\circ}C$	Tabla
Pr	07202	N/A	Tabla
h	5.93	$W/m^{\circ}C$	(4-3)

Realizando el cálculo da como resultado un valor de coeficiente de convección natural de 5.93 $W/m^{\circ}C$. A continuación, se presenta un estudio del coeficiente de conducción considerando la velocidad del viento promedio de la zona geográfica. Los resultados se muestran en la siguiente tabla y la memoria de cálculos en la sección 17.1.6 de los anexos.

Tabla 15. Valores utilizados para el cálculo de coeficiente de convección externa

Variable	Valor	Unidad	Ecuación utilizada
L	0.1	m	Parámetro de diseño
V	2.46	m/s	Parámetro de diseño
v	1.89×10^{-5}	m/s	Parámetro de diseño
Re	12974.68	N/A	(4-3)
Nu	69.81	N/A	(4-4)
h	19.60	$W/m^{\circ}C$	(4-5)

12.9. Validación del Diseño propuesto

En esta sección se va realizar un análisis de los resultados obtenidos en todas las secciones anteriores utilizando los valores calculados y así poder realizar y ejemplificar la solución a la problemática propuesta. Primeramente, se realizó un modelo computarizado del diseño utilizando en el programa Solid Works donde se llegó al resultado que se muestra en la siguiente imagen utilizando los valores obtenidos de la sección 12.5 y 12.6



Figura 9. Modelo propuesto [Elaboración propia]

Este primer modelo es un dispositivo fabricado en aleación de aluminio 6061 T6. A continuación, se muestra una tabla resumen con los parámetros geométricos y físicos más relevantes del modelo.

Tabla 16. Parámetros físicos y geométricos del primer modelo.

Parámetro	Valor	Unidades
Densidad	2700	kg/m^3
Peso	1.81	kg
Área superficial	0.18	m^2
Altura	0.18	m
Ancho	0.1	m
Largo	0.1	m

Como se deduce la tabla 16 es un modelo robusto y pesado. El peso no es un parámetro restrictivo en esta investigación sin embargo es un factor a tomar en cuenta. Puede ocasionar complicaciones como dañar el gabinete, inclusive la placa del radio se puede ver afectada por soportar el peso de un dispositivo tan grande. El peso también implica mayor cantidad de material por lo que el costo aumenta. Añadido a esto al ser una pieza tan grande y esta se debe maquinar la remoción de material es mayor y el coste de maquinado va en aumento en función del tiempo que se tarde en remover todo el material. Se realiza una simulación del dispositivo para verificar su funcionalidad a continuación se presenta una tabla con los parámetros utilizados en la simulación.

Tabla 17. Parámetros utilizados en la simulación.

Parámetro	Valor	Unidades
h	4.18	$W/m^{\circ}C$

T_{amb}	29.25	°C
ε	0.8	N/A
Potencia	10	W

Con los valores de la tabla 17 se realiza el modelo matemático del sumidero y se simula tomando como parámetros: el coeficiente de convección obtenido en el cálculo de las aletas en la sección 12.6, la temperatura ambiente de los datos meteorológicos de la sección 12.3 y la emisividad del aluminio anodizado en color negro de tablas. La potencia máxima que puede disipar el radio como entrada de calor de la sección 12.1. Con estos valores se obtiene el siguiente diagrama de temperaturas en el sumidero.

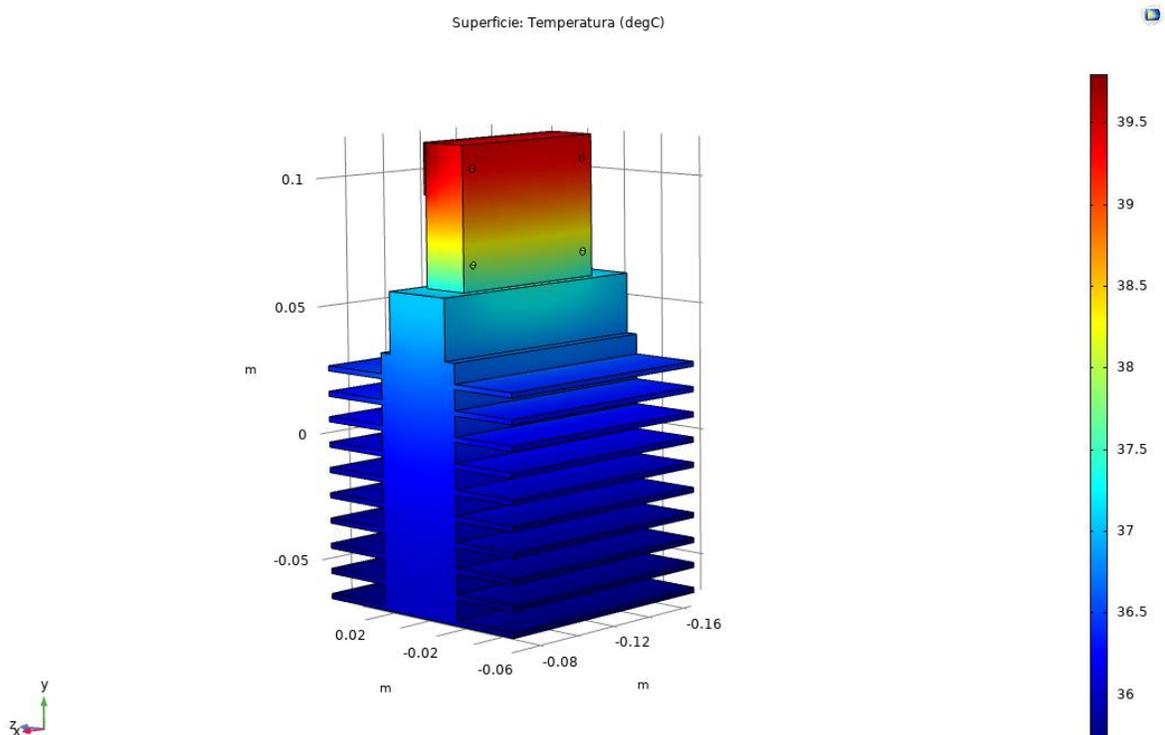


Figura 10. Simulación del primer diseño en COMSOL Multiphysics [Elaboración propia]

Para esta Primera simulación se obtiene una temperatura máxima de 39.8 °C en la parte superior del modelo. En la sección superior es donde entra el calor y además la convección es muy baja ya que esta sección está en un ambiente sellado donde la corriente de aire es mínima. La radiación con las paredes del gabinete no se contempló ya que el aporte es mínimo como se determinó en la sección 12.7. De esta sección se deduce que la temperatura superficial interna y la temperatura superficial del gabinete calentado por la radiación solar es un valor muy cercano por lo que el aporte en la transferencia de calor es despreciable.

Del modelo se obtiene que es funcional y se puede utilizar para disipar los 10 W de energía en régimen estacionario lo que da un factor de seguridad amplio ya que se tiene una ventana de comunicación máxima con el satélite de 5 minutos y fue evaluado en régimen estacionario.

Con el fin de reducir costos y evitar un fallo en los componentes por el peso del disipador se optimiza el área de los bloques del sumidero. Se reduce el peso total del dispositivo y posterior al nuevo diseño se validan los cambios con otra simulación.

Como se observó en las otras secciones la mayor resistencia térmica era la convectiva que tenía un valor superior al mínimo para disipar los 10 W. Con la inclusión de las aletas esta resistencia disminuyó al punto de que en la simulación la temperatura máxima es de 39.8 °C, por lo tanto, se abre una ventana que permite variar las geometrías y calcular la nueva resistencia para diseñar un segundo modelo que permita disipar los 10 W. Para el rediseño las geometrías se dividen en 2: las geometrías fijas que van ligadas a los componentes y espaciamiento físico del radio es decir esta no pueden ser modificadas porque afecta la distribución de los componentes de la placa del radio y las geometrías variables que son las áreas transversales al flujo de calor, específicamente el espesor de bloques ya que el largo es dependiente del tamaño del chip. La nuevas resistencias y áreas se presentan a continuación son las siguientes.

Tabla 18. Nuevos cálculos de resistencia y área para el sumidero

Nombre	Resistencia (°C/W)	Geometría (l x a x s) m
R1	0.5882	0.07x0.056x0.008
R2	0.1764	0.10x0.024x0.008
R3	0.4901	0.10x0.10x0.012
R4	1.7088	0.14 (aletas)
Resistencia Total	2.963	

De la tabla 18 se obtiene las nuevas geometrías combinadas a la geometría de la aleta anterior, se diseña un segundo modelo menos eficiente para la transferencia de calor, pero considerablemente menos robusto. Por lo que su fabricación y riesgo de afectar los dispositivos por el peso disminuye y sigue siendo funcional disipando los 10 W. El nuevo diseño se presenta a continuación.

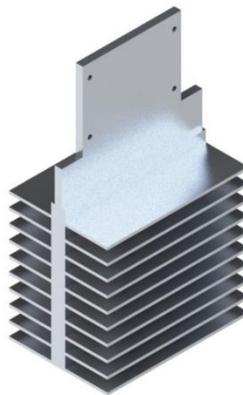


Figura 11. Segundo modelo propuesto [Elaboración propia]

Como se observa de la figura 11 el diseño se redujo en los espesores mientras que las aletas se mantienen igual al diseño original. Con estas reducciones de los espesores de los bloques se logró disminuir en un 55% su peso. El dispositivo paso de pesar 1.8 kg a pesar 0.800 kg y por el cálculo de las resistencias sigue disipando los 10 W. Se realiza una simulación para verificar que esta nueva temperatura superficial no sea mayor de 60 °C y se espera que sea un valor mayor de 39.8 °C por el aumento en la resistencia total del sistema. El diagrama de temperaturas superficiales obtenido se muestra a continuación.

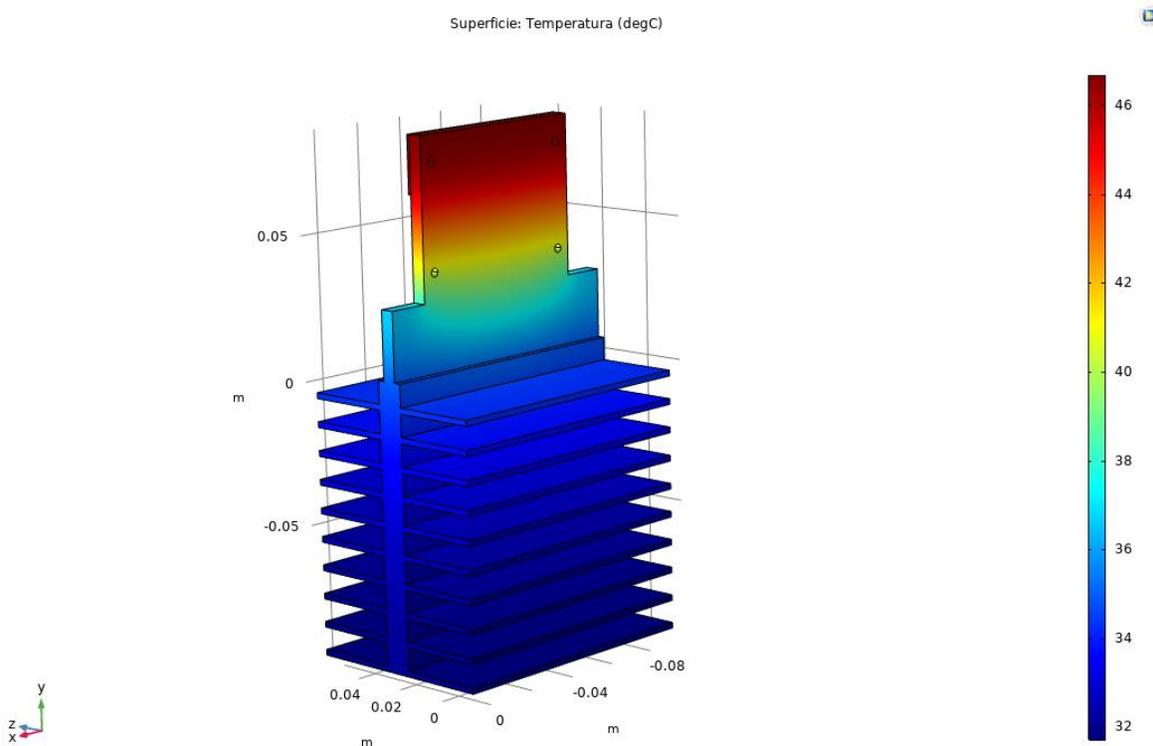


Figura 12. Simulación de segundo diseño en COMSOL Multiphysics [Elaboración propia]

La simulación muestra el diagrama de temperaturas superficiales en el diseño. Se logró disipar de forma eficiente dentro de los parámetros de operación establecidos por las fichas técnicas de los componentes. Se obtuvo una temperatura máxima de 46.8 °C la cual es menor al valor crítico de diseño. Se deduce que el segundo diseño protege térmicamente la placa del radio para los valores de operación descritos.

Dado que las simulaciones dan resultados positivos en términos de disipación de calor se toma la decisión de seleccionar el aluminio como material para su fabricación. El otro material optativo es el cobre, pero este se descarta al ser de mayor densidad y costo. La aleación de aluminio obtuvo un diseño funcional a menor costo por ende se determina como el material a utilizar. Se realizó una búsqueda de proveedores para ambos materiales. El resultado de la búsqueda arroja que el cobre presenta adicionalmente una dificultad en su acceso en geometrías como la del diseño propuesto mientras que el aluminio 6061 es de más fácil acceso en tochos de gran volumen.

En el caso de estudio no se contempló el aporte en la extracción de calor de la radiación y convección interna del gabinete debido a que es un gabinete sellado por lo tanto la convección natural en el interior es muy baja por la ausencia de corrientes de aire y el área reducida del modelo en esta zona. Además, se analiza que se tiene un modelo funcional y estas dos físicas ayudarían a evacuar mayor cantidad de calor por lo que no afectaría la eficiencia del dispositivo, sino que aumentaría la funcionalidad del mismo.

Partiendo del principio del cálculo la temperatura superficial de secciones anteriores la temperatura del gabinete a partir de la radiación solar absorbida es un valor menor al de la temperatura de superficie por lo que se concluye que el calor del disipador fluye hacia las paredes del gabinete y de ahí al ambiente. Retomando lo expuesto en el párrafo anterior el cálculo de la radiación interna requiere de un nivel mayor de complejidad para la simulación por lo que no se tomó en cuenta en la validación del diseño. Esto no afecta el comportamiento del modelo en forma negativa ya que es un mecanismo de extracción de calor adicional lo que se va reflejar en una mejora para el modelo propuesto es decir las temperaturas en todo caso se van a mantener por debajo del límite funcional establecido sin contemplar este mecanismo de transferencia de calor.

13. Propuesta de manufactura y costos de elaboración

Posterior al diseño del sumidero térmico se procede a realizar un cálculo para obtener una aproximación del costo del dispositivo y proponer un proceso por el cual sea manufacturado el diseño. En esta sección se va discutir la selección del proceso y los cálculos de costo de fabricación aproximado.

Para fabricar el modelo se parte de una geometría de barra cuadra con un lado de 4 pulgadas y un largo de 185 mm, realizando el cálculo se obtiene un peso inicial de 5 kg. Este tocho inicial se calcula con sobremedida para poder ser maquinado y llevarse a medida conforme se van maquinando la pieza.

Partiendo de la geometría inicial del tocho el cual se va maquinar y dar forma al sumidero. Se estima un costo de material el cual se buscó bibliográficamente y diferentes mercados para obtener un precio promedio de 2.85 \$/kg. Por lo tanto, el coste de material de una pieza como la indicada anteriormente es de 14.25 \$, pasando el precio a la moneda local se proyecta un valor de materia aproximadamente de 9200 colones

El factor que más aumenta el precio es el proceso de maquinado donde se debe contemplar las horas del técnico que realiza la operación, el consumo energético y el tiempo de maquinado. A continuación, se presenta una tabla con los volares establecidos para estos parámetros.

Tabla 19. Costos operacionales de fabricación.

Nombre	Costo
Horas técnico	4700 ¢/h
Tiempo de maquinado	6 horas
Consumo eléctrico	66 kWh

Para los valores de la tabla 19 se tomaron los valores del salario mínimo del ministerio de trabajo para un técnico de un taller de precisión, el tiempo se calculó con un software de la página web de

un suplidor de herramientas de corte para fresadora y el consumo eléctrico es un promedio de varias fichas técnicas consultadas de distintas fresadoras y se calculó el consumo de 6 horas de trabajo. Sumando los gastos se obtiene un costo operacional por las 6 horas de aproximadamente 36 200¢. Por lo tanto, el precio aproximado de fabricación para el sumidero propuesto es de 45 400¢.

Para le proceso de manufactura se estableció un proceso propuesto el cual es realizo en 2 montajes con una prensa de banco en la fresadora y posteriormente se realizan los taladrados en la misma maquina el proceso detallado se encuentra en los anexos y se obtuvo que se puede realizar en 2 montajes y 5 pasos.

14. Conclusiones

- Se diseñó un sistema de transferencia que permite disipar 10 W de potencia de forma estacionaria bajo los parámetros de funcionamiento técnicos y ambientales.
- El prototipo realizado permite disipar la energía sin que la superficie del mismo llegue a una temperatura mayor de 60 °C para resguardar los componentes electrónicos de la estación de comunicación.
- Se realizo un modelo matemático que permite evaluar el comportamiento del sumidero de calor a diferentes parámetros operativos y ambientales; como la potencia de entrada la temperatura ambiente, el coeficiente de convección y emisividad del sumidero.
- Se determinó que el disipador de calor se puede manufacturar en una aleación de aluminio 6061 T6 bajo las condiciones críticas de trabajo. Este va a disipar la potencia de 10 W y la temperatura máxima en su superficie es menor de los 60 °C.
- Se determinaron los parámetros ambientales de la zona geográfica como la temperatura promedio la radiación solar y magnitud y dirección del viento, además se demostró como estos se relacionan con la transferencia de calor en el sistema.
- Se propone un proceso de manufactura de 2 montajes y 5 etapas para obtener la pieza diseñad en la aleación de aluminio 6061 T6
- Se obtuvo el costo estimado del diseño propuesto con un valor de 45 400 ¢

15. Referencias bibliográficas

- [1] KENWOOD. TM-D710A/D710E SERVICE MANUAL. Japon, Kendwood Corporation, 2007
- [2] The RigPix Database. Kenwood TM-D710E. 2014 [Online]. Obtenido de: <http://www.rigpix.com/kenwood/tmd710e.htm>
- [3] Y. Cengel. Transferencia de Calor y Masa. Un enfoque práctico. México, D.F, Mc Graw-Hill, Tercera Edición, 2011
- [4] Chapra, S. C., Canale, R. P., Ruiz, R. S. G., Mercado, V. H. I., Díaz, E. M., & Benites, G. E. (2011). Métodos numéricos para ingenieros (Vol. 5). McGraw-Hill.
- [5] COMSOL - Software for Multiphysics Simulation. (n.d.). Retrieved September 2, 2021, from <https://www.comsol.com/>
- [6] Gutiérrez-Alfaro, D. (2020). Diseño del sistema termo-mecánico para la estación remota de monitoreo del Parque Nacional Palo Verde de la misión científica GW-Sat.
- [7] MITSUBISHI Electric. Silicon RF Power Modules. Junio, 2019 [Online]. Obtenido de: <http://www.mitsubishielectric.co.jp/semiconductors/content/product/highfrequency/siliconrf/module/ra60h4452m1.pdf>
- [8] Áreas Protegidas y Parques Nacionales de Costa Rica. Parque Nacional Palo Verde. Junio 30, 2013[Online]. Obtenido de: <https://areasyparques.com/areasprotegidas/parque-nacional-palo-verde/>
- [9] OTS. Meteorological data, GPS data and Hydrological Data's. [Online]. Obtenido de: <https://anetium.ots.ac.cr/meteoro/default.php?pestacion=1>
- [10] Hoffman. Gabinete de Montaje en Pared. USA, Pentair, Technical Productos, 2012 [Online]. Obtenido de: http://www.absatraining.com/articulos_doctos/images/16092_M500500225G.pdf

16. Bibliografía Consultada

Acón, S. G., Espinoza, L. A. D., Liang, J., Hernández, F. M., Fuentes, W. M., Padilla, H. O., ... & Granados, B. S. (2012). Modelación y simulación de disipadores de calor para procesadores de computadora en COMSOL Multiphysics. Tecnología En Marcha, 25(3), 4.

E. Castro. Manual de Procedimientos para las Estaciones Meteorológicas. Sarapiquí, OTS, Departamento Científico de La Selva y Manejo de Información, mayo, 2008 [Online]. Obtenido de: <https://archive.tropicalstudies.org/meteoro/files/manual.pdf?pestacion=2>

Groover, M. P., Aguilar, J. E. A., Lopez, U. F., & Palafox, F. J. S. (2014). Introducción a los procesos de manufactura. McGraw Hill Education.

Díaz, D. C., & Arriaga, J. C. C. (2014). Diseño óptimo de un disipador de calor para luminaria LED mediante moderación modelación computacional-Optimal thermal design of a LED heat sink through computational modelling. ReCIBE, Revista electrónica de Computación, Informática, Biomédica y Electrónica, 3(1), VII-VII.

A. Escudier. Estudio del comportamiento térmico y refrigeración del motor eléctrico para una motocicleta. Madrid, España, Trabajo de Fin de Grado, Grado Ingeniería Mecánica, Universidad Politécnica de Madrid, 2019 [Online]. Obtenido de:

http://oa.upm.es/54419/1/TFG_AITOR_ESCUDIER_MARTINEZ.pdf

Andrade Acosta, L. G., & Masabanda Narváez, M. D. (2012). Diseño y construcción de un equipo para el análisis de Transferencia de Calor por radiación y convección combinadas para el Laboratorio de Transferencia de Calor (Bachelor's thesis, QUITO/EPN/2012).

Ramírez, W. Montealegre. Diseño de disipadores de calor con el método de optimización topológica., ResearchGate, abril, 2015 [Online]. Obtenido de:

<https://www.researchgate.net/publication/275958614>

17. Anexos

17.1. Memoria de cálculos

17.1.1. Conductividad térmica

Determinación de la resistencia máxima:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R}$$
$$10 \text{ W} = \frac{(60 - 29.25)^\circ\text{C}}{R}$$
$$R = 3.075^\circ\text{C/W}$$

Cálculo de las resistencias del primer modelo

Para R1, R2 y R3 se utilizó la siguiente formula:

$$R = \frac{L}{kA}$$
$$R1 = \frac{L}{kA} \rightarrow R1 = \frac{0.056m}{170 \frac{W}{m^{\circ}C} \times (0.07 \times 0.02)m^2} \rightarrow R1 = 0.2352$$
$$R2 = \frac{L}{kA} \rightarrow R2 = \frac{0.024m}{170 \frac{W}{m^{\circ}C} \times (0.1 \times 0.03)m^2} \rightarrow R2 = 0.04705$$
$$R3 = \frac{L}{kA} \rightarrow R3 = \frac{0.1m}{170 \frac{W}{m^{\circ}C} \times (0.1 \times 0.04)m^2} \rightarrow R3 = 0.1470$$

Para R4 se utilizó la siguiente formula:

$$R = \frac{1}{hA}$$
$$R4 = \frac{1}{hA} \rightarrow R4 = \frac{1}{5 \frac{W}{m^2^{\circ}C} \times (0.1 \times 0.04)m^2} \rightarrow R3 = 6.25$$

17.1.2. Cálculo de la separación óptima de las aletas

Para determinar la temperatura de la superficie:

$$\dot{Q} = \frac{(T_s - T_{\infty})}{R_{ext}}$$
$$T_s = \frac{\dot{Q}}{hxA} + T_{\infty}$$
$$T_s = \frac{10}{5 \times 0.14} + 29.25$$
$$T_s = 43.53$$

Cálculo de la temperatura promedio:

$$T_{prom} = \frac{(T_s + T_{\infty})}{2}$$
$$T_{prom} = \frac{(45.53 + 29.25)}{2}$$
$$T_{prom} = 36.3$$

Calculo número de Rayleigh

$$L = 0.1 \text{ m}$$

Valores de La tabla A-15 [5]

$$k = 0.02625 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$Pr = 0.7268$$

$$\nu = 1.655 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\beta = \frac{1}{309.4} \text{ K}^{-1}$$

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

$$Ra_L = \frac{9.81 \text{ m/s}^2 \times \left(\frac{1}{309.4 \text{ K}}\right) \times (43 - 29.25 \text{ K}) \times (0.1 \text{ m})^3}{(1.655 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s})^2} \times 0.7268$$

$$Ra_L = 1\,156\,832.06$$

Cálculo del S optimo

$$S_{opt} = 2.714 \frac{L}{Ra_L^{0.25}}$$

$$S_{opt} = 2.714 \frac{0.1}{(1\,156\,832)^{0.25}}$$

$$S_{opt} = 0.00827 \text{ m}$$

Cálculo de coeficiente de convección para las aletas

$$Nu = 1.307$$

$$Nu = \frac{h \times S_{opt}}{k}$$

$$h = \frac{Nu \times k}{S_{opt}}$$

$$h = \frac{1.307 \times 0.02625 \text{ W/m}^\circ\text{C}}{0.00827 \text{ m}}$$

$$h = 4.18 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}$$

17.1.3. Cálculo de la eficiencia de las aletas

Temperatura de la superficie sin aletas

$$T_s = \frac{\dot{Q}}{hxA} + T_\infty$$

$$T_s = \frac{10 \text{ W}}{4.18 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \times 0.032 \text{ m}^2} + 29.25^\circ\text{C}$$

$$T_s = 104^\circ\text{C}$$

Flujo de calor sin aletas

$$\dot{Q}_{\text{sin aleta}} = h \times A_{\text{libre}}(T_s - T_\infty)$$

$$\dot{Q}_{\text{sin aleta}} = 4.18 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \times 0.032 (104.1 - 29.25)$$

$$\dot{Q}_{\text{sin aleta}} = 10 \text{ w}$$

$$A = 0.032 \text{ m}^2$$

Cálculo de los parámetros correspondiente a las aletas

Parámetros de las aletas

$$t = 0.002 \text{ m}$$

$$w = 0.1 \text{ m}$$

$$L = 0.03 \text{ m}$$

$$L_c = L + \frac{t}{2} \rightarrow L_c = 0.031 \text{ m}$$

$$A_p = L_c t \rightarrow A_p = 0.000062 \text{ m}^2$$

Cálculo del índice de abajo del cuadro 3.42 [5]

$$\xi = L_c^{\frac{3}{2}} \times \left(\frac{h}{kA_p} \right)^{1/2}$$

$$\xi = (0.031 \text{ m})^{\frac{3}{2}} \times \left(\frac{4.18 \text{ W/m}^2\text{°C}}{170 \frac{\text{W}}{\text{m}} \times 0.000062 \text{ m}^2} \right)^{1/2}$$

$$\xi = 0.1086$$

Del cuadro 3.42 [5] se obtiene una eficiencia de:

$$\eta = 0.98$$

Cálculo de área y flujo de calor para la aleta

$$A_{aleta} = 2wL_c$$

$$A_{aleta} = 2 \times 0.1 \times 0.031$$

$$A_{aleta} = 0.0062 \text{ m}^2$$

$$\dot{Q}_{aleta} = \eta_{aleta} \times h \times A_{aleta} (T_s - T_\infty)$$

$$\dot{Q}_{aleta} = 0.98 \times 4.18 \frac{W}{m^2 K} \times 0.0062 (104 - 29.25)$$

$$\dot{Q}_{aleta} = 1.8984 \text{ W}$$

Cálculo del área y flujo de calor para zona libre

espacio entre aletas = $s = 0.008$

$$A_{libre} = w \times s$$

$$A_{libre} = 0.1 \times 0.008$$

$$A_{libre} = 0.0008 \text{ m}^2$$

$$\dot{Q}_{libre} = h \times A_{libre} (T_s - T_\infty)$$

$$\dot{Q}_{libre} = 4.18 \frac{W}{m^2 K} \times 0.0008 (104 - 29.25)$$

$$\dot{Q}_{libre} = 0.249 \text{ W}$$

Cálculo del flujo de calor total para las aletas

número de aletas = $n = 20$

$$\dot{Q}_{Total\ aleta} = n(\dot{Q}_{aleta} + \dot{Q}_{libre})$$

$$\dot{Q}_{Total\ aleta} = 20(1.898 \text{ W} + 0.249 \text{ W})$$

$$\dot{Q}_{Total\ aleta} = 42.94 \text{ W}$$

Cálculo de la efectividad de la aleta

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{Total\ aleta}}{\dot{Q}_{sin\ aleta}}$$

$$\varepsilon = \frac{42.94 \text{ W}}{10 \text{ W}}$$

$$\varepsilon = 4.294$$

17.1.4. Cálculo de la radiación con el ambiente

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{alrededores}^4)$$

Los valores escogidos de tablas y del diseño son:

$$\varepsilon = 0.8$$

$$\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{K}^4$$

$$A_s = 0.14 \text{ m}^2$$

$$\dot{Q}_{rad} = 0.8 \times 5.67 \times 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}^4} \times 0.14 \text{ m}^2 (316.6^4 - 302.4^4)$$

$$\dot{Q}_{rad} = 10.69 \text{ W}$$

17.1.5. Cálculo radiación interna

Cálculo de la temperatura de superficie del gabinete

$$T_{s \text{ gabinete}} = T_{\infty} + \alpha \times \frac{\dot{Q}_{incidente}}{h}$$

$$T_{s \text{ gabinete}} = 29.25 + 0.16 \times \frac{402}{5}$$

$$T_{s \text{ gabinete}} = 42.11$$

Cálculo del flujo de calor por radiación interna

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{alrededores}^4)$$

$$\dot{Q}_{rad} = 0.8 \times 5.67 \times 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}^4} \times 0.00632 \text{ m}^2 (316.6^4 - 315.26^4)$$

$$\dot{Q}_{rad} = 0.048 \text{ W}$$

17.1.6. Cálculos de convección natural sobre superficies.

Cálculo de la temperatura de superficie

$$\dot{Q} = \frac{(T_s - T_{\infty})}{R_{ext}}$$

$$T_s = \frac{\dot{Q}}{hx A} + T_{\infty}$$

$$T_s = \frac{10}{5 \times 0.032} + 29.25$$

$$T_s = 91.75$$

Cálculo de la temperatura de superficie

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2}$$

$$T_f = \frac{91.75 + 29.25}{2}$$

$$T_f = 60.5$$

De la tabla A-15 se obtienen los valores:

$$k = 0.02808 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$Pr = 0.7202$$

$$v = 1.896 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\beta = \frac{1}{364.94} \text{ K}^{-1}$$

$$L = 0.1$$

Se calcula el número de Rayleigh

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{v^2} Pr$$

$$Ra_L = \frac{9.81 \text{ m/s}^2 \times \left(\frac{1}{364.9 \text{ K}}\right) \times (91.75 - 29.25 \text{ K}) \times (0.1 \text{ m})^3}{(1.896 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s})^2} \times 0.7202$$

$$Ra_L = 3.681 \times 10^6$$

Cálculo del número Nusselt

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr}\right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 \times 3.68 \times 10^{6^{1/6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{0.7202}\right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu = 21.11$$

Cálculo del coeficiente de convección

$$h = \frac{Nu \times k}{L}$$

$$h = \frac{21.11 \times 0.02808 \text{ W/m}^\circ\text{C}}{0.1 \text{ m}}$$

$$h = 5.930 \text{ W/m}^2\text{C}$$

17.1.7. Cálculos de convección natural sobre superficies con Reynolds

Cálculo de Reynolds.

$$V = 2.46 \text{ m/s}$$

$$v = 1.89 \times 10^{-5} \text{ m/s}$$

$$L = 0.1 \text{ m}$$

$$Re = \frac{VD}{v}$$

$$Re = \frac{2.46 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0.1}{1.89 \times 10^{-5}}$$

$$Re = 12974.68$$

Cálculo de Nusselt

$$Nu = 2 + [0.4Re^{1/2} + 0.06Re^{2/3}]Pr^{0.4} \left(\frac{\mu_\infty}{\mu_s} \right)$$

$$Nu = 2 + [0.4 \times (12974.6)^{1/2} + 0.06 \times (12974.6)^{2/3}] 0.7202^{0.4} \left(\frac{1.872 \times 10^{-5}}{2.008 \times 10^{-5}} \right)$$

$$Nu = 69.81$$

Calculo coeficiente de convección

$$h = \frac{k}{L} Nu$$

$$h = \frac{0.02808k}{0.1} 69.81$$

$$h = 19.60$$

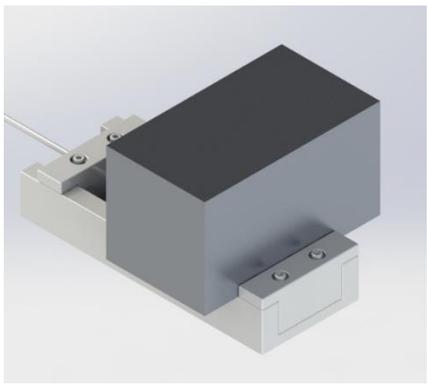
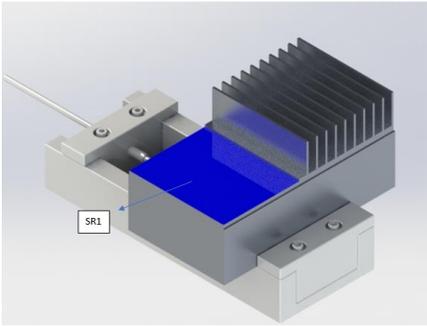
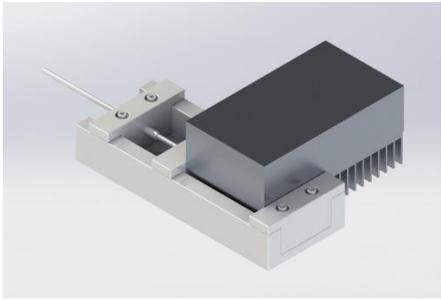
17.2. Proceso de manufactura

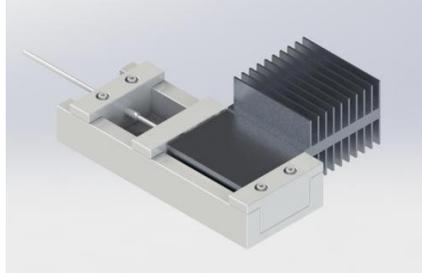
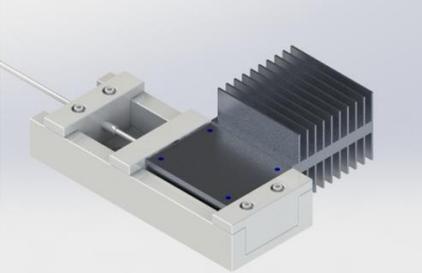
Para la construcción del sumidero se requieren los siguientes insumos del material aluminio 6061 T6:

- Se ocupa una barra cuadrada de 4 pulgadas de lado y un largo de 185 mm

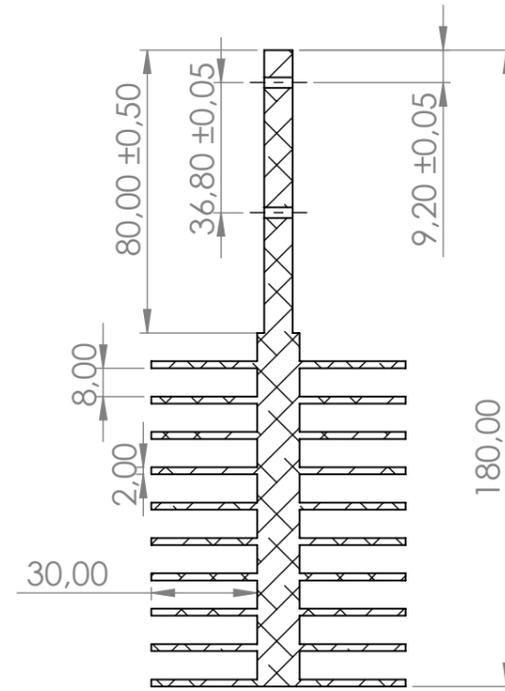
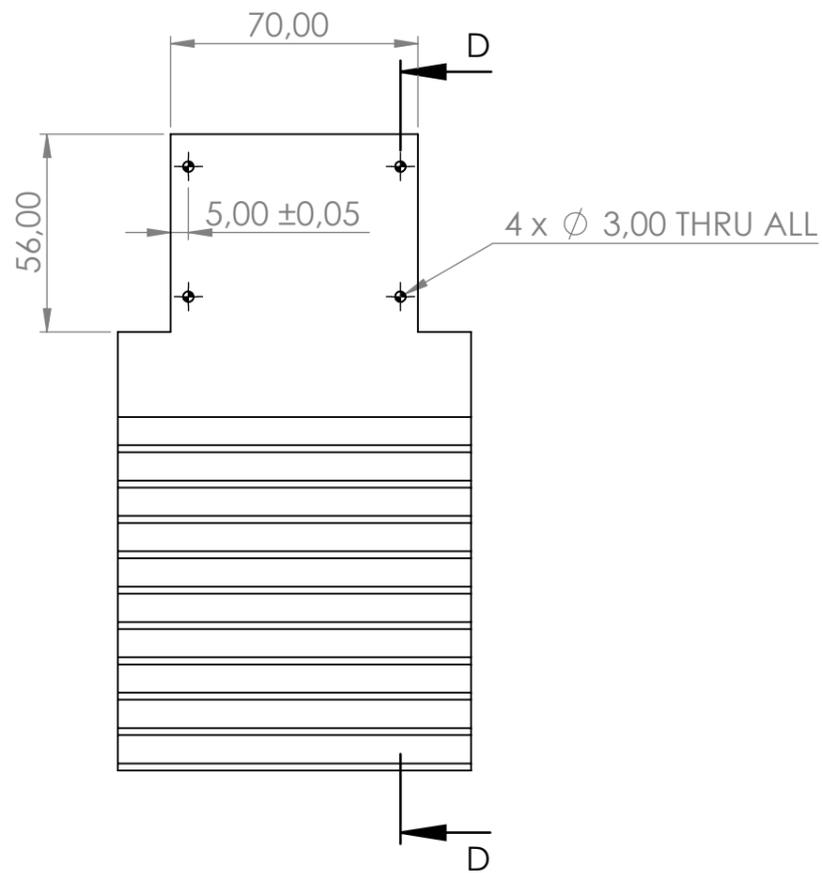
El disipador se va a realizar en una sola pieza con el fin de eliminar la resistencia de calor en las uniones.

A continuación, se muestra un proceso propuesto de fabricación del sumidero térmico

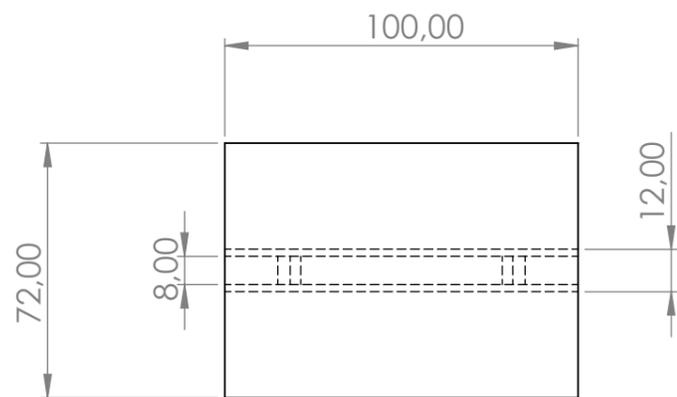
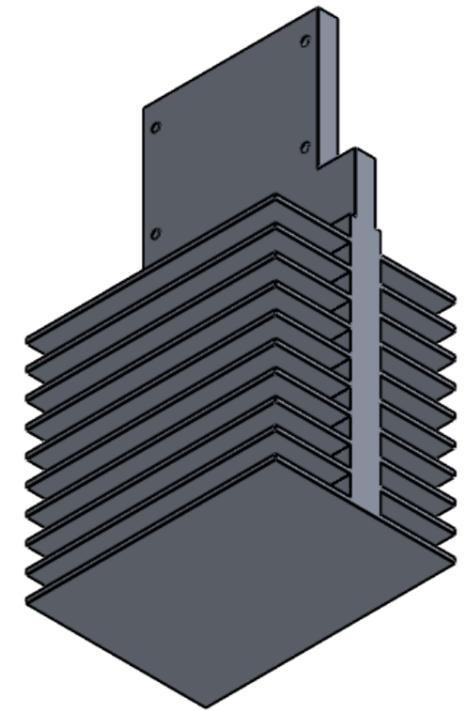
Montaje	Equipo	Operación	Sujeción	Bosquejo	Superficie de referencia
1	N/A	Sujeción	Prensa de Banco		N/A
2	Fresadora	Fresado en escuadra Y Ranurado	Prensa de Banco		N/A
3	Fresadora	Sujeción	Prensa de Banco		SR1
4	Fresadora	Fresado en escuadra y Ranurado	Prensa de Banco		SR1

					
5	Fresadora	Taladrado	Prensa de Banco		SR1

17.3. Planos de dispositivo



SECTION D-D



<h1>TEC</h1> Tecnológico de Costa Rica				Escuela de Ciencia e Ingeniería de los Materiales		Revisión:
				Curso: Proyecto final de Graduación		1
Nombre: A. Quesada Firma: Fecha: 9/11/2021 Verificó: W. Benavides Fecha: 9/11/2021 Aprobó: Fabricó: Tolerancias: Lineal: X±0,25 ,X±0,10 ,XX±0,05 ,XXX±0,001 Angular: ±0,1°				Acabado General: Anodizado Material: Aluminio 6061 T6		Parte: Disipador de calor para GWSat
Sistema:		Tolerancia en: mm Peso: 800 g	Proyecto: GWSat Unidades: mm	Escala: 1:2 Hoja 1 de 1	Formato: A3	