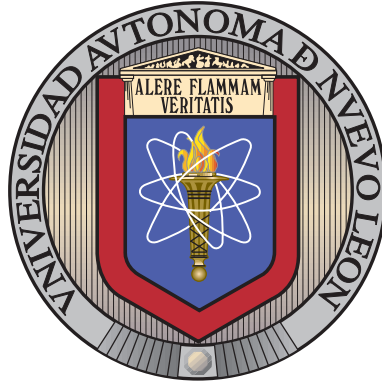


UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

POSGRADO



DISEÑO DE UN SISTEMA DE DISIPACIÓN DE CALOR QUE UTILIZA HEAT PIPES ACOPLADOS A UN GENERADOR TERMOELÉCTRICO PARA EL APROVECHAMIENTO DE ENERGÍA REMANENTE DE GASES PRODUCTO DE LA COMBUSTIÓN.

POR

ANTONIO DE JESUS SIERRA CANTU

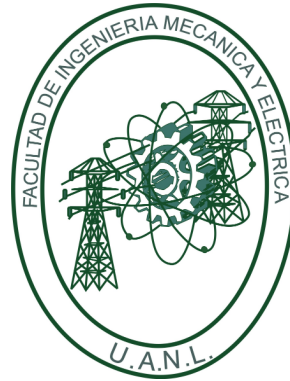
COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO DE MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA CON ORIENTACIÓN EN ENERGÍAS TÉRMICA Y RENOVABLE

MAYO 2023

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

POSGRADO



DISEÑO DE UN SISTEMA DE DISIPACIÓN DE
CALOR QUE UTILIZA HEAT PIPES ACOPLADOS A
UN GENERADOR TERMOELÉCTRICO PARA EL
APROVECHAMIENTO DE ENERGÍA REMANENTE
DE GASES PRODUCTO DE LA COMBUSTIÓN.

POR

ANTONIO DE JESUS SIERRA CANTU

COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA
CON ORIENTACIÓN EN ENERGÍAS TÉRMICA Y RENOVABLE

MAYO 2023

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica
Posgrado

Los miembros del Comité de Evaluación de Tesis recomendamos que la Tesis "Diseño de un sistema de calor que utiliza heat pipes acoplados a un generador termoeléctrico para el aprovechamiento de energía remanente de gases producto de la combustión", realizada por el estudiante Antonio de Jesús Sierra Cantú, con número de matrícula 1669498, sea aceptada para su defensa como requisito parcial para obtener el grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería con Orientación en Energías Térmica y Renovable.

El Comité de Evaluación de Tesis

Dr. Daniel de la Rosa Urbalejo *
Director

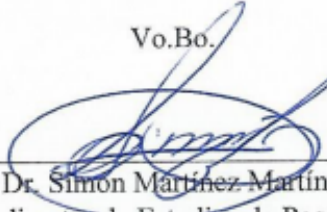
Dr. Fausto Alejandro Sánchez Cruz
Co-Director

Dr. Oscar Alejandro de la Garza de León
Revisor

M.C. Luis Fernando Rúa Mojica
Revisor

M.C. Eder Armando Aguiñaga Ramírez
Revisor

Vo.Bo.


Dr. Simon Martínez Martínez
Subdirector de Estudios de Posgrado

Institución 190001

Programa 509 509

Acta Núm. 4160

Ciudad Universitaria, a 28 de abril de 2023.

*“No existen las casualidades. Lo que nos parecen
meros accidentes emerge siempre de la fuente más profunda del destino”*

(Fredich Schiller)

*Dedico todo mi trabajo a mis padres,
quienes lo han dado todo por mí. Siempre estaré agradecido.*

ÍNDICE GENERAL

Agradecimientos	xv
Resumen	xvii
1. Introducción	1
1.1. Motivación	2
1.2. Marco Teórico.	6
1.2.1. Heat pipes.	6
1.2.2. Generadores termoeléctricos.	12
1.2.3. Recuperación de calor residual.	14
2. Estado actual del conocimiento	17
2.1. Aplicaciones de los “heat pipes” para enfriamiento y recuperación de calor.	18
2.2. Aplicación de los TEG para la recuperación de calor.	22
2.3. Revisión bibliográfica de sistemas con ambas tecnologías operando en conjunto.	26

3. Planteamiento de la tesis	29
3.1. Planteamiento del problema general	30
3.2. Hipótesis	32
3.3. Objetivos	32
3.3.1. Objetivo General	32
3.3.2. Objetivos específicos	33
4. Metodología	34
4.1. Caracterización del generador termoeléctrico	35
4.1.1. Medición de temperatura del lado caliente y temperatura del lado frío del TEG expuesto a convección natural.	35
4.2. Desarrollo de modelos de correlaciones analíticas para el diseño térmico y termohidrodinámico de los “heat pipes” que conformarán la solución pasiva.	40
4.2.1. Modelo termohidrodinámico.	42
4.2.2. Modelo térmico.	50
4.3. Dimensionamiento del sistema de disipación de calor a base de “heat pipes”.	58
4.4. Manufactura del sistema de disipación de calor a base de “heat pipes”.	65
4.5. Manufactura del túnel de viento	69
4.6. Caracterización del túnel de viento.	72
4.7. Acoplamiento del sistema de recuperación de calor al banco de pruebas SCR.	76

4.8. Experimentación en el banco de pruebas.	82
5. Resultados y conclusiones	87
5.1. Resultados de los modelos de diseño de los “heat pipes”, para la selección de estos dispositivos.	88
5.2. Resultados de la implementación de la solución pasiva.	95
5.3. Conclusiones	116
5.4. Trabajos Futuros	122

ÍNDICE DE FIGURAS

1.1. Diagrama esquemático de un “heat pipe”, a) Flujo de ambas fases del fluido de trabajo b) Vista transversal del “heat pipe”	8
1.2. Esquema de funcionamiento interno de un “heat pipe”, el cual trabaja por acción capilar.	8
1.3. Esquema de funcionamiento interno de un “heat pipe” del tipo bucle, el cual trabaja en condiciones contrarias a la dirección de la gravedad.	10
1.4. Diagrama de funcionamiento de un generador termoeléctrico por efecto Seebeck, con una carga eléctrica a la salida de voltaje del TEG.[1]	13
4.1. Esquema general de actividades generales desarrolladas	34
4.2. Diagrama esquemático correspondiente a la primera parte de la caracterización del TEG, que comprende de una parrilla eléctrica, una placa de acero, un TEG y una cámara infrarroja.	36
4.3. Placa con superficie superior pintada en color negro mate y TEG con el lado frío del mismo color.	37
4.4. Sistema completo de la primera parte de la caracterización del TEG, que comprende de una cámara infrarroja ThermoVision SC4000, una computadora, y el sistema de la parrilla donde se colocó el TEG con el fin de calentarlo.	38

4.5. Limitación de área de medición de temperaturas en las superficies en contacto con el TEG, donde A es el área sin el TEG y B es el área midiendo la temperatura sobre el TEG.	39
4.6. Base de cobre diseñada para 4 “heat pipes”.	41
4.7. Diagrama esquemático del algoritmo del modelo termohidrodinámico.	49
4.8. a) Seccionado del sistema de disipación de calor que se utilizó para el desarrollo del modelo térmico, donde se toma una porción de las aletas y de la base de evaporadores. b) Sistema de disipación de calor completo.	50
4.9. Red de resistencias térmicas que componen a la resistencia del sistema.	51
4.10. Diagrama esquemático de la sección transversal de un “heat pipe” con medio poroso de polvo de metal sinterizado.	55
4.11. Diagrama esquemático de red de resistencias que se utilizó para el cálculo de la resistencia que se necesita en el sistema.	59
4.12. Diagrama esquemático del túnel de viento para la medición de la velocidad de diseño	60
4.13. Análisis de resistencia térmica y flujo de calor al incrementar el espesor en la pared del “heat pipe”.	61
4.14. Análisis de resistencia térmica y flujo de calor al incrementar el espesor del medio poroso en el “heat pipe”.	62
4.15. Análisis de resistencia térmica y flujo de calor al incrementar el diámetro externo en el “heat pipe”.	62
4.16. Análisis de resistencia térmica y flujo de calor al incrementar la longitud de la sección del condensador en el “heat pipe”.	63

4.17. Diseño por computadora del sistema de disipación de calor que se manufacturó.	65
4.18. Soleras de cobre recortadas para la base de evaporadores.	66
4.19. Soleras de cobre recortadas taladradas a medida de los “heat pi- pes” para la base de evaporadores.	66
4.20. Aleta troquelada y recortada a la medida de diseño.	67
4.21. Ensamble de las aletas a los “heat pipes”, colocando pasta térmica para disminuir la resistencia por contacto.	68
4.22. Sistema de disipación de calor completo como solución pasiva a la refrigeración del TEG.	68
4.23. Esquema general que describe al exterior del túnel de viento.	70
4.24. Esquema general para describir el interior del túnel de viento, es decir, sin las paredes laterales, ni superior.	70
4.25. Dibujo descriptivo de las dimensiones externas del túnel de viento. . .	71
4.26. Apariencia del túnel de viento construido para emular el movimiento del vehículo donde iría montado el sistema.	71
4.27. Programa de control PWM desarrollado en la plataforma LabVIEW 2014.	73
4.28. Diagrama de la electrónica empleada para el control de los ventiladores.	74
4.29. Banco experimental para la caracterización del túnel de viento.	74
4.30. Señal de medición adecuada para obtener valores confiables de medición.	75
4.31. Perfiles de velocidades en el túnel de viento sin acoplarlo al banco de pruebas.	75

4.32. Acoplamiento del túnel de viento con el sistema de disipación de calor.	76
4.33. Modelo renderizado del sistema de recolección de calor que tendrá la función de captar la mayor cantidad de calor proveniente de los gases de escape.	77
4.34. Ubicación del TEG sobre el sistema de recolección de calor.	78
4.35. Descripción a detalle del sistema de sujeción.	79
4.36. Sistema de sujeción para el sistema de disipación de calor.	79
4.37. Circuito diseñado para la generación de potencia en el TEG y medición de voltaje.	80
4.38. Perfil de velocidades medidas experimentalmente en el túnel con el sistema de disipación de calor montado.	81
4.39. Circuito diseñado para la generación de potencia en el TEG y medición de voltaje.	82
4.40. Lectura de voltaje contra tiempo de una prueba completa cambiando el ciclo de trabajo en los ventiladores.	83
5.1. Nomenclatura de las longitudes generales del “heat pipe”.	88
5.2. Nomenclatura para las dimensiones internas de la sección transversal del “heat pipe”.	89
5.3. Nomenclatura para las dimensiones geométricas de las aletas diseñadas.	90
5.4. Nomenclatura para las dimensiones geométricas de la base de los evaporadores.	91
5.5. Nomenclatura para las dimensiones generales finales del sistema de disipación de calor.	93

5.6. Esquema general de los componentes del sistema de recuperación de calor completo.	94
5.7. Comportamiento de la potencia eléctrica experimental al cambio de la temperatura en los gases de escape.	96
5.8. Comportamiento de la potencia eléctrica experimental al cambio de la temperatura en la superficie fría del TEG.	97
5.9. Comportamiento de las temperaturas de los lados frío y caliente del TEG a distintas temperaturas de gases de escape.	99
5.10. Comportamiento del número de Nusselt y el de Reynolds a distintas temperaturas de los gases de escape.	100
5.11. Potencia eléctrica obtenida a distintas temperaturas de gases de escape y distintos ciclos de trabajo en los ventiladores.	101
5.12. Comportamiento de la potencia eléctrica a distintos ciclos de trabajo con respecto a la diferencia de temperaturas entre las superficies de contacto del TEG.	102
5.13. Comportamiento de la diferencia de temperaturas en el TEG y la potencia eléctrica con respecto al ciclo de trabajo en los ventiladores.	103
5.14. Comportamiento de la diferencia de temperaturas en el sistema con respecto a la temperatura de los gases de escape.	104
5.15. Comportamiento de la potencia eléctrica generada con respecto a la diferencia de temperaturas en el sistema.	105
5.16. Flujos de calor extraído de los gases y expulsado por el sistema a través de las aletas a distintos ciclos de trabajo y distintas temperaturas en los gases de escape.	108

5.17. Comportamiento de los flujos de calor presentes en el sistema con respecto al número de Reynolds y la potencia entregada por el TEG, con unidades normalizadas.	111
5.18. Comparación de las gráficas por área bajo la curva.	112
5.19. Magnitudes de la energía obtenida durante las pruebas a distintas temperaturas de gases de escape y distintos ciclos de trabajo en los ventiladores.	113
5.20. Porcentajes de la energía que se recuperó a partir de la energía extraída durante las pruebas.	114
5.21. Comparación de resultados de potencia eléctrica obtenida experimental con respecto a los obtenidos en el trabajo de tesis anterior.	116

ÍNDICE DE TABLAS

1.1. Clasificación de los sistemas activos y pasivos [2, 3, 4].	16
4.1. Matriz experimental para las pruebas experimentales.	84
5.1. Límites de funcionamiento que arrojaron los modelos de diseño. . . .	92

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios principalmente, por permitirme vivir todas las experiencias vividas estos dos últimos dos años y permitirme crecer personalmente y académicamente.

Agradezco a mis padres el Sr. Antonio Sierra quien desde pequeño me enseñó a trabajar y hacer las cosas con perfección y la Sra. Martha Guadalupe Cantú quien siempre me procuró y me escuchó. Ambos han sacrificado muchas cosas para darme todo lo que tengo, así como su apoyo incondicional durante el desarrollo de esta estancia académica. Por lo que les estaré eternamente agradecido.

Agradezco mis hermanas Cynthia Sierra, Socorro Sierra y Judith Sierra por su gran apoyo incondicional y aliento cuando las cosas no sucedían de la mejor forma.

Agradezco a mis compañeros todas las experiencias vividas durante estos dos últimos años, a Víctor Pérez, Brandon Reyes, Nancy Berenice, María José Cuellar, Martha, María José Carbajal y a los demás que me hicieron pasar momentos muy gratos durante mi estancia. En especial a mi compañero Francisco Salas por su apoyo tanto en lo académico como en lo personal desde el primer día que asistimos presencialmente, además de todos los momentos felices que vivimos.

Agradezco al Maestro Luis Fernando Rúa Mojica quien me apoyó resolviendo mis dudas y me compartió aprendizaje acerca de como hacer las cosas correctamente.

Agradezco también a mi asesor el Dr. Daniel de la Rosa, quien me invitó a participar en este programa de posgrado.

Agradezco a Don Martín y demás personal de la FIME que dieron su apoyo en distintos ámbitos a este trabajo.

Agradezco a los profesores de las distintas materias que cursé durante mi estancia, debido a que aprendí cosas totalmente nuevas para mí.

Agradezco al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT) por el apoyo a este proyecto mediante la beca que me fue otorgada con número 779999, sin la cual no hubiese sido posible mi estancia académica.

Agradezco a la Universidad Autónoma de Nuevo León y a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica por el otorgamiento de las múltiples becas de inscripción en Rectoría e inscripción interna.

Agradezco el apoyo del Laboratorio Nacional de Desarrollo y Aseguramiento de Calidad de Biocombustibles (LaNDACBio) a través del proyecto CONACyT-315787 y también al proyecto UANL-PAICYT 582-IT-2022, con los cuales este trabajo fue financiado.

Este trabajo fue realizado en los Laboratorios de Investigación e Innovación en Tecnología Energética (LIITE) del Grupo de Energías Térmica y Renovable (GETR) de la FIME-UANL.

RESUMEN

Antonio de Jesus Sierra Cantu.

Candidato para obtener el grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería con Orientación en Energías Térmica y Renovable.

Universidad Autónoma de Nuevo León.

Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica.

Título del estudio: DISEÑO DE UN SISTEMA DE DISIPACIÓN DE CALOR QUE UTILIZA HEAT PIPES ACOPLADOS A UN GENERADOR TERMOELÉCTRICO PARA EL APROVECHAMIENTO DE ENERGÍA REMANENTE DE GASES PRODUCTO DE LA COMBUSTIÓN..

Número de páginas: 127.

OBJETIVOS Y MÉTODO DE ESTUDIO: Diseñar e implementar un sistema de disipación de calor pasivo que refrigere el lado frío del TEG para generar una diferencia de temperaturas entre sus superficies de contacto y obtener potencia eléctrica. Todo lo anterior en un banco de pruebas SCR.

CONTRIBUCIONES Y CONCLUSIONES: Se reemplazó una solución activa por una solución pasiva en un sistema de recuperación de calor, obteniendo potencia eléctrica aprovechable. La temperatura de los gases de escape tiene una mayor influencia sobre la generación de potencia que la velocidad del aire en la sección del condensador.

Firma del director: _____
Dr. Daniel de la Rosa Urbalejo

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

Desde hace tiempo a lo largo del mundo se han utilizado diversas tecnologías para poder realizar distintas actividades económicas, esto utilizando sistemas con distintas eficiencias para el uso de la energía, llegando a emplear sistemas que no son del todo eficientes. Uno de los objetivos que se tienen en este trabajo es generar un sistema adaptable a otras tecnologías (sistemas que liberen gases calientes hacia la atmósfera), con el fin de recuperar energía que se pierde como calor remanente a través de la expulsión de gases de escape, con el objetivo de mejorar su eficiencia global y mejorar los sistemas existentes. Durante el desarrollo de este trabajo se plantea la implementación de un sistema de recuperación de calor el cual emplea un sistema de disipación de calor a base de “heat pipes” los cuales estarán encargados de disipar energía térmica de manera pasiva para ayudar a un generador termoeléctrico a producir energía a partir de calor remanente presente en los gases de escape de un motor de combustión interna montado en un banco de pruebas. Por lo que es indispensable la correcta comprensión de los conceptos clave que serán tratados durante el desarrollo de este capítulo.

1.1 MOTIVACIÓN

El daño y deterioro que ha sufrido el planeta en los últimos años en gran medida han sido a causa del calentamiento global, el cual ha sido hasta la actualidad la principal preocupación de muchas organizaciones civiles y gobiernos en todo el mundo. Este puede provocar daños irreversibles y grandes al planeta en un futuro no muy lejano, por lo cual se tiene que mejorar la forma de utilizar los recursos. El calentamiento global es ya una realidad y se manifiesta a través de desastres naturales y el clima impredecible en algunas regiones del mundo, es debido a lo anterior que se deben usar los recursos energéticos de una forma más eficiente. En la industria automotriz son comúnmente utilizados los motores de combustión interna para poder trasladar desde personas hasta materiales pesados. El problema radica en que los motores de combustión interna tienen bajas eficiencias, ya sean motores de combustión de diésel o gasolina, lo cual quiere decir que existe una gran pérdida de energía que podría ser aprovechable de otra manera para mitigar esta energía perdida y frenar este tipo de derroche energético. Entre el 55 y 80 % de la energía perdida en este tipo de motores es desperdiciada como calor a través de los líquidos refrigerantes y los gases de escape [1]. En el reporte “Renewables 2020” [5] de la IEA (Agencia Internacional de Energía, por sus siglas en inglés) se menciona que los combustibles fósiles lideran las fuentes de calor, pero contribuyeron con el 40 % (13.3 gigatoneladas) de las emisiones de CO_2 en 2019. También menciona que cerca del 50 % del calor total consumido en el 2020 fue utilizado para procesos industriales.

Con referencia a este tema, las nuevas políticas públicas en México (Programa Sectorial de Energía 2020-2024 [6] y la Estrategia de Transición para Promover el Uso de Tecnologías y Combustibles más Limpios del Diario Oficial de la Federación [7]) están encaminadas a una transición energética para mitigar los efectos del cambio climático, reduciendo las emisiones contaminantes debidas al uso de energía en los sectores de transporte, industria, residencial y comercial. Lo anterior mediante propuestas para disminuir dicho consumo energético referente a la movilidad. Ac-

tualmente, es necesaria la descarbonización en el uso y generación de energía en el sector industrial mediante nuevos dispositivos, mejoramiento de procesos y la adecuación de instalaciones. También se menciona que dentro de la industria en México se tienen grandes potenciales de ahorro energético para la reducción del consumo de combustibles fósiles, por lo que se fomenta el impulso del desarrollo de tecnologías y adecuaciones, esto para mejorar el desempeño energético actual y así poder aumentar el aprovechamiento del calor desperdiciado de los sistemas de combustión en equipos industriales.

En el Programa Sectorial derivado del Plan Nacional de Desarrollo 2019-2024 del Diario Oficial de la Federación (DOF) [6] se menciona que la SENER (Secretaría de Energía) busca promover proyectos para mejorar la eficiencia energética de procesos y aprovechamiento de recursos; así como reducir la energía térmica consumida en la industria aprovechando del calor residual en los procesos. De igual forma también menciona que se debe considerar la constante mejora del rendimiento energético que provoca el uso de equipos e instalaciones más eficientes. Por lo que se debe fomentar la generación eficiente y el consumo de productos eficientes energéticamente.

Además, la CONUEE (Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía) emitió el documento “Estrategia de transición para promover el uso de tecnologías y combustibles más limpios” [7], para la reducción de la intensidad en el consumo energético, donde mediante escenarios potenciales de ahorro de energía y las tecnologías actuales en México se propone una reducción del consumo final de energía del 2.2 % entre 2020-2035 con una reducción anual del 2.5 % del 2035 al año 2050.

Lo anteriormente mencionado nos habló acerca de las perspectivas nacionales de México, sin embargo, este es un tema de interés a nivel internacional, ya que se busca frenar la dependencia del combustible fósil y la emisión de gases de efecto invernadero. En Europa, la DG ENER (Dirección General de Energía) presentó el “Plan estratégico 2020-2024” [8], cuyo objetivo es descarbonizar la economía, por lo que se busca la implementación del primer principio de eficiencia energética, lo que

ayuda a moderar la demanda de energía en la economía europea. Además, existen incentivos para la eficiencia energética en calefacción y refrigeración, donde existe una necesidad más grande de integración de tecnologías para cumplir con los objetivos para el 2050, tales como las tecnologías que aprovechen el calor residual en estos sistemas, entre otras.

En el sitio web de la Comisión Europea [9] se menciona que se propuso una nueva directiva de eficiencia energética, donde se pretende reducir las emisiones en los edificios, por lo que se pide una mayor eficiencia en la generación de energía térmica, utilizando el calor residual y energía renovable para descarbonizar los sistemas de calefacción y refrigeración.

Por su parte Estados Unidos de América (EUA), también está buscando la forma de detener el cambio climático, a través de la búsqueda de nuevas alternativas. El departamento de energía de EUA presentó la revisión cuatrienal de tecnología (QTR, por sus siglas en inglés) [10], donde se expone que se deben crear tecnologías que sean integradas a los sistemas para obtener beneficios a partir de la eficiencia energética tales como el ahorro de recursos y reducción en la tasa de emisión de gases de efecto invernadero. Las tecnologías mencionadas en dicho documento son los sistemas de recuperación de calor residual, donde además, se menciona que estos sistemas tienen aplicaciones en varios sectores como la manufactura, construcción de edificios, transporte y energía.

En este mismo documento se expone la crisis hídrica actual, donde el cambio climático altera los patrones de precipitación y temperatura en EUA, lo cual está desencadenando en una crisis debido al crecimiento de la población y problemas de migración en dicho país, lo que obliga a una mejor gestión de recursos. En 2010, de la extracción de agua (161000 millones de galones por día) el 45 % se utilizó para la generación de energía termoeléctrica y de la extracción de agua superficial se utilizó el 100 % para la generación de esta misma energía, donde el 73 % del agua fue agua dulce. Por lo que se pide implementar labores de “Investigación, Desarro-

llo, Demostración e Implementación” (RDD&D, por sus siglas en inglés), donde la utilización de calor residual, refrigeración avanzada y refrigeración híbrida ayuden a independizar la generación de energía de la extracción de agua. Una de las opciones es implementar sistemas de calor residual a escala industrial, donde se puede reducir la dependencia de la red de electricidad y aumentar la eficiencia industrial. En 2011, se crearon modelos numéricos, con los cuales se demostró que mediante el uso de generadores termoeléctricos de estado sólido se podía aumentar en 6.5 % la producción total de una planta de energía de vapor, debido a que el 70 % de la energía disponible en el combustible era desperdiciada en forma de energía térmica.

Por último, en este mismo documento se realizó un estudio donde se menciona que existen pérdidas térmicas en los sistemas de calentamiento de 2500 TBtu anuales, lo que ocurre en paredes, puertas, accesos, ventilación y gases de escape de diversos sistemas. Por lo que existe la oportunidad de recuperar 260 TBtu anuales de este tipo de energía, cantidad que si se logra recuperar se evitará la emisión de 25 MMT (millones de toneladas métricas) anuales de CO_2 . A nivel industrial 7000 TBtu anuales de energía son consumidos para procesos de calentamiento, secado, curado y cambio de fase, donde el 36 % de dicha energía se pierde.

1.2 MARCO TEÓRICO.

Actualmente existe un creciente interés a nivel científico e industrial en el desarrollo de sistemas de recuperación de energía térmica residual. Lo anterior con el objetivo de reducir la cantidad de energía consumida por los sistemas ya existentes, esto es posible al utilizar la energía perdida en otros procesos y así generar sistemas más eficientes. Durante este trabajo se hablará del diseño de un sistema de recuperación de calor pasivo, el cual utilizará principalmente dos dispositivos: TEG y “heat pipe” de los cuales se hablará posteriormente, dichos dispositivos serán utilizados con la intención de recuperar calor presente en los gases producto de la combustión de un motor diésel, con el objetivo de evitar que dicha energía térmica se desperdicie y convertirla en energía eléctrica.

1.2.1 HEAT PIPES.

El primer “heat pipe” del cual se escuchó en la historia fue el inventado por R.S. Gauler trabajador de General Motors Corporation, en Ohio, USA, específicamente en la patente número 2350348, en la cual se diseñó un “heat pipe” adecuado a un sistema de refrigeración como parte de una solución a una problemática en particular de dicha compañía como dispositivo de absorción de calor. En dicha invención se utilizó por primera vez un medio poroso como vía de retorno del líquido de trabajo condensado presente en el interior del mismo. Dicho dispositivo se utilizó para transferir calor desde un refrigerador hacia una cavidad que contenía hielo triturado. Después Grover patentó una nueva variante del “heat pipe” esta vez utilizando una malla de alambre como medio poroso y además de utilizar otros tipos de fluidos de trabajo, tales como: Sodio, Litio y Plata. Lo que provocó una extensa investigación acerca de los “heat pipes” en el laboratorio de Los Alamos, en Nuevo México, donde se comenzó a estudiar más a fondo dicho dispositivo descubriendo las distintas áreas de aplicación tales como: enfriamiento de dispositivos electrónicos, sistemas de aire acondicionado,

enfriamiento de máquinas entre otras aplicaciones [11].

Un “heat pipe” es un dispositivo de transferencia de calor pasivo, cuyo objetivo principal es el transporte de energía térmica de un punto “A” y liberarla en un punto “B”. Este dispositivo consiste en un tubo metálico sellado por ambos extremos, el cual es parcialmente llenado por un fluido de trabajo a una determinada presión cercana al vacío y está recubierto en su superficie interior por una capa o película de un material poroso (medio poroso), los poros de este material son llenados por efecto de capilaridad con gotas del fluido de trabajo en fase líquida y los espacios libres sin líquido en su interior son llenados por el fluido de trabajo en fase de vapor. [12, 1].

Como se había mencionado anteriormente los “heat pipes” son dispositivos de transferencia de calor, los cuales consisten principalmente en tres secciones: una sección de evaporación, una sección adiabática y una sección de condensación (Ver Figura 1.1). La presión en su interior suele ser cercana a la presión de vacío, por lo que el fluido de trabajo cambia de fase a relativamente bajas temperaturas en comparación con la temperatura de cambio de fase a presión atmosférica. Esto genera que sólo existan dos fases en su interior (líquido saturado y vapor saturado), [1].

Cuando se aplica calor a la sección del evaporador el fluido de trabajo en fase líquida cambia a fase de vapor, fluyendo hacia la sección del condensador donde se condensa, esto quiere decir que la energía en el fluido de trabajo se reduce, lo anterior debido a que la sección del condensador está expuesta generalmente a una zona de menor temperatura que la sección del evaporador, lo que hace que el “heat pipes” transfiera una parte de la energía a su entorno gracias a la convección o radiación. El líquido condensado es capaz de regresar a la sección del evaporador gracias al efecto capilar, este efecto es generado por el medio poroso, que como se había mencionado anteriormente este recubre el interior del tubo, el cual puede ser un polvo de metal sinterizado, malla metálica, surcos axiales, etc. Es gracias a la acción capilar y a la diferencia de presión entre las secciones de evaporador y condensador

que se genera un ciclo que funciona de forma continua, como se puede observar en la Figura 1.2, [12, 1, 13, 11].

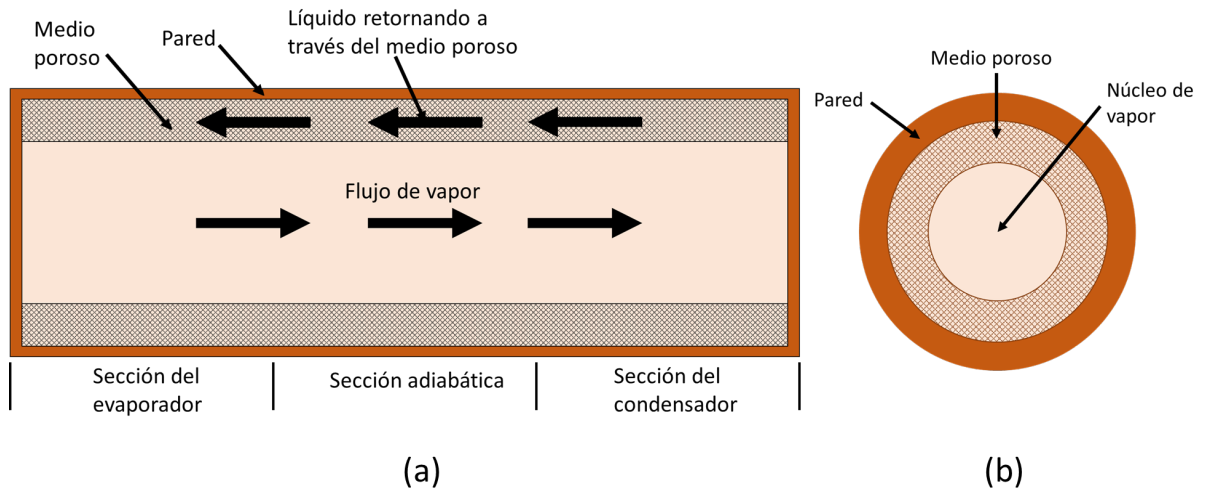


FIGURA 1.1: Diagrama esquemático de un “heat pipe”, a) Flujo de ambas fases del fluido de trabajo b) Vista transversal del “heat pipe”.

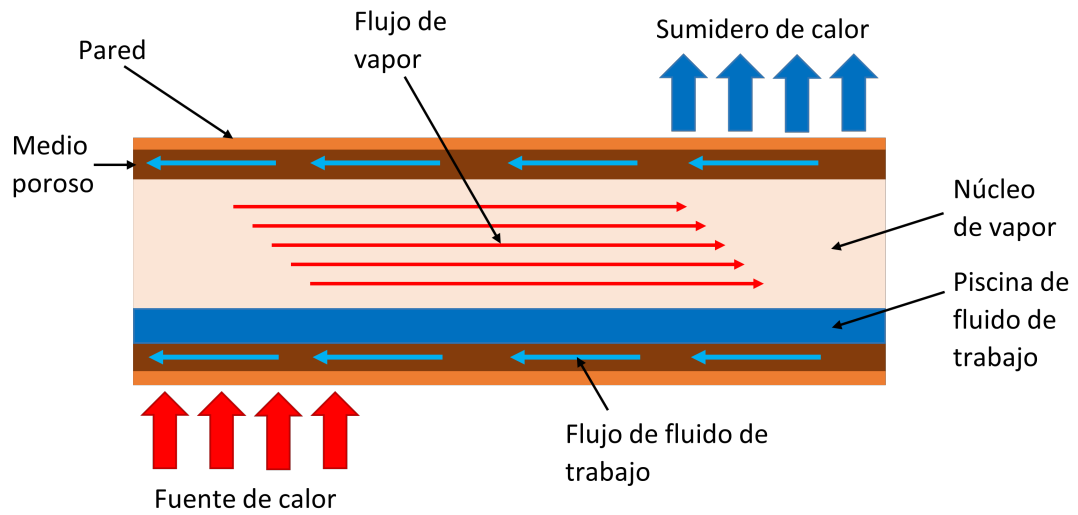


FIGURA 1.2: Esquema de funcionamiento interno de un “heat pipe”, el cual trabaja por acción capilar.

1.2.1.1 TIPOS DE “HEAT PIPE”

El “heat pipe” del cual se explicó su funcionamiento anteriormente es el conocido como “heat pipe” convencional, del cual existen variaciones de acuerdo a su geometría: redondo, plano y triangular [12]. Pero existen otros tipos de “heat pipe”.

Micro “heat pipes”, como su nombre hace referencia, el tamaño de estos dispositivos es relativamente más pequeño que el de los “heat pipes” convencionales, por lo que su capacidad de transporte de energía es baja. Aunque esto depende de la configuración, geometría y dimensiones, algunos ejemplos en la literatura muestran que dicha capacidad de transporte estuvo entre 0.25-4 W de energía térmica [11].

El “heat pipe” pulsante regularmente es un tubo de diámetro capilar al vacío y parcialmente llenado de un fluido de trabajo. Donde la tensión superficial crea burbujas de líquido y vapor intercaladas dentro de este dispositivo. Cuando la sección de evaporador de dicho dispositivo es calentada, la presión de vapor se incrementa lo que produce que las burbujas de vapor aumenten de tamaño empujando a las del líquido hasta la sección del condensador, donde estas se condensan y reducen su tamaño, generando así también, un ciclo de transporte de energía [11].

Otro ejemplo de los diversos tipos de “heat pipes” es el de bucle. Este fue creado para resolver la necesidad de trabajar en ambientes donde el evaporador tiene que estar por encima del condensador, lo que implica que el flujo interno tenga que ir en dirección contraria a la de la gravedad. Aunque esto también es posible con los “heat pipes” convencionales que tienen en su interior un medio poroso de polvo sinterizado, estos requieren que su longitud sea mayor, lo que aumenta la caída de presión interna del líquido, por lo que se tiene que reducir el tamaño de la partícula del medio poroso sinterizado, es por ello que estos dispositivos fueron creados. Esta variante es básicamente un tubo cerrado, sin extremos, es decir, en bucle como su nombre hace referencia. En la sección del evaporador existe una cavidad donde se encuentra un medio poroso, aunque este tiene únicamente el propósito de ayudar al

cambio de fase, es decir ya no transporta líquido. Esta cavidad está conectada a dos líneas: una de transporte de líquido y otra de transporte de vapor, ambas carecen de medio poroso como se puede observar en la Figura 1.3, además de también contar con una sección de condensador la cual debe exponerse a menor temperatura. Esto permite trabajar con el evaporador arriba con un mayor rendimiento que un “heat pipe” convencional, además de poder transportar grandes cantidades de energía [11].

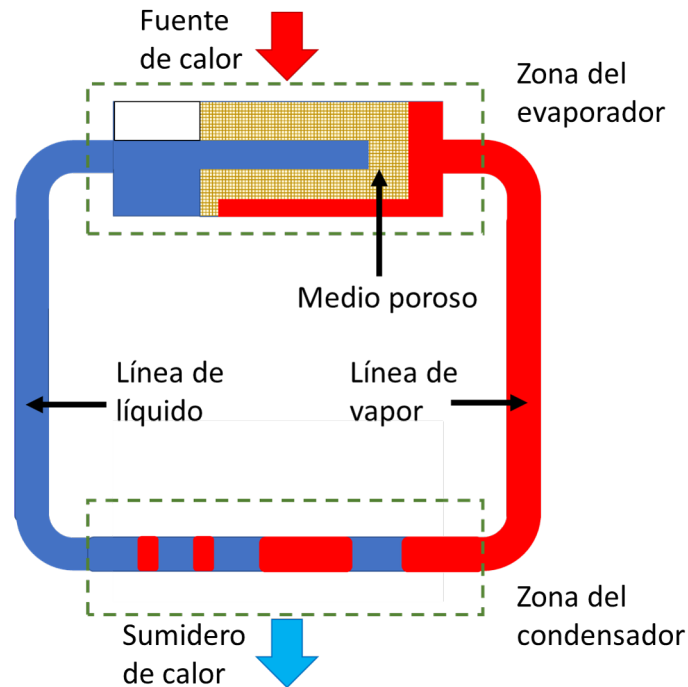


FIGURA 1.3: Esquema de funcionamiento interno de un “heat pipe” del tipo bucle, el cual trabaja en condiciones contrarias a la dirección de la gravedad.

1.2.1.2 APLICACIONES

En la actualidad los “heat pipe” son ampliamente utilizados, un ejemplo de ello son los sistemas computacionales, esto debido a que las necesidades de procesamiento de datos que tienen componentes como la Unidad Central de Procesamiento (CPU, por sus siglas en inglés) y la Unidad de Procesamiento de Gráficos (GPU, por sus

siglas en inglés), provoca que exista cada vez una mayor cantidad de energía térmica tenga que ser disipada con el fin de evitar daños como el derretimiento de la soldadura, entre otros; es por ello que se utilizan a los “heat pipes” como sumidero de calor. Además, tienen muchas otras aplicaciones como en los colectores térmicos solares para obtener energía térmica del sol y añadirla al agua. También, para separar la fuente de calor del sumidero, o en aplicaciones donde ambos se encuentren alejados, esto debido a que los “heat pipes” permiten transferir con gran efectividad la energía a distancias considerables, gracias a su gran conductividad térmica. Otra aplicación es cuando se necesita uniformizar la temperatura y reducir gradientes térmicos como en algunas aplicaciones aeroespaciales, o incluso como control de temperatura, debido a su naturaleza de funcionamiento. Es posible también utilizarlos para la conservación de energía utilizándolos en sistemas de recuperación de calor remanente. Una última aplicación que se mencionará (aunque existen muchas otras), es como intercambiador de calor para recuperar este tipo de energía de una corriente de aire caliente, gases de escape, entre otros entornos y aprovecharla en otros subprocesos como una etapa de precalentamiento y reducir la cantidad de energía consumida que se tendría de no tener algún sistema de recuperación de energía [14].

1.2.1.3 CLASIFICACIÓN DE LOS “HEAT PIPES”.

De acuerdo a la literatura existen diversas clasificaciones posibles para los “heat pipes”, una de ellas (la cual es la que se utilizó como herramienta en este trabajo) es la clasificación según las temperaturas de operación, esto debido a que el entorno al cual se expondrá al “heat pipe” es un factor muy importante para la selección de materiales. Dicha clasificación divide a dichos dispositivos en 4 grandes categorías: alta temperatura, temperatura media, temperatura ambiente y baja temperatura. Alta temperatura (>700 K), se usan metales líquidos principalmente por sus altos calores latentes de vaporización, tales metales pueden ser potasio, sodio y plata, como un ejemplo de los más utilizados. Temperatura media (550-700 K), se pueden

utilizar fluidos de trabajo como naftaleno y bifenilo. Temperatura ambiente (200-550 K), los fluidos de trabajo que se utilizan son más comunes que en los casos anteriores, dichos fluidos pueden ser metanol, etanol, amoníaco y agua. Baja temperatura (1-200 K), al contrario que en la clasificación de alta temperatura, estos utilizan fluidos de trabajo con bajos valores de calor latente de vaporización, como el helio, argón, neón, nitrógeno y oxígeno [15].

1.2.2 GENERADORES TERMOELÉCTRICOS.

Un generador termoeléctrico (TEG, por sus siglas en inglés) es un dispositivo muy utilizado debido a que transforma la energía térmica a energía eléctrica sin necesidad de partes mecánicas o reacciones químicas en su interior, además los TEG son silenciosos, tienen un tamaño pequeño y gran durabilidad, [12, 1]. Estos dispositivos utilizan una diferencia de temperaturas para generar una diferencia de potencial aprovechable, por lo que dicha tecnología tiene un gran potencial para aplicaciones de recuperación de calor residual en la industria o inclusive en automóviles. Si la diferencia de temperaturas es más amplia, se puede obtener una mejor eficiencia de conversión de energía en los TEG. Usualmente están contruidos con Teluro de Bismuto para el lado con menor temperatura y Teluro de Plomo para el lado con mayor temperatura, debido a las características de estos materiales a diferentes temperaturas, [1].

De manera similar al funcionamiento de los termopares, en el interior de los generadores eléctricos sucede también el efecto Seebeck, el cual resulta de una combinación del efecto térmico de Peltier y el efecto de Thomson. El efecto Seebeck sucede cuando se genera una fuerza electromotriz o diferencia de potencial debido al calentamiento de una de las uniones de dos cables diferentes, visto de otra manera el efecto Seebeck es la conversión de una diferencia de temperaturas en una corriente eléctrica, [12].

Los generadores termoeléctricos están compuestos con un material semiconductor de tipo N y tipo P, los cuales están conectados entre sí eléctricamente en serie pero térmicamente en paralelo, [1]. El lado caliente del TEG se encuentra en contacto con una fuente de calor, la cual suministra energía térmica al TEG, dicho calor puede ser disipado del lado frío del TEG exponiéndolo a un sumidero de calor o una superficie de menor temperatura. El material tipo N está conectado eléctricamente en serie con el material tipo P, dichos materiales conforman un circuito cerrado con una carga, dicha carga eléctrica esta conectada a los extremos de dichos materiales, por lo que mediante la diferencia de temperaturas en el TEG se genera una corriente de electrones lo que provoca una diferencia de potencial eléctrico en la carga, como se puede observar en la Figura 1.4, [12, 1].

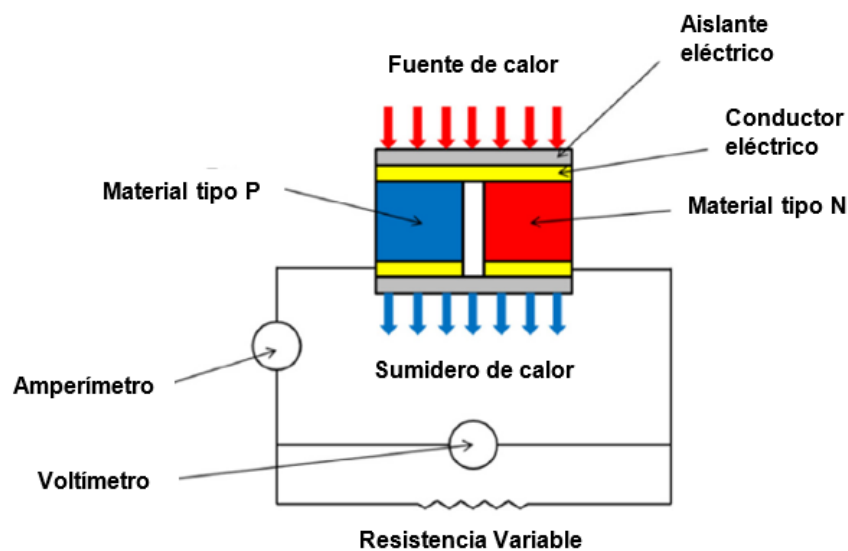


FIGURA 1.4: Diagrama de funcionamiento de un generador termoeléctrico por efecto Seebeck, con una carga eléctrica a la salida de voltaje del TEG.[1]

1.2.3 RECUPERACIÓN DE CALOR RESIDUAL.

El calor residual es un término utilizado para clasificar a la energía térmica que no es utilizada o aprovechada por los sistemas que la generan o sistemas externos a estos, esta energía es la que se escapa del sistema que la genera [3]. Esta energía desaprovechada puede ser encontrada en agua residual, gases de escape, procesos de secado y en residuos sólidos. Básicamente, esta energía está presente en las corrientes de flujo que se encuentran a una temperatura distinta a la temperatura ambiente, es decir, el calor residual puede encontrarse en una temperatura más fría o caliente que la temperatura ambiente [3].

Globalmente, el calor generado y utilizado en diversos procesos proviene principalmente de fuentes que utilizan combustibles como la gasolina, carbón y gas natural, lo que provoca la emisión de gases de efecto invernadero [3]. Por lo que es conveniente la utilización del calor residual que producen estos sistemas, ya que la utilización del calor residual incrementa la eficiencia, reduce la demanda de energía térmica y con esto la emisión de contaminantes [3].

El ahorro energético mediante la utilización del calor residual tiene un gran potencial en diversos sectores. Uno de ellos es la industria automotriz, en la cual se menciona que los TEG tienen un gran potencial debido a su capacidad de convertir calor residual en energía eléctrica, lo cual puede ser muy provechoso [2], a pesar de que su eficiencia es relativamente baja en algunos modelos, menor al 20 % y superior a 10 % a una temperatura de 400°C [4]. Además, a nivel industrial se ha demostrado que mediante la recuperación de calor residual para el precalentamiento del aire de combustión aumentó la eficiencia de un horno en un 50 % [2]. La industria es también un factor importante en la generación de calor residual, debido a que en esta entre el 20-50 % de la energía que generan las fuentes de calor es desperdiciada como calor residual [4].

1.2.3.1 TÉCNICAS DE RECUPERACIÓN DE CALOR.

La recuperación de calor residual utiliza distintos métodos y tecnologías para la recuperación o reutilización del calor residual emitido por distintos sistemas, lo que permite que se aproveche dicha energía para generar nuevas fuentes de energía y reducir la energía consumida de fuentes tradicionales [4]. Estas tecnologías pueden clasificarse según su mecanismo principal de funcionamiento de transferencia de calor, almacenamiento o conversión de la energía [3]. Dicha clasificación se hace como sistemas activos o pasivos [3, 4], donde los sistemas pasivos utilizan métodos convencionales para intercambio de calor y almacenamiento térmico, mientras que los sistemas activos utilizan bombas de calor y ciclos termodinámicos [3]. Dichas tecnologías se ven clasificadas en la Tabla 1.1, donde resaltan los generadores termoeléctricos para la generación eléctrica y los “heat pipes” para el intercambio de calor, ambos como soluciones pasivas para la recuperación de calor. Estas dos últimas tecnologías mencionadas anteriormente serán utilizadas en este trabajo en conjunto como se podrá observar en capítulos posteriores.

Clasificación de los sistemas de recuperación de calor.	
ACTIVOS	PASIVOS
Calentamiento Compresor de vapor mecánico Bomba de calor de absorción Bombas químicas	Intercambio de calor Intercambiador de tubo y coraza Intercambiador de placas Intercambiador a base de “heat pipes”
Enfriamiento Refrigerador de absorción Enfriador de absorción Efecto magnetocalórico	Almacenamiento térmico Almacenamiento de calor latente Almacenamiento termo-químico Materiales de cambio de fase Almacenamiento de calor sensible
Generación de trabajo Ciclo orgánico de Rankine Oscilador termo-fluido Ciclo Kalina Ciclo trilateral Motor de agitación Ciclo de vapor Rankine	Generación eléctrica Termo-fotovoltaico Generador termoeléctrico Celdas termo-galvánicas Sistemas electroquímicos Conversión de energía piroeléctrica
	Distribución de calor Sistemas HVAC que utilizan “heat pipes” Reutilización de calor para etapas de precalentamiento

TABLA 1.1: Clasificación de los sistemas activos y pasivos [2, 3, 4].

CAPÍTULO 2

ESTADO ACTUAL DEL CONOCIMIENTO

Durante el desarrollo de este capítulo se mostrarán los trabajos destacados encontrados en la literatura, para ofrecer un poco más de contexto sobre el desarrollo de este tipo de trabajos de investigación, antes de entrar a detalles más específicos de esta investigación como en la metodología. Esta investigación trata acerca de la implementación de dos tecnologías distintas (TEG y “heat pipe”) las cuales trabajarán en conjunto en un sistema de recuperación de calor para convertir energía térmica residual en energía eléctrica. Es por ello que este capítulo ha sido dividido en tres secciones, haciendo énfasis en cada tecnología por separado y después los trabajos relacionados al uso de estas dos tecnologías en conjunto en diversos sistemas, para facilitar su comprensión.

2.1 APLICACIONES DE LOS “HEAT PIPES” PARA ENFRIAMIENTO Y RECUPERACIÓN DE CALOR.

Los “heat pipes” han sido ampliamente estudiados desde su invención, para aprovechar al máximo sus capacidades de transferencia de calor, cambiando su geometría, diseño, materiales, etc. De hecho, durante el desarrollo de esta investigación se planteó la fabricación de un diseño específico de “heat pipe” para aplicación específica al modelo del TEG utilizado, sin embargo, debido a las limitaciones de equipo que se necesita para fabricar el medio poroso no se construyó dicho “heat pipe”, (quedando como un trabajo futuro sugerido), sin embargo, se utilizó dicha metodología de diseño para la selección de este dispositivo y su posterior compra. La geometría y el diseño de los “heat pipes” ya se había estudiado con anterioridad en diversos trabajos de investigación. Por ejemplo, Zeghari et al. [16] estudiaron 2 diseños distintos de “heat pipe” plano con medio poroso sinterizado que se diferenciaron en sus longitudes de sección adiabática con 25mm y 100mm, con el objetivo de implementar los diseños en un computador utilizando convección natural y reducir el tamaño de espacio que puede necesitar un sistema de refrigeración para procesador convencional. Se encontró que una sección adiabática más larga permite que la distribución de temperaturas entre las secciones de condensador y evaporador de un “heat pipe” sea más proporcional.

Jafari et al. [17] estudiaron las características de transferencia de calor por cambio de fase en un medio poroso manufacturado mediante manufactura aditiva, para su estudio se utilizó un “heat pipe” plano con distintas proporciones de llenado, encontrando que a menor flujo de calor en la fuente de calor para la sección del evaporador, la distribución de temperaturas fue más uniforme. También se analizaron como se mencionó anteriormente distintas proporciones de llenado 50 %, 80 %, 110 %, 130 % y 150 %, encontrando que una proporción de llenado del 50 % brinda una mayor diferencia de temperaturas entre las secciones de condensador y evapora-

dor. Poplaski et al. [18] realizaron el análisis de la red de resistencias térmicas de un “heat pipe” cilíndrico, además de proponer un modelo numérico para la simulación del funcionamiento del “heat pipe”. En dicha investigación se utilizaron correlaciones empíricas para encontrar el valor de las resistencias térmicas, las cuales tuvieron una variación entre 1-28 % con el modelo numérico. En dicho estudio se concluyó que aumentar el número de aletas en el “heat pipe” en aplicaciones de alta temperatura provoca que la resistencia térmica del núcleo de vapor sea más significativa, debido a que la caída de temperatura en esta misma zona también es mayor. Esto contrastó con aplicaciones de baja temperatura, donde se encontró que esta misma resistencia térmica es despreciable, debido a que no hay un aumento considerable en la temperatura del núcleo de vapor.

Dichos dispositivos incluso han sido utilizados en aplicaciones de recuperación de calor residual o incluso modificados en su geometría y funcionamiento. Un ejemplo de esto es el trabajo de Wang et al. [19], quienes realizaron una investigación para mejorar la recuperación de energía térmica mediante “heat pipes”, modificando la estructura “heat pipe” convencional, diseñando un nuevo tipo llamado “heat pipe radial”, el cual no cuenta con estructura capilar. Dicho dispositivo se comprende de dos tubos metálicos concéntricos, uno dentro del otro. El calor que se pretende recuperar es absorbido por la superficie externa del tubo externo, calentando el fluido de trabajo interno que se encuentra entre ambos tubos, generando una sección de vapor y una piscina del fluido de trabajo condensado. Al interior del tubo interno fluye líquido refrigerante que se utiliza para retirar el calor del fluido de trabajo. El experimento se realizó con diferentes cantidades de calor de entrada usando 3267W, 4004W y 4817W. En dicho estudio se encontró que la transferencia de calor aumentó debido al incremento en la intensidad de la evaporación en ebullición. Además, se determinó que la proporción de llenado afectó al comportamiento termo-hidráulico del “heat pipe”, debido a que cuando esta alcanzó un nivel de 38.8 % se redujo la tasa de transferencia de calor debido a la reducción del área interna de la sección del condensador, en otras palabras se redujo la superficie donde el líquido pudo

condensarse.

Posteriormente, en otro trabajo Wang et al. [20] realizaron más estudios para la recuperación de calor, modificando aún más este mismo tipo de “heat pipe”, presentando una nueva propuesta de diseño en la cual se añadió aletas internas a la sección del condensador (superficie externa del tubo interno), logrando reducir la resistencia térmica interna del modelo en un 8.69% con 4 aletas y 14.78% con 8 de las mismas, lo que representó un aumento en la cantidad de energía térmica recuperada por el dispositivo. A su vez también estos dispositivos han sido utilizados sin hacer cambios significantes en su funcionamiento en aplicaciones de recuperación de calor residual. Por ejemplo, Jouhara et al. [21] estudiaron la aplicación de los “heat pipes” en sistemas de recuperación de calor para la industria cerámica. Por lo que diseñaron, fabricaron e instalaron un intercambiador de calor que utilizó “heat pipes” (HPHE, por sus siglas en inglés), utilizando dicho intercambiador en un horno de solera de rodillos, dicho intercambiador se presentó como una alternativa para la industria cerámica, donde el calor es el tipo de energía que se utiliza principalmente y su fuente consume gas natural, por lo que se pretende recuperar parte de la energía desperdiciada. Estos hornos están separados en dos secciones: cocción y enfriamiento, por lo que se recuperó el calor residual de la etapa de enfriamiento mediante los “heat pipes” evitando la contaminación cruzada y de una manera eficiente. Esto según este estudio, ayudó a recuperar 99.5KW, lo que consecuentemente representó un ahorro de 876MWh por año, lo que se puede analizar como el ahorro de £30000 por año.

Sin embargo, la aplicación más común en la vida cotidiana de estos dispositivos es la de enfriar otros dispositivos, muchas veces electrónicos, debido a que ofrecen ventajas importantes como el ser compactos, no ruidosos y eficientes. De hecho es la aplicación que se les está dando en la presente investigación, enfriar el lado frío de un TEG para ampliar la diferencia de temperaturas entre sus superficies de contacto. Un ejemplo de esta aplicación es el trabajo desarrollado por Maalej et al. [22], quienes realizaron la investigación acerca del rendimiento térmico de un sistema de “heat pipes” aletados para la aplicación de enfriamiento una Unidad de Procesamiento Central (CPU, por sus siglas en inglés). Se utilizaron 3 “heat pipes”, aletas de

aluminio y una base de aluminio para los evaporadores. Los “heat pipes” estaban hechos de cobre y utilizaban agua como fluido de trabajo, cuyas dimensiones fueron las siguientes: evaporador de 53mm, condensador de 140mm, diámetro externo de 7.94mm, diámetro interno de 7.04mm, el espesor del medio poroso fue de 0.45mm. En dicho sistema se utilizaron 32 aletas con ancho de 20mm, largo de 160mm con un espesor de aleta de 0.8mm, espaciamiento entre aletas de 2mm y expuestas a convección forzada de aire a una velocidad de $0.35m/s$. Esto en conjunto con la base de aluminio representó una resistencia térmica global del sistema equivalente a $0.354K/W$, lo que permitió una temperatura de unión en el CPU $<90^{\circ}C$, logrando remover 150W, 100W y 50W en las posiciones nombradas como termosifón, horizontal y anti-gravedad respectivamente.

2.2 APLICACIÓN DE LOS TEG PARA LA RECUPERACIÓN DE CALOR.

Por su parte la tecnología TEG ha sido mayormente estudiada para aplicaciones de recuperación de calor, debido a que ofrece la conversión de energía térmica a energía eléctrica. Aunque se ha modificado su diseño y materiales, diversos trabajos se han enfocado en buscar nuevas áreas de aplicación, las cuales son áreas que ofrecen cantidades aprovechables de calor residual, debido a que se necesitan cantidades grandes de energía térmica para la conversión a energía eléctrica debido a la efectividad limitada de estos dispositivos. En la industria automotriz como se había mencionado antes, la mayor parte de la energía producida por un motor de combustión interna se pierde en forma de energía térmica a través de los gases de escape. Adicionalmente, los automotores forman una parte importante en las soluciones de movilidad del mundo actual, es por ello que diversas investigaciones con estos dispositivos han sido orientadas a este sector. Por ejemplo, Demir et al. [23] analizaron también la aplicación de los TEG para la recuperación de energía térmica

y convertirla en electricidad útil. Ellos utilizaron un intercambiador de tubos y coraza donde los tubos internos de este dispositivo estaban recubiertos por TEG, en este intercambiador una de las entradas (Flujo caliente) estuvo conectada directamente al múltiple de escape de los cilindros del motor, y la otra entrada (Flujo frío) estuvo conectada a un acceso de aire a temperatura ambiente ubicado en la parrilla frontal del automóvil. Esto generó una diferencia de temperaturas entre las superficies de contacto de los TEG. En esta investigación se aprovechó el calor residual de los gases de escape, donde la potencia máxima que se generó a partir de estos fue de 158W con una eficiencia del 0.51 % en la conversión de energía.

Coulibaly et al. [24] presentaron el estudio mediante un modelo numérico de la aplicación dos distintos tipos de disco de freno utilizando un TEG para la recuperación de calor residual. El primer tipo tiene ventilación interna, es decir, que este tiene un espaciado entre las superficies de contacto delantera y trasera de las balatas con el disco, el segundo tipo es una pieza sólida sin ventilación interna. Se consideró una vez que el vehículo se detuviera por completo se coloque el lado caliente del TEG inmediatamente en contacto con la superficie donde ocurre la fricción de las balatas, esto para recuperar calor residual producido por este fenómeno. Mientras que el lado frío del TEG solamente se hizo la consideración de exponerlo a convección natural de aire a temperatura ambiente (25°C). Donde la mayor temperatura (222°C) fue medida en el disco de freno sin ventilación interna, lo que permitió recuperar 4W de energía eléctrica a partir del calor residual emitido por los discos de freno. Yang et al. [25] estudiaron un modelo numérico 3D para la optimización de un catalizador de tres vías, el cual tiene TEG acoplados para absorber mediante su lado caliente el calor residual de los gases de escape del motor. En el modelo se consideró que el lado frío del TEG sea enfriado mediante líquido refrigerante del motor, es por ello que en la simulación se utilizó la consideración de temperatura constante (360K) debido a que el líquido tiene un gran coeficiente de transferencia de calor. Encontraron que aumentar la cantidad de TEG en el dispositivo decrementa la eficiencia de conversión del catalizador, por lo que se debe buscar la cantidad adecuada de TEG para

el buen balance de generación de energía sin afectar a la eficiencia de conversión del catalizador.

Pero el acoplar estos sistemas de manera directa a otros sistemas internos del automóvil, puede afectar al desempeño del sistema original del automóvil, afectando a sus emisiones y rendimiento del motor. Por ello, Ezzitouni et al. [26] analizaron los efectos que puede tener implementar la tecnología TEG en los gases de escape para recuperación de calor residual. Encontrando que estos dispositivos mejoran la eficiencia global de los motores de combustión interna a pesar de tener una baja eficiencia en la conversión de energía térmica a eléctrica. Los TEG fueron colocados corriente abajo en la dirección de flujo, después del Catalizador Oxidante Diesel (DOC, por sus siglas en inglés). Encontrando que la energía térmica que entra a través de la superficie de contacto del TEG es la misma de los gases de escape y que la diferencia entre la potencia de entrada y salida del TEG es el recurso que tienen estos dispositivos para recuperar la energía. Se realizaron estudios de transferencia de calor variando la velocidad del motor y el torque al que se sometió el mismo. Concluyendo que a medida que se aumentó la carga del motor, aumentó la energía que es capaz de recuperar los TEG. Además de encontrar que el torque tiene mayor influencia que la velocidad para la generación de energía. Resaltando que en este trabajo los TEG fueron refrigerados utilizando un líquido refrigerante a 50°C. Posteriormente, Ezzitouni et al. [27] también evaluaron las consecuencias de modificar el área de sección transversal del tubo de gases de escape de un motor de combustión interna en condiciones de manejo comunes para la implementación de un sistema de recuperación de calor a base de TEG, donde se determinó que no hay efectos negativos significantes en la eficiencia de bombeo del motor al cambiar la sección por donde pasan los gases de escape. Además, se encontró que el diseño del sistema de recuperación de calor presentado en este trabajo no tiene una caída de presión significativa, pudiendo así cumplir con las normas y restricciones marcadas por los fabricantes de filtros de partícula que son comúnmente implementados en los sistemas de escape para reducir emisiones contaminantes. Nuevamente se remarca

que el lado frío del TEG únicamente es refrigerado por líquido refrigerante.

También se ha hecho investigación acerca de estos dispositivos utilizando condiciones reales. Un ejemplo de ello es el trabajo de Reyes et al. [28] quienes realizaron el estudio referente a la recuperación de energía residual en un motor diésel de trabajo ligero con diferentes tipos de combustible en condiciones de operación reales. Se realizaron pruebas considerando factores como velocidad, altitud, humedad, para evaluar la energía en el sistema y determinar el potencial energético que tienen los gases de escape en estas condiciones para generar trabajo útil. Se determinó que entre el 20-30% de la energía emitida por los gases de escape puede ser recuperada eficazmente. Además, se concluyó que debido a que la temperatura y el flujo másico de los gases de escape son mayores en condiciones de manejo en carretera, se tiene un mayor potencial de recuperación de calor residual. La energía se recuperó mediante los TEG, los cuales fueron enfriados de nueva cuenta por líquido refrigerante a cierta temperatura (50°C) y el lado caliente se expuso a la energía transmitida por los gases de escape.

En este mismo grupo (Laboratorios de Investigación e Innovación en Tecnología Energética) de trabajo, ya se había trabajado con esta tecnología anteriormente. Aguiñaga et al. [29] estudiaron la implementación de un sistema de recuperación de calor que utilizó la tecnología TEG para capturar calor residual de los gases de escape de un motor diésel. Esta investigación se realizó variando la temperatura de los gases de escape mediante un sistema de resistencias eléctricas, y también variar el régimen de giro del motor. Encontrando que es más significativa la variación en la temperatura de los gases de escape para la generación de energía eléctrica, debido a que con la variación de este parámetro se percibió una diferencia de voltaje 0.2V manteniendo el régimen de giro constante. En cambio, al mantener la temperatura constante y variar el régimen de giro, se produjo una variación de voltaje de apenas 0.02V. En este trabajo, también se utilizó un intercambiador de calor para refrigerar a los TEG, este dispositivo utilizó un líquido refrigerante para absorber el calor del lado frío de estos dispositivos.

2.3 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA DE SISTEMAS CON AMBAS TECNOLOGÍAS OPERANDO EN CONJUNTO.

La unión de ambas tecnologías es algo prometedor debido a que se ha demostrado que el “heat pipe” es capaz de mejorar el rendimiento de los TEG. Algo que es ampliamente buscado debido a que los TEG son dispositivos de baja eficiencia en la conversión de energía, lo que quiere decir que necesita grandes cantidades de energía térmica para producir energía eléctrica. Es gracias a la gran eficiencia en el transporte de energía térmica de los “heat pipes” que el interés en unir ambas tecnologías para generar sistemas de recuperación de calor a aumentado. Por ejemplo, Elghool et al. [30] analizaron el funcionamiento de un generador termoeléctrico utilizando un conjunto de 5 “heat pipes” de 20 cm de longitud y 8 mm de diámetro, que utilizaron agua como fluido de trabajo y utilizaron también un medio poroso sinterizado, comprados a un proveedor dedicado a esta tecnología, es decir, no fueron diseñados para la aplicación específica. En dicha investigación se logró mejorar la eficiencia del generador termoeléctrico y obtener una potencia eléctrica de 8.2W. Destacando de esta investigación que la fuente de calor fue de origen eléctrico, y no de un proceso donde se este recuperando este tipo de energía. Wang et al. [31] también estudiaron un sistema que utilizó “heat pipes” y generadores termoeléctricos en conjunto, como un sistema de recuperación de calor industrial. Expusieron la sección de evaporador del “heat pipe” a la fuente de donde se pretendió recuperar calor y la sección del condensador por donde dicho dispositivo libera la energía, se utilizó como fuente de calor para el generador termoeléctrico colocando dicha sección en el lado caliente de este último dispositivo y el lado frío fue refrigerado por un intercambiador de calor. Encontraron que la capacidad para transferir calor de los “heat pipe” se vio limitada por la baja conductividad térmica del generador termoeléctrico. Así como también que la diferencia de temperaturas dentro del “heat pipe” estuvo afectada por el flujo de calor dentro del generador termoeléctrico y la uniformidad de la distribución de la temperatura en los lados del generador.

Rameli et al. [32] estudiaron la aplicación de un sistema de recuperación de calor para la generación de energía eléctrica a partir de calor remanente, dicho sistema se basó en la tecnología TEG asistida por “heat pipes”. Un “heat pipe” por cada lado del TEG, uno con el fin de suministrar energía térmica del lado caliente del TEG y el otro para retirar la energía térmica del lado frío del mismo. Para el análisis del sistema de recuperación de calor se utilizó un ducto de aire en forma de U, dicho ducto tiene un soplador de aire en la entrada, el cual provoca que este fluido sea conducido a través de los “heat pipes” acoplados a la parte fría del TEG, esto para que añadan energía térmica al aire. Posteriormente, el aire es conducido a una etapa de calentamiento de aire, dicho flujo de aire caliente pasa por la segunda zona de “heat pipes” donde este calor fue transmitido al lado caliente del TEG, para así, generar la diferencia de temperaturas entre sus superficies de contacto produciendo así, energía eléctrica. En dicho estudio se encontró que la tasa de transferencia de calor máxima fue de 1079W con una velocidad del aire de 1.1m/s , pudiendo generar una potencia máxima de 7W de energía eléctrica.

Cao et al. [33] estudiaron y diseñaron un recuperador de calor residual de los gases de escape de un automóvil. Haciendo uso de “heat pipes” para extraer calor proveniente de los gases de escape y utilizarlo para calentar la superficie caliente de los TEG que utilizaron. Para poder generar una diferencia de temperaturas entre las superficies de contacto del TEG, se utilizó agua fría con el fin de retirar la energía térmica del lado frío de los TEG. El flujo de gases de escape fue emulado mediante un soplador de aire, cuyo aire fue calentado mediante resistencias eléctricas y para la conversión de energía fueron utilizados 36 módulos termoelectricos. Donde se encontró que la potencia de salida del sistema fue 10.17% más grande al implementar los “heat pipes” en comparación con no implementarlos, logrando generar hasta 13.08W de potencia eléctrica y un voltaje de circuito abierto a la salida de los TEG de 81.09V .

Deng et al. [34] investigaron la recuperación de calor residual generado por los incendios del subsuelo de las cuencas carboníferas, esto utilizando un sistema de

recuperación de calor. Este sistema se compuso de un modulo de extracción de calor, el cual básicamente se integró de un “heat pipe”. Dicho modulo se asistió de generadores termoeléctricos para convertir energía térmica recuperada de estos incendios en energía eléctrica. Esto quiere decir que el “heat pipe” fue el encargado de suministrar calor al lado caliente del TEG, por lo que el lado frío fue refrigerado mediante el bombeo de agua. Se determinó teóricamente que el calor residual promedio por agujero en el suelo donde se colocara este sistema completo fue de 46kW del cual el 94 % es recuperable. Además, se encontró que una diferencia de temperaturas en el sistema de 50°C produce 960W por agujero en el suelo.

Como fue posible observar la mayor parte de los trabajos presentados en este capítulo se ha enfocado en elevar la temperatura del lado caliente del TEG (Exponiéndolo a superficies calientes o incluso utilizando “heat pipes”), dejando a un lado la etapa de enfriamiento del TEG, exponiendo simplemente el lado frío del TEG a convección natural de aire, o incluso refrigerándolo utilizando bombeo de agua o refrigerante automotriz, bombeado por el mismo motor o dispositivos externos. Donde este último caso afecta a la eficiencia global de los sistemas, debido a que se está consumiendo energía para refrigerar al TEG y producir energía, lo que suena incongruente cuando se trata de sistemas de recuperación de energía los cuales deben buscar ahorrar energía mejorando la eficiencia global de los sistemas para cumplir los objetivos internacionales planteados en el capítulo anterior. Debido a lo anteriormente expuesto, los “heat pipes” pueden representar una gran alternativa en los sistemas de recuperación de calor donde se utiliza la tecnología TEG. Esto gracias a que son dispositivos de transferencia de calor pasivos, lo que quiere decir que no necesitan consumir energía externa para que hagan el trabajo de refrigeración del TEG, esto en algunos sistemas como los automotrices donde los automóviles están en constante movimiento produciendo corrientes de aire, es decir, donde los “heat pipes” pueden aprovechar el efecto de la convección forzada para liberar la energía térmica no recuperada por el TEG al ambiente.

CAPÍTULO 3

PLANTEAMIENTO DE LA TESIS

Durante el desarrollo del presente capítulo se expondrá acerca del planteamiento de la problemática central que se solucionará en este trabajo de tesis, así como la hipótesis principal, el objetivo principal del trabajo y los objetivos específicos que ayudarán a cumplir el objetivo principal, que establecerán las pautas principales de la presente investigación antes de adentrarnos a la metodología.

3.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA GENERAL

Globalmente existe una gran diversidad de sistemas que utilizan calor o producen este tipo de energía de manera no deseada, lo que provoca que se generen cantidades considerables de calor residual a partir de la energía desperdiciada por los distintos sectores económicos. Lo anteriormente mencionado es provocado por la ineficiencia de los sistemas que se utilizan para los diversos procesos, esto a su vez, provoca que el consumo de nuestros recursos (gas natural, petróleo, carbón, etc.) sea de una forma más acelerada. Es debido a lo anterior y como se demostró en la sección de introducción, que existe un interés económico y científico acerca del desarrollo de sistemas de recuperación de calor que ayuden a mejorar la eficiencia de los sistemas existentes y reduzcan así, la energía consumida por los mismos, incluso implementándose normativas (anteriormente mencionadas). Actualmente, existe el interés por desarrollar sistemas de recuperación de calor en los sistemas automotrices, que utilicen la tecnología TEG como parte de una solución pasiva, debido a que estos dispositivos tienen potencial en la recuperación de energía al tener la capacidad de convertir mediante el efecto Seebeck energía térmica en energía eléctrica (como se observó en la literatura encontrada). Sin embargo, para su implementación en sistemas de escape de los automóviles, se han enfocado los trabajos de investigación en la exposición del lado caliente de los TEG a la energía residual de los gases de escape. Por lo que se ha dejado el interés por el lado frío de estos dispositivos, incluso combinando soluciones activas (enfriadores) para refrigerar dicha superficie, el problema principal de esto es precisamente la combinación de soluciones pasivas y activas para la recuperación energética en esta aplicación. Debido a lo anterior se puede decir que se consume energía para recuperar energía, por lo que en algunos casos se puede generar que se llegue a consumir más energía de la que se recupera.

Es por lo anteriormente mencionado que la presente investigación se dedica al estudio de desarrollo de un sistema pasivo de disipación de calor, empleando “heat pipes” en un TEG modelo TEG1-12610-5.1, para su implementación a un sistema

de recuperación de calor (producto de un trabajo anterior [29]) que utiliza la combinación de un sistemas pasivo y activo, con el fin de reemplazar la solución activa (baño térmico) y utilizar únicamente soluciones pasivas, para que la generación de energía eléctrica sea sin el consumo de energía proveniente de fuentes externas al sistema. Esto pensando en su posterior implementación en un automóvil ya que el calor extraído por los “heat pipes” de la superficie fría del TEG, puede ser disipado hacia el ambiente gracias a la convección forzada de aire generada por el movimiento del automóvil, esto será estudiado a nivel laboratorio mediante la implementación de ventiladores eléctricos en un túnel de viento, de los cuales será controlada la velocidad del aire. Adicionalmente, también se variará la temperatura de los gases de escape, mediante resistencias eléctricas para generar distintas diferencias de temperatura entre las superficies de contacto del TEG. Lo anterior será estudiado en un motor diesel de 5.9L de la compañía Cummins, en el banco de pruebas SCR del LIITE (Laboratorio de Investigación e Innovación en Tecnología Energética) de la UANL (Universidad Autónoma de Nuevo León). Los “heat pipes” anteriormente mencionados serán seleccionados a partir de modelos de diseño específico para esta aplicación, los cuales serán también desarrollados en la sección de metodología.

3.2 HIPÓTESIS

Teniendo en cuenta que la mayor parte de la energía (55-80 %) es disipada por los motores de combustión interna en los gases de escape como energía térmica, y que los TEG son capaces de transformar dicha energía en electricidad mediante la generación de una diferencia de temperaturas entre sus superficies de contacto. Dicha diferencia de temperaturas se obtendrá mediante el diseño, fabricación e implementación de un sistema de disipación de calor que utilice la tecnología “heat pipe”, lo cual representará la solución pasiva para la refrigeración del TEG, logrando generar energía eléctrica a partir del calor residual proveniente de los gases de escape y así sustituir la solución activa (baño térmico) propuesta anteriormente en el grupo de trabajo [29].

3.3 OBJETIVOS

3.3.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar, fabricar e implementar un sistema de disipación de calor pasivo que utilice “heat pipes”, con el fin de refrigerar el lado frío de un TEG modelo TEG1-12610-5.1. Lo anterior para sustituir una solución activa (baño térmico) en un sistema de recuperación de calor implementado en el banco de pruebas SCR de los LIITE de la UANL, que utiliza un motor Cummins de 5.9L, generando una diferencia de temperaturas entre las superficies de contacto del TEG, para producir energía eléctrica aprovechable sin utilizar fuentes de energía externas para refrigerar a dicho dispositivo. Lo anterior a partir de energía térmica residual proveniente de los gases de escape.

3.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Caracterizar el funcionamiento de un TEG modelo TEG1-12610-5.1 para obtener su resistencia térmica real en operación.
- Desarrollar un modelo termo-hidrodinámico con correlaciones analíticas para obtener los límites de funcionamiento de un “heat pipe”.
- Desarrollar un modelo térmico con correlaciones analíticas para obtener la resistencia térmica de un sistema de disipación de calor que emplee “heat pipes”.
- Utilizar ambos modelos mencionados anteriormente para dimensionar el sistema de disipación de calor que emplee “heat pipes”.
- Manufacturar el sistema de disipación de calor que emplee “heat pipes”, para su posterior montaje en el banco de pruebas.
- Diseñar y manufacturar un túnel de viento el cual será acoplado al sistema de disipación de calor con el fin de emular el movimiento de un automóvil.
- Diseñar un sistema de sujeción para adaptar el sistema de recolección de calor al nuevo sistema de disipación de calor pasivo.
- Ensamblar la solución pasiva que comprende principalmente del sistema de disipación de calor y el sistema de túnel de viento para la obtención de datos experimentales.
- Ensamblar la solución pasiva al banco de pruebas SCR, para recuperar calor residual de los gases de escape del motor Cummins de 5.9L.
- Desarrollar un protocolo de experimentación para la correcta obtención de datos experimentales.
- Obtener resultados experimentales para la generación de conclusiones de la investigación.

METODOLOGÍA

Durante el desarrollo de este capítulo se hablará de la metodología general que se llevó a cabo en este trabajo de investigación, así como también los equipos y herramientas que se utilizaron en el desarrollo de cálculos y experimentaciones. En la Figura 4.1 se puede observar el diagrama general de las actividades desarrolladas.

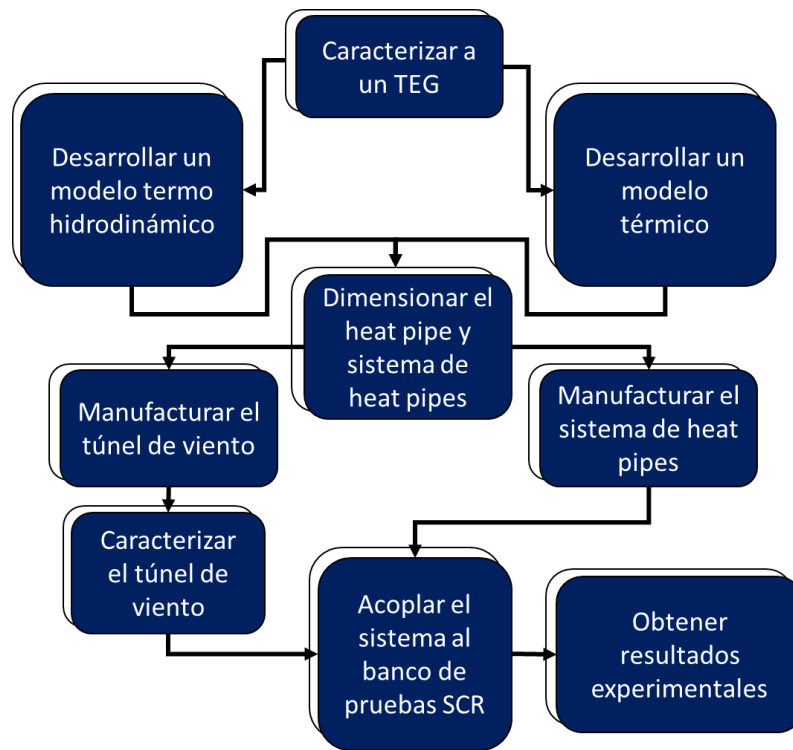


FIGURA 4.1: Esquema general de actividades generales desarrolladas

4.1 CARACTERIZACIÓN DEL GENERADOR TERMOELÉCTRICO

Se decidió caracterizar el funcionamiento de un TEG modelo TEG1-12610-5.1 de la marca TEC Solidstate Power Generators que tiene 40mm de ancho, con 40mm de largo y un espesor de 3.85mm. El cual según el fabricante es capaz de generar 5W de energía eléctrica. La caracterización de dicho dispositivo tuvo el objetivo de obtener el valor experimental de la resistencia térmica real del TEG, debido a que el fabricante proporcionó valores de condiciones ideales, además de no mencionar con certeza el valor de la resistencia térmica de dicho dispositivo. Por lo que se midió la temperatura de una placa de acero que proporcionó energía térmica al lado caliente del TEG, se midió también la temperatura del lado frío del dispositivo antes mencionado expuesto a convección natural, así como también se observó la uniformidad de temperaturas en las superficies antes mencionadas tanto del TEG como de la placa de acero.

4.1.1 MEDICIÓN DE TEMPERATURA DEL LADO CALIENTE Y TEMPERATURA DEL LADO FRÍO DEL TEG EXPUESTO A CONVECCIÓN NATURAL.

En la Figura 4.2 se pueden observar de forma esquemática los dispositivos que se necesitaron en el banco de pruebas correspondiente la caracterización del TEG, donde se puede apreciar una parrilla eléctrica, la cual se utilizó con el fin de generar la suficiente energía térmica para calentar el lado caliente del TEG. Entre este dispositivo y la parrilla eléctrica se colocó una placa de acero de 20cm de ancho, 20cm de largo y 13mm de espesor, lo anterior con el fin de uniformizar la temperatura en la superficie del TEG, también se utilizó una cámara infrarroja de grado científico ThermoVision SC4000 MWIR (TC) con número de parte 420-0044-

04-00 de la compañía Flir, con el fin de medir las temperaturas en las superficies tanto de la placa como del lado frío del TEG.

El objetivo de este experimento fue determinar la temperatura en el lado frío del TEG expuesto a convección natural, y la distribución de temperaturas en la placa de acero. Esto para determinar el valor de la resistencia térmica del TEG de manera experimental y tomarla como referencia en el diseño del sistema de disipación de energía.

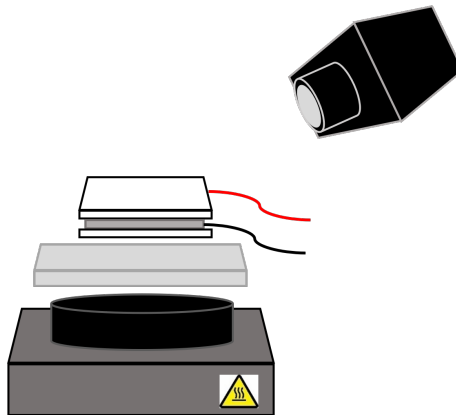


FIGURA 4.2: Diagrama esquemático correspondiente a la primera parte de la caracterización del TEG, que comprende de una parrilla eléctrica, una placa de acero, un TEG y una cámara infrarroja.

Para este experimento se pintó de color negro mate las superficies de interés tanto de la placa como del TEG (Ver Figura 4.3), esto para evitar los reflejos que generan los metales durante la medición de temperatura en la cámara infrarroja y poder tener una medición más precisa, además de que el factor de emisividad de la pintura negra mate es un valor conocido (0.974) y que se puede introducir en el software de la cámara infrarroja para medir la temperatura de forma correcta.

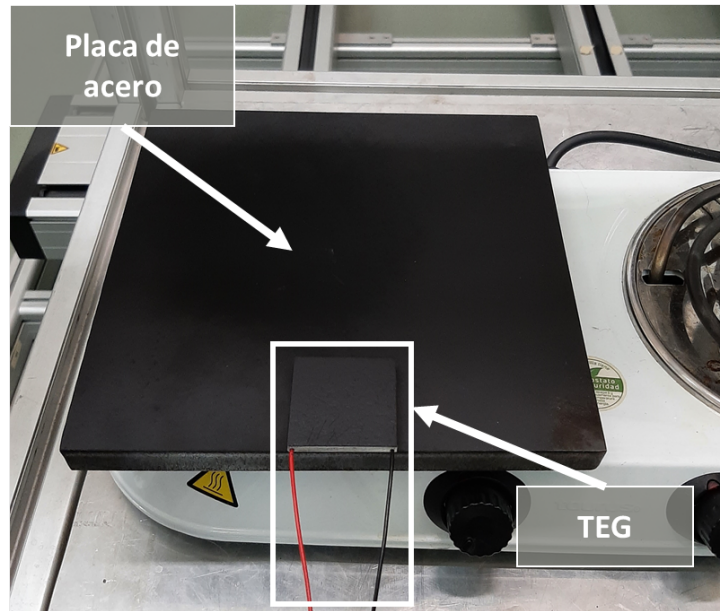


FIGURA 4.3: Placa con superficie superior pintada en color negro mate y TEG con el lado frío del mismo color.

En la Figura 4.4 se puede apreciar la cámara infrarroja ThermoVision SC4000 de la compañía Flir, la cual necesita de una computadora que contiene el software de la compañía Flir (Therma CAM Reseacher) para el procesamiento de las señales emitidas por dicha cámara. La cámara antes mencionada fue montada en la estructura del sistema de medición láser el cual se encontraba en la posición "home" la cual se encuentra en la posición de altura máxima, apoyada en una estructura de perfil estructural de aluminio y una placa de metal que soporta a la misma. La superficie superior de la placa sobre la cual se colocó el TEG, se posicionó a 65cm desde el nivel del piso.

La Figura 4.5 A muestra la distribución de temperaturas en la placa de acero, se observó que la distribución no es completamente uniforme. Es debido a lo anterior que se decidió hacer la medición con la cámara y no con termopares, los cuales miden la temperatura de forma puntual y la cámara nos permite medir la temperatura promedio en un área determinada disminuyendo la cantidad de error en la medición. Dicha temperatura promedio es proporcionada por el software de

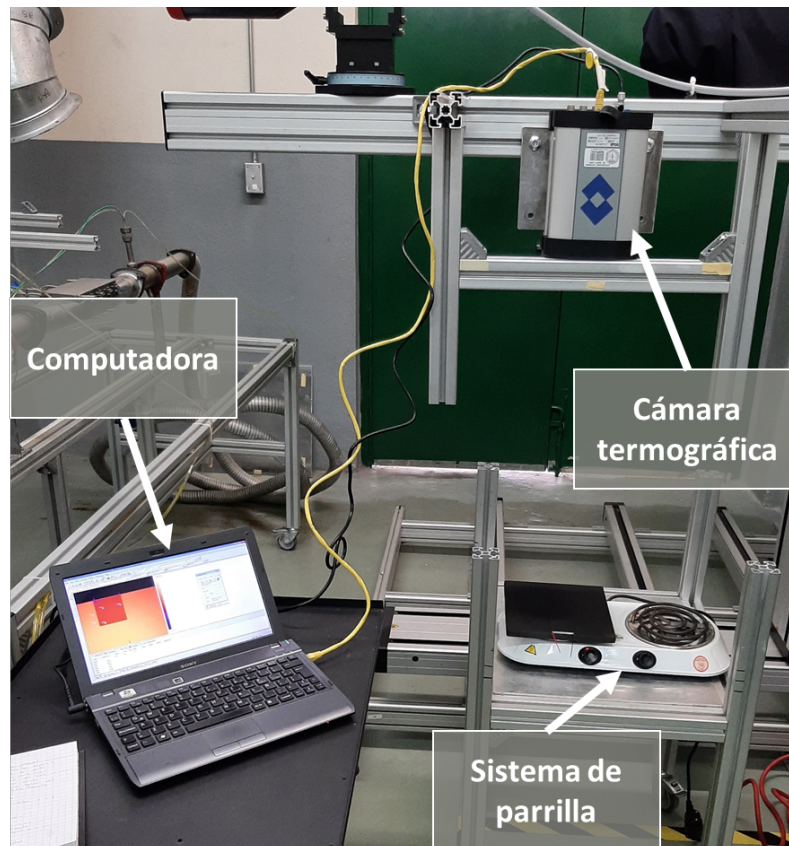


FIGURA 4.4: Sistema completo de la primera parte de la caracterización del TEG, que comprende de una cámara infrarroja ThermoVision SC4000, una computadora, y el sistema de la parrilla donde se colocó el TEG con el fin de calentarlo.

la cámara infrarroja, haciéndolo a partir de la medición puntual de temperatura en cada píxel de la imagen que es capturada por el objetivo de la cámara. El rango de medición seleccionado fue entre 135 y 197°C .

También en la Figura 4.5 se puede observar el área que fue seleccionada para medir la temperatura promedio en la superficie del lado frío del TEG, así como el área de la placa donde se colocó el TEG para medir la temperatura promedio con la cual el TEG se calentó durante el experimento. En el área a través de la cual se le suministró energía térmica al TEG (área de la placa donde se colocó el TEG, Figura 4.5 A) se encontró que la temperatura mínima fue de 149.7°C y una temperatura máxima de 197°C con una desviación estándar de 2.8°C , resultando una temperatura

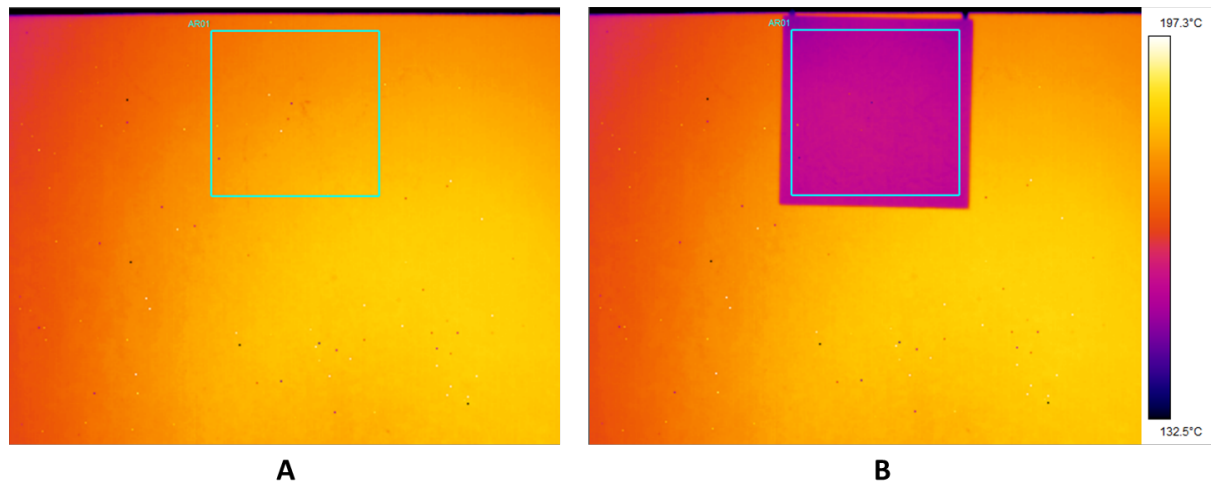


FIGURA 4.5: Limitación de área de medición de temperaturas en las superficies en contacto con el TEG, donde A es el área sin el TEG y B es el área midiendo la temperatura sobre el TEG.

promedio de 177.5°C . Mientras que en el área de la superficie fría del TEG (Figura 4.5 B) la temperaturas mínima y máxima fue de 144.7°C y 177.7°C , respectivamente con una desviación estándar de 1.5°C , obteniéndose una temperatura promedio de 155.4°C . Lo anterior sometiendo al TEG únicamente a condiciones de convección natural de aire a temperatura ambiental, la cual se mantuvo a 17.38°C .

4.2 DESARROLLO DE MODELOS DE CORRELACIONES ANALÍTICAS PARA EL DISEÑO TÉRMICO Y TERMOHIDRODINÁMICO DE LOS “HEAT PIPES” QUE CONFORMARÁN LA SOLUCIÓN PASIVA.

El tipo de “heat pipe” a diseñar y posteriormente seleccionar tiene como objetivo abatir la mayor cantidad de calor posible de la superficie denominada fría del TEG, este último tiene la capacidad de transferir hasta 113W de energía térmica entre sus superficies de contacto según el fabricante en condiciones ideales, por lo que esta cantidad de calor fue dividida entre la cantidad de 4 “heat pipes”, los cuales conformaron parte de la solución pasiva y trabajan en paralelo transfiriendo cada uno la cantidad de 28.25W. Para ello se diseñó una base que pone a todas las zonas de evaporación de los “heat pipes” que deben estar en contacto con la superficie fría del TEG (Ver Figura 4.6), dicha base se propone con la siguiente geometría: el largo y ancho de dicha base debe ser igual a las dimensiones del TEG, debido a que este representó la fuente de la energía térmica para las zonas de evaporación de los “heat pipes”, es decir de sección de 4.02 cm x 4.02 cm con un espesor de 1cm suficiente para cubrir la superficie externa de los evaporadores. Además, el material elegido para este dispositivo es cobre el cual tiene una gran conductividad térmica y también es ampliamente utilizado para aplicaciones de enfriamiento, como es posible observar en los sistemas de enfriamiento que utilizan “heat pipes” para enfriar a los CPU y GPU. El diámetro de los orificios corresponde al diámetro externo del “heat pipe”, dicho diámetro se especificará posteriormente en este capítulo. Además de la base antes mencionada, se colocó un sistema de aletas de aluminio natural calibre 22 en la sección de condensador de los 4 “heat pipes” para disipar parte de la energía térmica hacia el ambiente.

Los “heat pipes” que se diseñaron y posteriormente seleccionaron están hechos de cobre puro para la pared del tubo, polvo de cobre sinterizado para el medio poroso y agua destilada como fluido de trabajo. Lo anterior debido a que son materiales que se combinan bien y son ampliamente utilizados en este tipo de aplicaciones [22]. Tomando en cuenta lo anterior se llevaron a cabo dos modelos de diseño para el correcto dimensionamiento del “heat pipe”, uno llamado modelo termohidrodinámico para la revisión de los límites de funcionamiento del “heat pipe”, de los cuales se hablará posteriormente en este capítulo. El otro modelo de diseño es el modelo térmico el cual se constituye principalmente de una red de resistencias térmicas las cuales sirven para el cálculo de las dimensiones geométricas importantes como diámetros y longitudes de las distintas secciones del “heat pipe”, así como también para la correcta selección posterior del “heat pipe”. Ambos modelos deben ser analizados de manera conjunta para el correcto dimensionamiento del sistema de disipación de calor o solución pasiva.

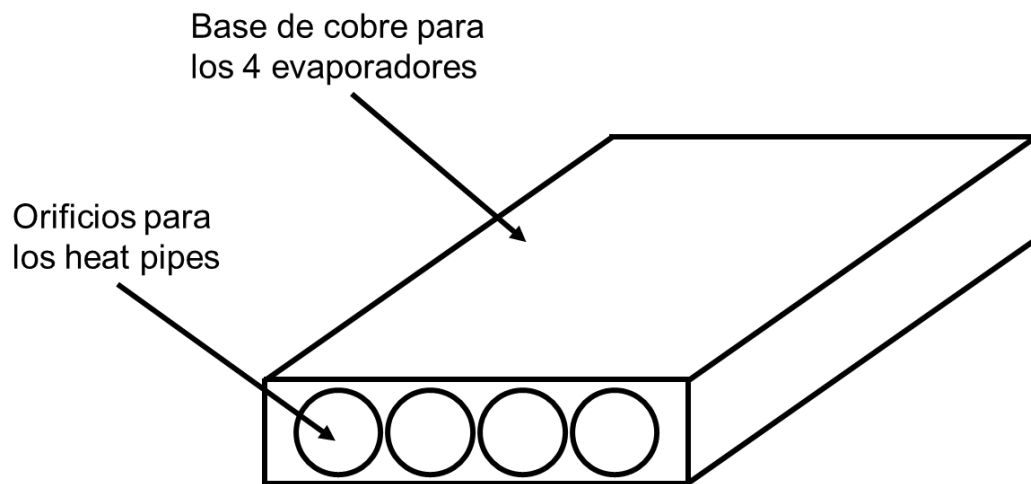


FIGURA 4.6: Base de cobre diseñada para 4 “heat pipes”.

4.2.1 MODELO TERMOHIDRODINÁMICO.

Este modelo se refiere al análisis de las propiedades de los materiales, geométricas y de transporte de fluido dentro del “heat pipe”, para el cumplimiento de los límites de funcionamiento del “heat pipe”. Los límites de funcionamiento de un “heat pipe” son parámetros que indican la cantidad máxima de flujo de calor que es capaz de transportar cada uno de estos dispositivos, antes de experimentar diversos fenómenos que impiden su correcto funcionamiento, los cuales se estarán describiendo posteriormente en este mismo apartado.

4.2.1.1 LÍMITE POR CAPILARIDAD

Este límite es uno de los más importantes de analizar, dicho límite permite analizar a qué cantidad de flujo de calor el “heat pipe” pierde la capacidad de transportar el fluido por capilaridad dentro del medio poroso. Esto sucede cuando la caída de presión entre las secciones de condensador y evaporador a través del medio poroso, no es suficiente para vencer al resto de las caídas de presión, lo que ocasiona que el fluido condensado no sea capaz de transportarse por el medio poroso, evitando que el ciclo interno de este no suceda dentro del “heat pipe”, evitando así también el correcto transporte de la energía térmica, dicho límite es descrito por la ecuación (4.1). Donde ρ_l es la densidad del fluido de trabajo en fase líquida, σ es la tensión superficial del fluido de trabajo, h_{fg} es la entalpía de vaporización de cambio de fase, μ_l es la viscosidad dinámica del fluido en fase líquida, A_w es el área transversal del medio poroso, L_{eff} es la longitud efectiva del “heat pipe”, $r_{c,e}$ es el radio capilar cuya forma de cálculo cambia según el tipo de medio poroso que se utiliza en el “heat pipe”, g es la gravedad, L es la longitud total del “heat pipe” y por último ψ es el ángulo de inclinación del “heat pipe” [12].

$$q_{c,max} = \left(\frac{\rho_l \sigma h_{fg}}{\mu_l} \right) \left(\frac{A_w K}{L_{eff}} \right) \left(\frac{2}{r_{c,e}} - \frac{\rho_l g L \sin \psi}{\sigma} \right) \quad (4.1)$$

El radio capilar se calcula de la forma descrita en la ecuación (4.2) para el tipo de medio poroso que se seleccionó en este diseño. Donde r_s es el radio de la esfera de una partícula de polvo que compone el medio poroso (recordando que es polvo de cobre sinterizado) [12].

$$r_{c,e} = 0.41 r_s \quad (4.2)$$

4.2.1.2 LÍMITE POR ARRASTRE

Dicho límite refiere al efecto que pudiera suceder debido a las altas velocidades del vapor interno del “heat pipe” cuando este se desplaza desde la sección del evaporador a la sección del condensador, el problema surge cuando dicho flujo es capaz de arrastrar partículas líquidas dejando así, la sección del evaporador con niveles de líquido insuficientes para hacer el cambio de fase, evitando así la transferencia de calor interna del “heat pipe”. Dicho límite de funcionamiento es calculado mediante la ecuación (4.3). Donde A_v es el área transversal por donde el vapor fluye de la sección del evaporador a la sección del condensador, es decir, del núcleo de vapor, ρ_v es la densidad del fluido de trabajo en fase de vapor y $r_{h,w}$ es el radio hidráulico concerniente a la sección transversal de la mecha o medio poroso [12].

$$q_{e,max} = A_v h_{fg} \left(\frac{\sigma \rho_v}{2r_{h,w}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.3)$$

4.2.1.3 LÍMITE POR EVAPORACIÓN POR NUCLEACIÓN

La evaporación por nucleación es un fenómeno que ocurre al calentar el fluido de trabajo en fase líquida, debido a que al calentarse se forman burbujas de este en fase de vapor, las cuales se acumulan hasta fluir a través del medio poroso de la sección del evaporador, liberándose de este y producir así un flujo de vapor a través del núcleo de vapor. Este límite se refiere a que este fenómeno puede ocasionar problemas en la transferencia de calor interna del “heat pipe”, ya que al producirse en exceso estas burbujas de vapor en el medio poroso, pueden obstruir el regreso del fluido de trabajo en fase líquida a través de este mismo desde la sección del condensador a la sección del evaporador, secando así la sección del evaporador, evitando que se produzca continuamente el ciclo de trabajo del “heat pipe” el cual es muy necesario para poder transportar la energía térmica a la cual se está exponiendo dicho dispositivo. Dicho

límite es calculado mediante la ecuación 4.4, donde L_e es la longitud de la sección del evaporador, k_{eff} es la conductividad térmica efectiva del medio poroso, T_v es la temperatura del fluido de trabajo en fase vapor, r_i es el radio interno del “heat pipe”, r_v es el radio del núcleo de vapor, r_n es un valor constante que equivale a $0.254 \mu m$ el cual se refiere al radio de la cavidad de la nucleación, $r_{c,e}$ es el radio capilar [12].

$$q_{b,max} = \left(\frac{4\pi L_e k_{eff} T_v \sigma}{h_{fg} \rho_v \ln\left(\frac{r_i}{r_v}\right)} \right) \left(\frac{1}{r_n} - \frac{1}{r_{c,e}} \right) \quad (4.4)$$

4.2.1.4 LÍMITE POR SONIDO

Este límite se refiere al efecto que tiene la alta velocidad del flujo de vapor interno del “heat pipe”, el cual puede llegar a generar que las líneas de flujo de vapor cambien de dirección y choquen entre sí evitando un correcto flujo de vapor dentro del “heat pipe” desde la sección del evaporador, hacia la sección del condensador donde el vapor se debe condensar. Donde γ_v es una proporción de valores específicos de vapor, R_v es la constante específica del gas [12].

$$q_{s,max} = A_v \rho_v h_{fg} \left(\frac{\gamma_v R_v T_v}{2(\gamma_v + 1)} \right)^2 \quad (4.5)$$

4.2.1.5 CAÍDAS DE PRESIÓN

El modelo termohidrodinámico además de analizar el flujo de calor máximo que es capaz de transportar el sistema, también analiza las caídas de presión internas del “heat pipe”, las cuales son: la capilar, del líquido, del vapor, axial, y normal.

Donde, es necesario que la caída de presión de mayor magnitud sea la caída de presión capilar, debido a que si esta caída de presión no logra vencer a las demás, el transporte del fluido de trabajo en fase líquida dentro del “heat pipe”, no va a ser suficiente para hacer funcionar correctamente al ciclo de trabajo del “heat pipe”, evitando el transporte de energía.

La caída de presión capilar se calcula con la ecuación 4.6, donde σ es la tensión superficial del líquido de trabajo que cambiará de fase dentro del “heat pipe”, r_c es el radio capilar del medio poroso el cual se calcula dependiendo el tipo de medio poroso, para un medio poroso como el que se plantea en este modelo (polvo sinterizado de cobre) se calcula con la ecuación 4.7, donde r_s es el radio de la partícula que se utilizó para hacer el sinterizado [12]

$$\Delta P_{c,m} = \frac{2\sigma}{r_c} \quad (4.6)$$

$$r_c = 0.41r_s \quad (4.7)$$

La caída de presión en el vapor en términos del flujo de calor (ΔP_v^*) se calcula de acuerdo a la ecuación 4.8, donde C es un valor constante si el número de coincidencia de vapor (Ma_v) es menor a 0.2, dicho valor constante es 1 [12].

$$\Delta P_v^* = \frac{C(f_v Re_v)\mu_v}{2r_v^2 A_v \rho_v h_{fg}} L_{eff} = \frac{\Delta P_v}{q} \quad (4.8)$$

En el líquido también existe una caída de presión que queda en términos del flujo de calor (ΔP_l^*) que se calcula con la ecuación 4.9. Donde L_{eff} es la longitud efectiva del “heat pipe” [12]

$$\Delta P_l^* = \frac{\mu_l}{kA_w h_{fg} \rho_l} L_{eff} = \frac{\Delta P_l}{q} \quad (4.9)$$

La caída de presión normal es calculada con la ecuación 4.10, donde θ es el ángulo de inclinación del “heat pipe” y g es la gravedad [12]

$$\Delta P_{normal} = \rho_l g d_v \text{Cos}\theta \quad (4.10)$$

Finalmente la caída de presión axial es calculada mediante la ecuación 4.11, donde L es la longitud total del “heat pipe” [12].

$$\Delta P_{axial} = \rho_l g L \text{Sen}\theta \quad (4.11)$$

4.2.1.6 ALGORITMO DE CÁLCULO DE LÍMITES DE FUNCIONAMIENTO.

Este algoritmo tiene como objetivo encontrar los límites de funcionamiento del diseño propuesto, para verificar que el diseño tenga la capacidad de transportar la cantidad de energía deseada. El diagrama del algoritmo planteado se representa en la Figura 4.7 donde como se puede observar, primero se deben tener unas dimensiones iniciales del “heat pipe” (las cuales se encontraron mediante el modelo térmico), propiedades físicas del fluido de trabajo y del medio poroso. Además de lo anterior también se tiene que hacer la consideración inicial de flujo laminar ($Re = 16$) dentro del “heat pipe”.

Después se tienen que calcular las caídas de presión internas en el “heat pipe”, las cuales son: en el medio poroso ($\Delta P_{c,m}$), en el vapor (ΔP_v), en el líquido (ΔP_l), normal (ΔP_{norm}), y axial (ΔP_{axial}). Donde las caídas de presión en el vapor y en

el líquido, quedan en términos del flujo de calor que se calcula en el límite por capilaridad ($q_{c,max}$), ΔP_v^* [$\frac{Pa}{W}$] y ΔP_l^* [$\frac{Pa}{W}$], respectivamente, dicho límite también puede ser calculado con la ecuación 4.12, una vez calculado el límite por capilaridad ($q_{c,max}$) se puede calcular las caídas de presión en el vapor (ΔP_v) y en el líquido (ΔP_l) en pascales. Esto debido a que se necesita corroborar que la caída de presión capilar ($\Delta P_{c,m}$) sea mayor a la suma de las demás caídas de presión existentes en el sistema, de ser mayor al resto de las caídas de presión se puede continuar con el cálculo, en caso contrario se tiene un problema en las dimensiones del “heat pipe” [12].

$$q_{c,max} = q = \frac{\Delta P_{c,m} - \Delta P_{norm} - \Delta P_{axial}}{\Delta P_v^* + \Delta P_l^*} \quad (4.12)$$

Posteriormente se tiene que calcular el número de Reynolds para el vapor interno del “heat pipe”, el cual es calculado con la ecuación 4.13, el resultado de este calculo debe ser menor a 2300, para calcular los 3 límites de funcionamiento restantes [12].

$$Re_v = \frac{4q_{c,max}}{\pi d_v \mu_v h_{f,g}} \quad (4.13)$$

En caso de ser mayor a 2300, la consideración inicial de $Re_v = 16$ no es adecuada para este caso, debido a que es un flujo turbulento; en este caso se vuelve a calcular el valor de Re_v , con la ecuación 4.14, donde f_v es el factor de corrección. Este nuevo valor debe ser introducido al inicio del algoritmo que se muestra en la Figura 4.7 [12].

$$f_v Re_v = 0.038 \left[\frac{2r_v q_{c,max}}{A_v \mu_v h_{f,g}} \right]^{3/4} \quad (4.14)$$

En la Figura 4.7 se muestra el algoritmo con el cual se debe aplicar el modelo termohidrodinámico, dicho modelo aporta con base a la geometría del “heat pipe” diseñado, las máxima carga térmica que puede soportar dicho dispositivo, carga a partir de la cual comenzará a experimentar problemas en su funcionamiento. Para utilizar este modelo se deben tener dimensiones de geometría iniciales y materiales utilizados, con base a los cuales se calcularán los límites de funcionamiento. Es por ello, que se deben trabajar ambos modelos (termohidrodinámico y térmico) de manera conjunta.

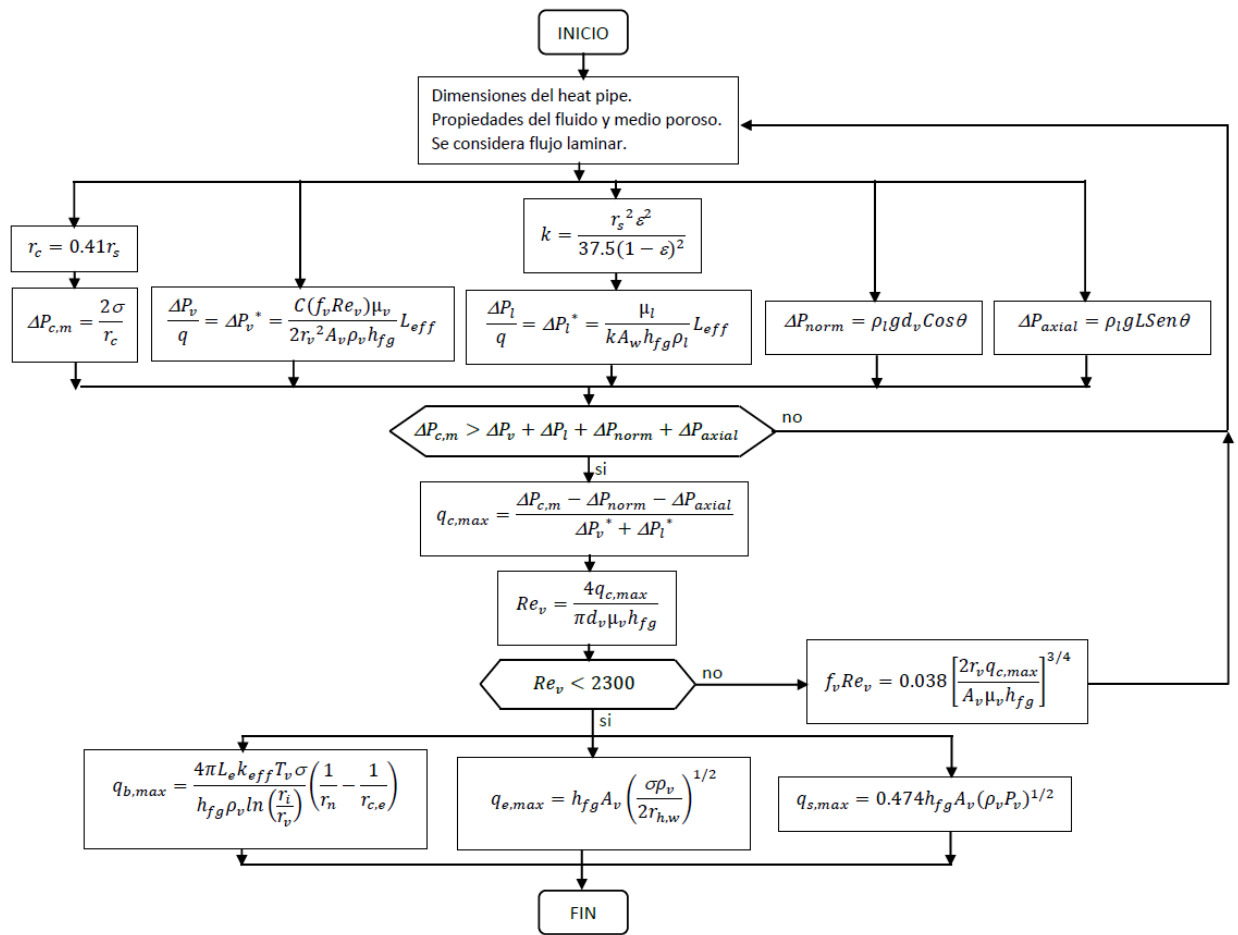


FIGURA 4.7: Diagrama esquemático del algoritmo del modelo termohidrodinámico.

4.2.2 MODELO TÉRMICO.

El modelo térmico tiene como objetivo principal obtener las dimensiones geométricas adecuadas para el “heat pipe”, para la aplicación específica que se pretende mostrar en el presente trabajo. Este modelo analiza térmicamente el funcionamiento de dicho dispositivo, calculando las diversas resistencias térmicas que surgen internamente, dadas las propiedades del fluido de trabajo, geometría propuesta y materiales elegidos para la construcción del mismo. Este modelo toma en cuenta un sistema de disipación de calor aletado, con “heat pipes” redondos, los cuales utilizan un medio poroso de polvo de cobre sinterizado, y con una base de cobre que sostiene a los evaporadores de los “heat pipes”. Donde esta última, a su vez, uniformiza la temperatura en dicha sección de los “heat pipes”. Para este modelo primero se calcula la resistencia individual de cada “heat pipe” (Ver Figura 4.8), para posteriormente hacer el paralelo de las resistencias térmicas individuales (dependiendo la cantidad de “heat pipes” que se utilicen) y determinar una resistencia térmica equivalente del sistema.

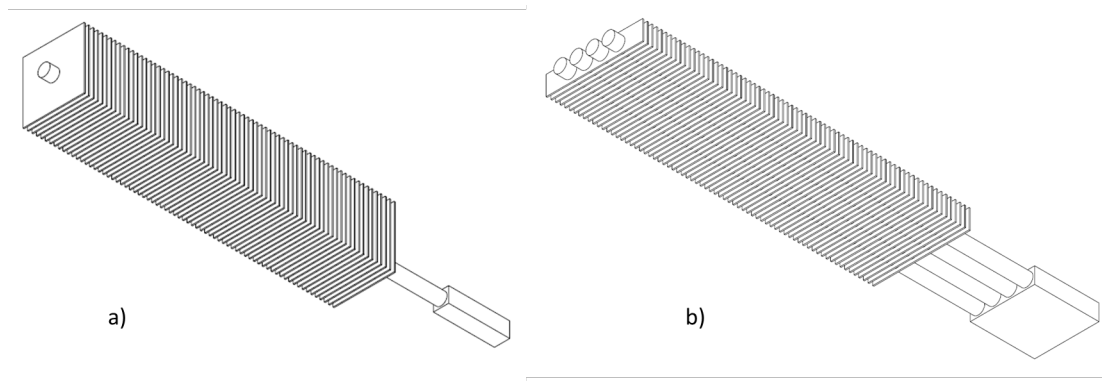


FIGURA 4.8: a) Seccionado del sistema de disipación de calor que se utilizó para el desarrollo del modelo térmico, donde se toma una porción de las aletas y de la base de evaporadores. b) Sistema de disipación de calor completo.

La red de resistencias térmicas que se toman en cuenta para el cálculo de la resistencia térmica total del sistema (R_{sys}) se describen en la Figura 4.9, donde se

toman en cuenta las resistencia en la base de los evaporadores, en las aletas, y las resistencias internas del “heat pipe”.

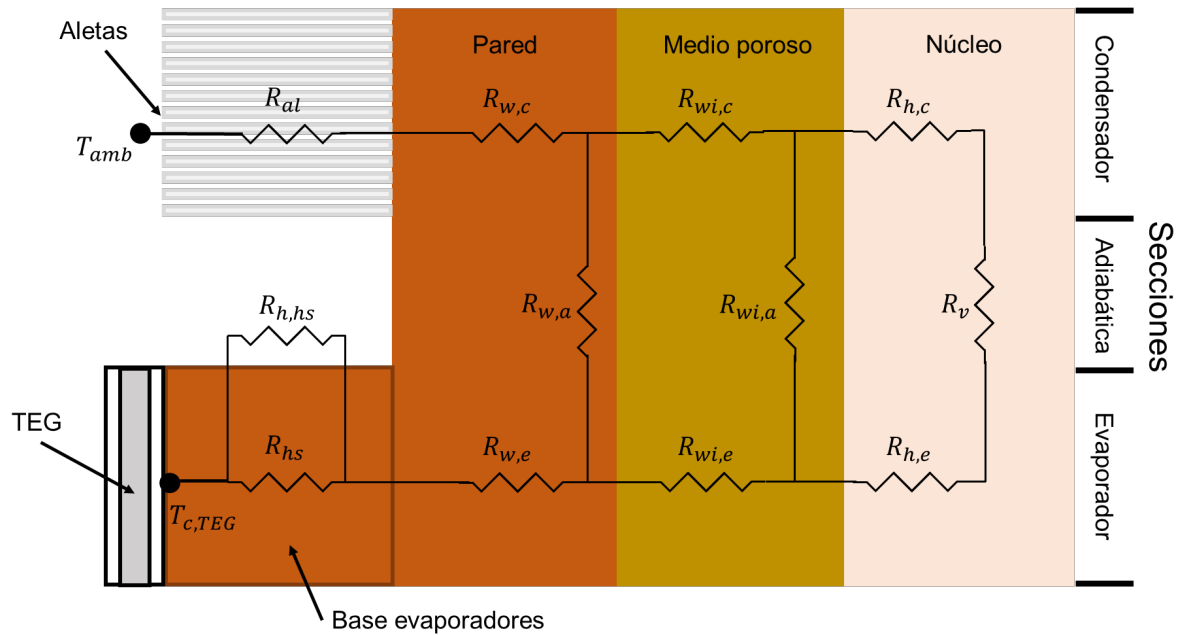


FIGURA 4.9: Red de resistencias térmicas que componen a la resistencia del sistema.

La resistencia en la base de los evaporadores se nombró R_{hs} , la cual es por conducción y se calculó mediante el diámetro hidráulico correspondiente a la proporción de la base que le toca a cada “heat pipe”, dicha resistencia es calculada por la ecuación 4.15, donde r_i es el radio interno de la base, el cual corresponde al radio externo del “heat pipe”, r_e es el radio externo de la base, el cual corresponde a la mitad del diámetro hidráulico, k_{hs} es la conductividad térmica del material de la base de “heat pipes”, L_{teg} es la longitud de la base, la cual corresponde a la longitud del TEG (4.02 cm) [12, 18].

$$R_{hs} = \frac{\ln(r_i/r_e)}{2\pi k_{hs} L_{teg}} \quad (4.15)$$

El diámetro hidráulico que se mencionó anteriormente se calcula como se muestra en la ecuación 4.16, donde t es el espesor del TEG (0.385cm), X es el ancho de la base, que corresponde al mismo ancho del TEG (4.02 cm), n_{hp} es el número de “heat pipes” del sistema.

$$D_h = \frac{4(tX/n_{hp})}{2(t + X/n_{hp})} \quad (4.16)$$

$R_{h,hs}$ es la resistencia térmica por convección natural que existe en la base de los evaporadores, cuya correlación para su cálculo se menciona posteriormente en este capítulo. R_{al} es la resistencia térmica que existe en las aletas la cual se calcula con la ecuación 4.17, donde η_o es la eficiencia global de las aletas, h_L es el coeficiente de convección de las aletas, A_t es el área superficial total de las aletas [12, 18].

$$R_{al} = \frac{1}{\eta_o h_L A_t} \quad (4.17)$$

La eficiencia global de las aletas (η_o) es calculada con la ecuación 4.18, donde n_f es el número de aletas del sistema, A_f es el área superficial de una aleta, y η_f es la eficiencia de la aleta, la cual se calcula mediante ecuaciones de Bessel, tal como se expresa en la ecuación 4.19, donde mr_{in} y mr_{out} , son expresiones que se calculan con las ecuaciones 4.20 y 4.21, respectivamente, donde r_1 corresponde al diámetro externo del “heat pipe”, r_2 corresponde al diámetro externo de la aleta, que si se considera que la aleta es de sección cuadrada, entonces se puede calcular como $r_2 = B/\sqrt{\pi}$, k_{al} es la conductividad térmica de las aletas, t_{al} es el espesor de las aletas, h_{al} es el coeficiente de convección en las aletas [12].

$$\eta_o = 1 - n_f \frac{A_f}{A_t} (1 - \eta_f) \quad (4.18)$$

$$\eta_f = \frac{2mr_{in}}{mr_{out}^2 - mr_{in}^2} \frac{BesselK(1, mr_{in})Bessell(1, mr_{out}) - Bessell(1, mr_{in})BesselK(1, mr_{out})}{Bessell(0, mr_{in})BesselK(1, mr_{out}) + BesselK(0, mr_{in})Bessell(1, mr_{out})} \quad (4.19)$$

$$mr_{in} = \sqrt{\frac{2h_{al}}{k_{al}t_{al}}} r_1 \quad (4.20)$$

$$mr_{out} = \sqrt{\frac{2h_{al}}{k_{al}t_{al}}} r_2 \quad (4.21)$$

El coeficiente de convección de las aletas (h_{al}) se calcula mediante la ecuación 4.22, donde k_a es la conductividad térmica del aire [12].

$$h_{al} = \frac{k_a}{B} 0.664 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (4.22)$$

La cantidad de aletas (n_f) se calcula como se muestra en la ecuación 4.23, donde W es la longitud de la sección del condensador, debido a que en esta sección es donde se colocarán las aletas para esta aplicación específica, z es la separación óptima entre aletas, t es el espesor de las aletas [12].

$$n_f = \frac{W}{z + t} \quad (4.23)$$

La separación entre aletas óptima (z) se calcula con la ecuación 4.24, donde L_b es la altura de las aletas [12].

$$z = L_b 3.24 Re^{-1/2} Pr^{-1/4} \quad (4.24)$$

Una vez realizado el análisis de las resistencias externas al “heat pipe”, se calculan las resistencias internas, las cuales son divididas de acuerdo a la sección del “heat pipe”. definiendo 3 resistencias presentes en cada una de las secciones: de pared, medio poroso y flujo o convección interna dependiendo la sección del “heat pipe”. En la sección del evaporador existen, como se había mencionado anteriormente, 3 resistencias térmicas: en la pared, en el medio poroso y debido a la convección interna que se ocasiona por el cambio de fase. En la pared del evaporador se genera resistencia térmica principalmente debido al fenómeno de conducción ($R_{w,e}$), y se calcula mediante la ecuación 4.25, donde r_o es el radio externo del “heat pipe”, r_{in} es el radio interno del “heat pipe”. Lo anterior se aprecia mejor en la Figura 4.10; k_w es la conductividad térmica del material con el que está hecha la pared del “heat pipe”, L_e es la longitud de la sección del evaporador [12, 18].

$$R_{we} = \frac{\ln(r_o/r_{in})}{2\pi k_w L_e} \quad (4.25)$$

Como es posible observar en la ecuación 4.26, la resistencia térmica que se genera en la sección del condensador, específicamente en la pared (R_{wc}), se calcula de forma muy similar a R_{we} , únicamente cambia el valor de la longitud que se está evaluando, es decir, lo que cambia es la longitud del evaporador (L_e) por la longitud de la sección del condensador (L_c) [12, 18].

$$R_{wc} = \frac{\ln(r_o/r_{in})}{2\pi k_w L_c} \quad (4.26)$$

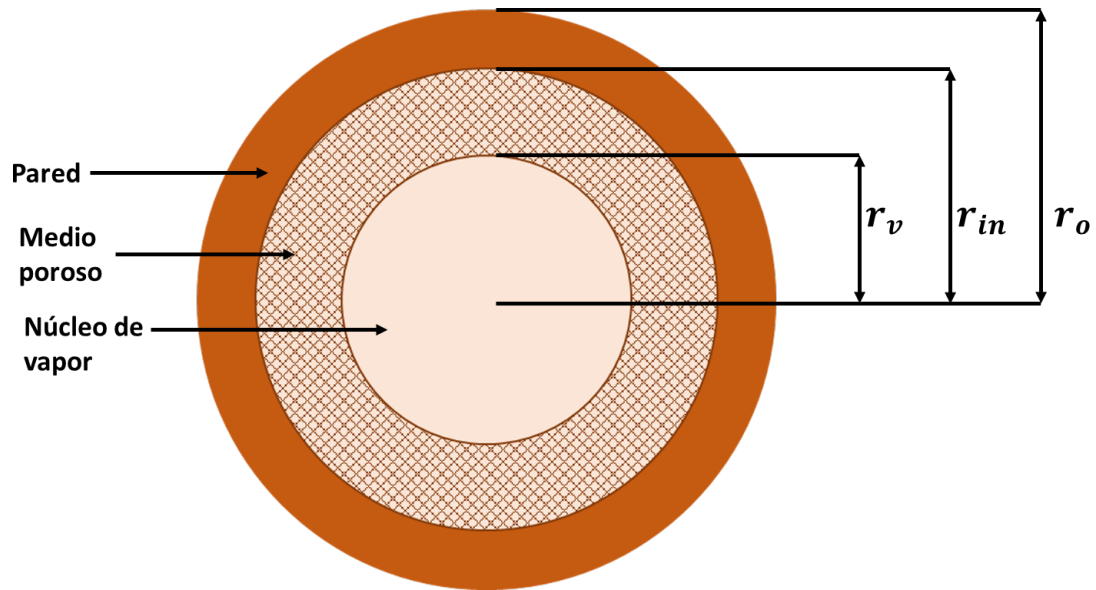


FIGURA 4.10: Diagrama esquemático de la sección transversal de un “heat pipe” con medio poroso de polvo de metal sinterizado.

Para la resistencia térmica presente en la pared de la sección adiabática se calcula mediante la ecuación 4.27, donde L_a es la longitud de la sección adiabática [12, 18].

$$R_{wa} = \frac{L_a}{2\pi k_w (r_o^2 - r_{in}^2)} \quad (4.27)$$

En el medio poroso de igual forma existen 3 resistencias térmicas, una por cada sección del “heat pipe”. Para la sección del evaporador ($R_{wi,e}$) se calcula empleando la ecuación 4.28, donde r_v es el radio del núcleo de vapor (Ver Figura 4.10), k_{wk} es la conductividad térmica efectiva del medio poroso [12, 18].

$$R_{wi,e} = \frac{\ln(r_i/r_v)}{2\pi k_{wk} L_e} \quad (4.28)$$

De la misma forma que en el caso de las resistencias térmicas presentes en la pared, las resistencias generadas en el medio poroso tanto en $R_{wi,e}$ como $R_{wi,c}$ se calculan bajo la misma formula, cambiando únicamente la longitud del evaporador (L_e) por la del condensador (L_c), tal como se plantea en la ecuación 4.29 [12, 18].

$$R_{wi,e} = \frac{\ln(r_i/r_v)}{2\pi k_{wk} L_c} \quad (4.29)$$

La resistencia presente en el medio poroso de la sección adiabática, se calcula como se especifica en la ecuación 4.30 [12, 18].

$$R_{wi,a} = \frac{L_a}{\pi k_{wk} (r_i^2 - r_v^2)} \quad (4.30)$$

Por último, existen 3 resistencias térmicas más en la parte del núcleo de vapor, donde la resistencia existente en la sección del evaporador ($R_{h,e}$) es causada por la convección interna del fluido de trabajo cambiando de fase y a su vez, interactuando con el medio poroso, dicha resistencia se calcula con la ecuación 4.31. Donde $A_{e,i}$ es el área interna de la sección del evaporador que entra en contacto con el fluido de trabajo, α es un factor de alojamiento que mide la eficiencia en el intercambio de energía entre las partículas solidas y líquidas [35], T_v es la temperatura de vapor, R_g es la constante de gas específica, P_v es la presión de vapor [12, 18].

$$R_{h,e} = \frac{1}{A_{e,i} \left(\frac{2\alpha}{2-\alpha}\right) \left(\frac{h_{fg}^2 \rho_v}{T_v}\right) \sqrt{\frac{1}{2\pi R_g T_v} \left(1 - \frac{P_v}{2-\rho_v h_{fg}}\right)}} \quad (4.31)$$

Esta misma resistencia térmica pero para la sección de condensador puede ser calculada mediante la ecuación 4.32, donde los parámetros son los mismos que en el caso anterior, pero con la diferencia que el área calculada ahora es la interna que entra en contacto con el fluido de trabajo en la sección del condensador ($A_{c,i}$) [12, 18].

$$R_{h,c} = \frac{1}{A_{c,i} \left(\frac{2\alpha}{2-\alpha} \right) \left(\frac{h_{fg}^2 \rho_v}{T_v} \right) \sqrt{\frac{1}{2\pi R_g T_v} \left(1 - \frac{P_v}{2-\rho_v h_{fg}} \right)}} \quad (4.32)$$

El coeficiente de alojamiento (α) es calculado con la ecuación 4.33, donde μ es la proporción de masas que se calcula como $\mu = M/m$, donde M es la masa molar de las partículas de fluido y m es la masa molar de las partículas solidas [35].

$$\alpha = \frac{2\mu}{(1 + \mu)^2} \quad (4.33)$$

En la sección adiabática existe una última resistencia que corresponde al flujo del vapor desde la sección del evaporador hacia la sección del condensador, esta resistencia es calculada mediante la ecuación 4.34, donde μ_v es la viscosidad dinámica del fluido de trabajo en fase de vapor [12, 18].

$$R_v = \frac{8R_g \mu_v T_v^2}{\pi h_{fg}^2 P_v \rho_v} \left[\frac{(L_c + L_e)/2 + L_a}{r_i^4} \right] \quad (4.34)$$

Con lo anterior se puede calcular así la resistencia individual de cada “heat pipe”, por lo que para determinar el valor correspondiente a la resistencia total del sistema, se procede a hacer el paralelo de las resistencias térmicas de la cantidad de “heat pipes” deseada, cuantos más sean, la cantidad de calor que deberán transportar individualmente será menor. Para este modelo se decidió colocar 4 “heat pipes”, aunque es posible modificar la cantidad de estos dispositivos en el sistema.

4.3 DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE DISIPACIÓN DE CALOR A BASE DE “HEAT PIPES”.

Para el correcto dimensionamiento del “heat pipe” se inicia con el modelo térmico, para ello, fue necesario calcular la resistencia térmica que se necesita en el sistema. Para hacer el cálculo de dicha resistencia térmica se necesitó conocer la resistencia térmica del TEG (Modelo: TEG1-12610-5.1). Es por ello que a partir de la experimentación de la medición de temperatura en el lado caliente y el lado frío del TEG expuesto a convección natural descrita anteriormente, se calculó el valor experimental de la resistencia térmica del TEG, cuyo valor fue de 2.26 K/W. El cual fue obtenido a partir de las propiedades del aire a la temperatura que se midió durante la experimentación (17.38°C) y los parámetros geométricos del TEG, que ya fueron mencionados con anterioridad (ancho y altura). Esto con el fin de calcular el número de Rayleigh y poder calcular el número de Nusselt, que a su vez nos permite calcular la resistencia térmica por convección pudiendo calcular el flujo de calor a través del TEG a estas condiciones. Dicho flujo de calor resultó ser de la magnitud de 9.7345 W, teniendo este dato y la diferencia de temperaturas entre del lado caliente y frío de dicho dispositivo se obtuvo el valor de la resistencia térmica experimental del TEG mencionado anteriormente. Este valor es distinto al calculado con los datos del fabricante (2.38 K/W) debido a que el fabricante sugiere condiciones ideales de funcionamiento del TEG.

Posteriormente se realizó el cálculo correspondiente a la resistencia térmica del sistema (R_{sys}), la cual se despeja de la red de resistencias mostradas en la Figura 4.11, donde R_{teg} es el valor que se encontró anteriormente con los datos experimentales. $R_{h, teg}$ es la resistencia térmica por convección natural existente en el TEG, la cual se calcula mediante el número de Rayleigh, para utilizarlo posteriormente en la correlación mostrada en la ecuación 4.35, y obtener así el número de Nusselt promedio, con este se despeja el coeficiente de convección para por último obtener

el valor de $R_{h,teg}$, el cual es equivalente a 88.3528 K/W. Tomando en cuenta las 2 resistencias térmicas ya conocidas, una temperatura ambiente de 25°C (T_{amb}), T_h igual a 300°C y un flujo de calor de 113 W (necesario para obtener 5 W de energía eléctrica), se obtiene que la resistencia del sistema (R_{sys}) necesaria para transportar los 113 W de energía térmica, es de 0.23 K/W.

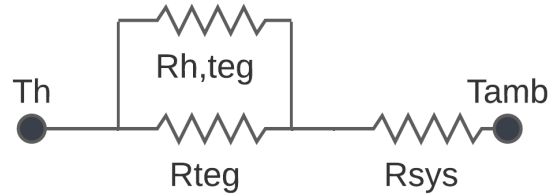


FIGURA 4.11: Diagrama esquemático de red de resistencias que se utilizó para el cálculo de la resistencia que se necesita en el sistema.

$$\overline{Nu} = 0.68 + \frac{0.67Ra^{1/4}}{(1 + (0.492/Pr)^{9/16})^{4/9}} \quad (4.35)$$

Antes de proceder al dimensionamiento del “heat pipe”, fue necesario obtener la velocidad del aire de diseño en la sección del condensador, recordando que es en esta sección por donde el “heat pipe” interactúa con el aire del medio ambiente, cediendo calor al aire ambiente. Para la medición de esta velocidad se utilizó un túnel de viento como se puede ver en la Figura 4.12, el cual constó de un ventilador de 6” de diámetro, que se alimenta con corriente alterna a 115V a 60Hz, para inducir un flujo dentro del túnel de viento. La función principal de este ventilador es extraer aire del interior del túnel, debido a que se han colocado popotes de plástico en el otro extremo del túnel, para generar un flujo más laminar dentro de este. La medición se realizó con la técnica de anemómetro de hilo caliente por lo que se utilizó el instrumento TSI 9545-A VelociCalc (0-30 m/s, +/-0.015 m/s), en 6 puntos distribuidos a lo ancho

del túnel. Para obtener un perfil de velocidades y posteriormente tomar la velocidad promedio como la velocidad de diseño la cual fue de 1.9 m/s.

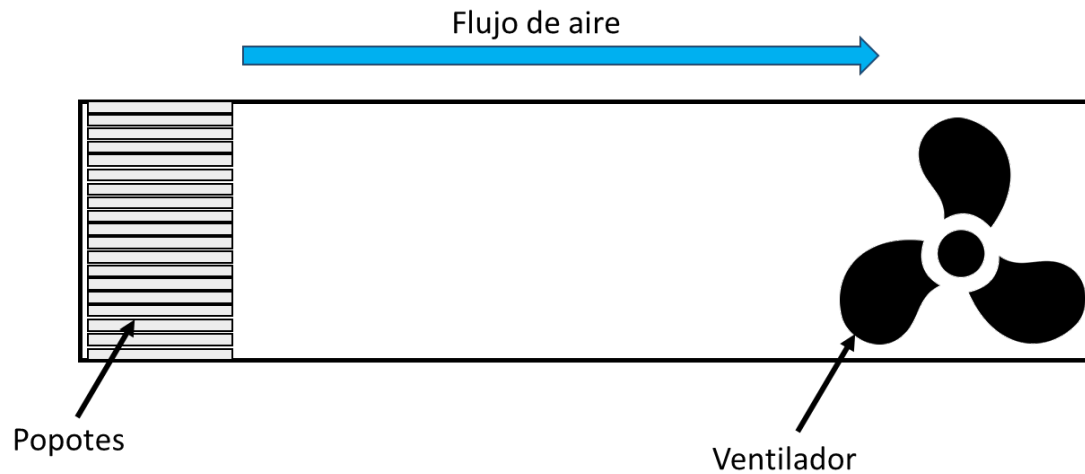


FIGURA 4.12: Diagrama esquemático del túnel de viento para la medición de la velocidad de diseño

Después de lo anterior, se procedió a realizar distintos análisis paramétricos, con el objetivo de observar el comportamiento de la resistencia térmica ante la variación de parámetros geométricos y así evitar dimensionar el “heat pipe” de forma no adecuada. Para ello se propone una geometría inicial antes de iterar hasta encontrar la geometría adecuada a nuestra aplicación. Como se observa en la Figura 4.13, al incrementar el espesor de la pared (tw), también se incrementa el valor de la resistencia térmica del sistema, y se disminuye el valor de la cantidad de energía térmica transportada por el mismo (Q_{sys}). Teniendo en cuenta que el valor esperado de resistencia térmica total del sistema de recuperación de calor debe ser de 0.23 K/W (R_{sys}), el análisis paramétrico nos dice que el valor de tw debe estar entre 0.1 y 0.3 mm. En este caso el valor que se eligió fue de 0.3mm el cual es un valor comercial dentro del mercado de estos dispositivos.

En la Figura 4.14 se muestra el análisis paramétrico del incremento en el espesor del medio poroso (twi), donde tiene las mismas tendencias de la figura anterior (4.13), al incrementar el espesor del medio poroso, se disminuye la cantidad de

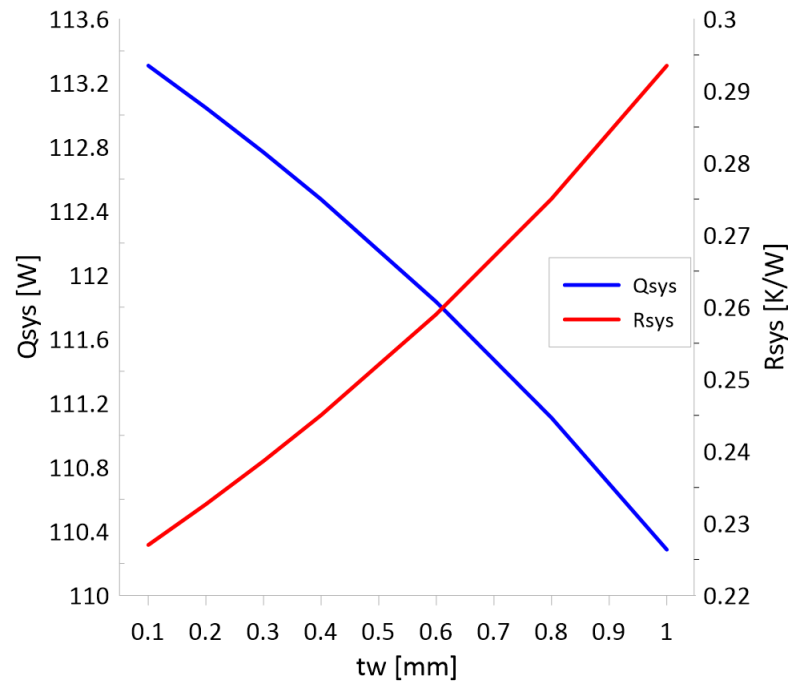


FIGURA 4.13: Análisis de resistencia térmica y flujo de calor al incrementar el espesor en la pared del “heat pipe”.

calor transferido por el sistema (Q_{sys}), pero a su vez, se incrementa el valor de la resistencia térmica. De igual forma dado el valor de resistencia térmica deseado en el sistema (R_{sys}), se necesita que tw_i esté entre 0.6 y 0.8 mm, ya después de hacer el análisis perimétrico completo el valor final fue de 0.75 mm.

En la Figura 4.15 se puede apreciar cómo las tendencias cambian si ahora se modifica el valor del diámetro externo del “heat pipe” (D_{ext}), donde se aprecia que al incrementar dicha dimensión, R_{sys} se decrementa mientras que Q_{sys} se incrementa, pero esta vez se tiene una tendencia hacia la estabilización en ambas gráficas. De igual forma, dado el valor de R_{sys} deseado, el valor de D_{ext} tiene que estar cerca de 0.008 m, dicho valor es un valor comercial de espesor en tubos de cobre por lo cual fue también el valor final para este parámetro.

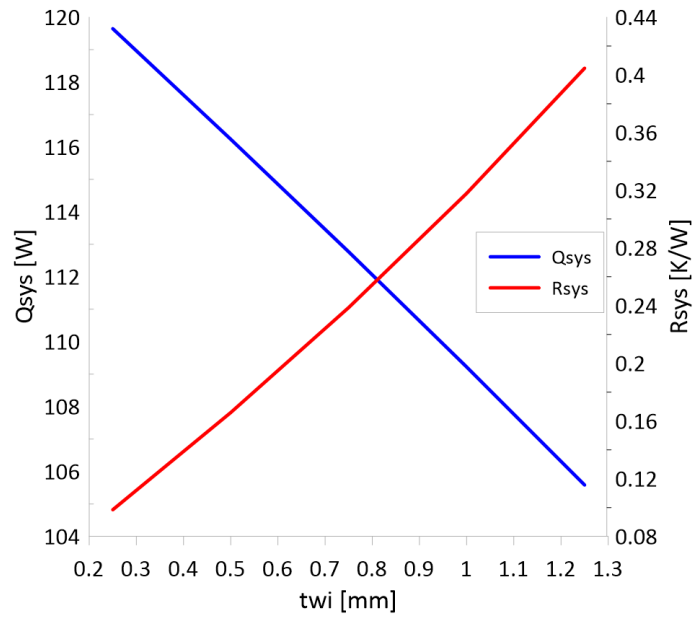


FIGURA 4.14: Análisis de resistencia térmica y flujo de calor al incrementar el espesor del medio poroso en el “heat pipe”.

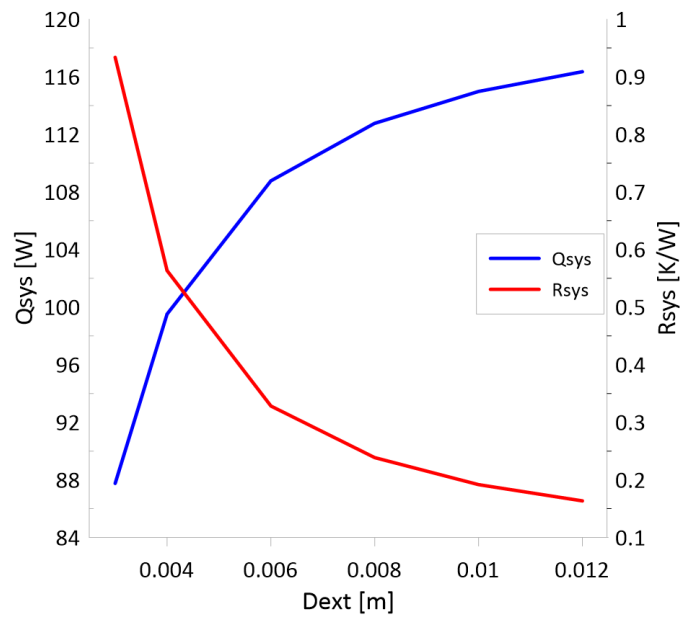


FIGURA 4.15: Análisis de resistencia térmica y flujo de calor al incrementar el diámetro externo en el “heat pipe”.

Por último, en la Figura 4.16, se muestra este tipo de análisis, pero esta vez, variando la longitud del condensador (L_c), donde se observa las mismas tendencias que en la Figura 4.15. Esta vez, se encontró que el valor buscado debe estar cerca de 0.2 m, siendo el valor final después del análisis completo de 0.21 m para L_c . El valor de la longitud de evaporador esta limitado dadas las dimensiones del TEG, que es de este dispositivo de donde se va a retirar la energía térmica, siendo este valor de 0.0402 m. Para el valor de la longitud de la sección adiabática y los demás parámetros geométricos, se siguió la misma metodología mostrada, además de considerar el mercado. A excepción de la porosidad del medio poroso, la cual fue basada en lo reportado por Reay et. al. [11], quienes mencionan que las partículas del medio poroso sinterizado, deben tener un diámetro de entre 0.05 a 0.11 mm, y dados valores comerciales de polvo de cobre se eligió un diámetro de partícula igual a 0.11 mm. Este mismo autor menciona que el valor de la porosidad debe rondar entre el 75 y 85 %, por lo que se eligió el valor de 80 % dado a que fue calculado mediante principio de Arquímedes.

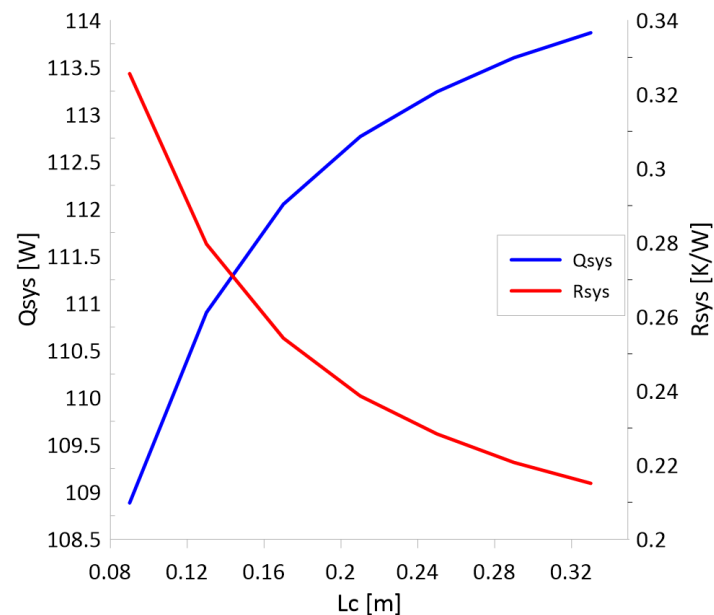


FIGURA 4.16: Análisis de resistencia térmica y flujo de calor al incrementar la longitud de la sección del condensador en el “heat pipe”.

Posteriormente las dimensiones geométricas dadas por el modelo térmico se introdujeron al modelo termohidrodinámico, donde las dimensiones como se menciono anteriormente, sufrieron algunos cambios hasta ser las nombradas como finales. Las dimensiones del “heat pipe” cambiaron con el fin de cumplir con la cantidad de energía que debe transportar cada “heat pipe” (28.25 W), donde se debe corroborar que todos los límites (capilar, sonido, arrastre y evaporación por nucleación) estén por encima de este valor y también que la caída de presión capilar sea mayor a la suma del resto de las caídas de presión. Dichas dimensiones se mencionarán más a detalle en la sección de resultados.

4.4 MANUFACTURA DEL SISTEMA DE DISIPACIÓN DE CALOR A BASE DE “HEAT PIPES”.

Una vez definidas las dimensiones geométricas y parámetros térmicos, a partir de la metodología de diseño, se determinaron las características físicas de los “heat pipes” a adquirir para conformar el sistema de disipación de calor, el cual forma parte de la solución pasiva para la recuperación de calor, esto debido a las limitaciones para su manufactura. Dichos “heat pipes” que fueron seleccionados a partir del diseño son los modelo 110585, de la compañía Wakefield-Vette, dichos “heat pipes” son de 300mm de largo y 8mm de diámetro externo. En la Figura 4.17 se puede observar el diseño por computadora que se realizó en SolidWorks 2018, de la geometría propuesta por los modelos para el sistema de disipación de calor.

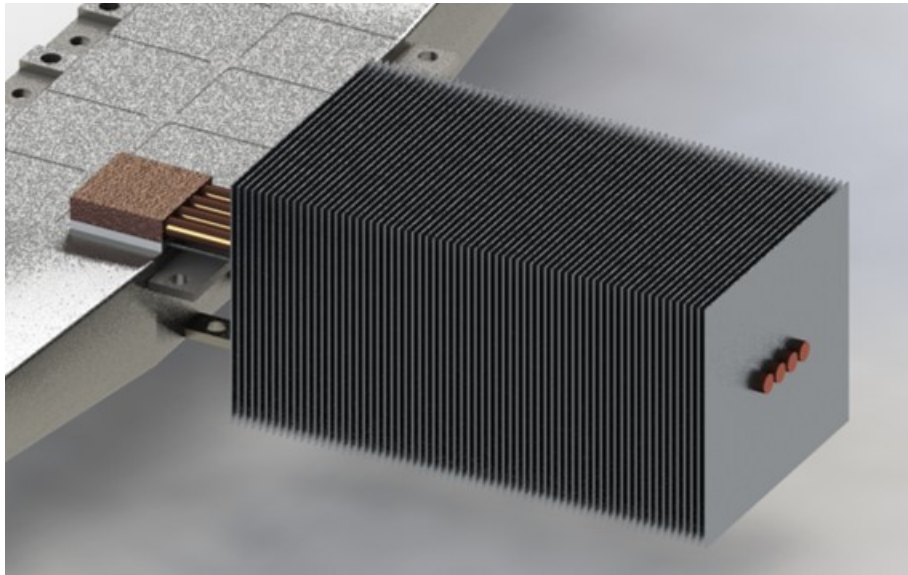


FIGURA 4.17: Diseño por computadora del sistema de disipación de calor que se manufacturó.

Se adquirió una solera de cobre de 0.5 cm de espesor, para la base de los evaporadores cuyo diseño se mencionó anteriormente. Esta solera fue recortada en dos cuadrados de aproximadamente 4 cm de lado (Ver Figura 4.18), y se desbastó con

una lima y se emparejaron los extremos de la base para uniformizar las superficies.

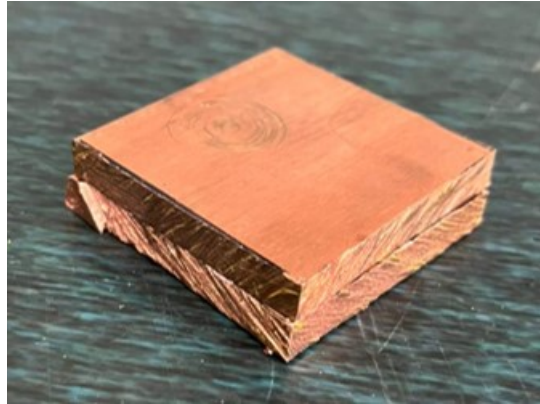


FIGURA 4.18: Soleras de cobre recortadas para la base de evaporadores.

Posteriormente, se taladraron ambas placas con la medida adecuada para que los “heat pipes” pudieran encajar correctamente, como se observa en la Figura 4.19. Esto para generar el mayor contacto posible entre las placas y los “heat pipes”.

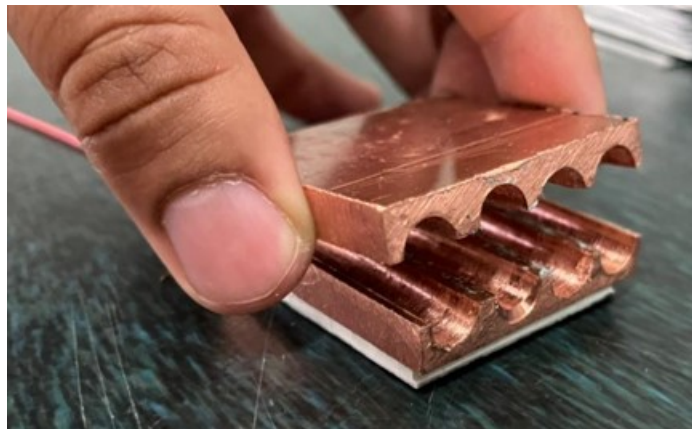


FIGURA 4.19: Soleras de cobre recortadas taladradas a medida de los “heat pipes” para la base de evaporadores.

Después, se procedió a manufacturar las aletas, las cuales se diseñaron de aluminio, por lo que, se adquirió una placa de 1.2x3m con 0.711mm de espesor (calibre 22) de aluminio natural. El arreglo diseñado constó de 72 aletas con dimensiones de 10.5x11.5cm. Estas fueron posteriormente troqueladas mediante una prensa hidráulica.

ca y un troquel que fue diseñado específicamente para esta aplicación. El aspecto físico de las aletas se muestra en la Figura 4.20.

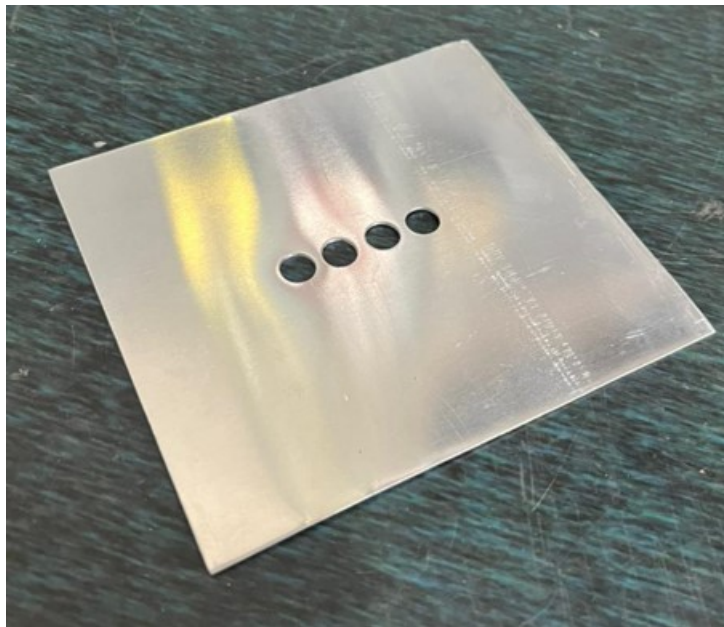


FIGURA 4.20: Aleta troquelada y recortada a la medida de diseño.

Posteriormente estas aletas fueron ensambladas en los 4 “heat pipes”, colocando pasta térmica en su unión para minimizar la resistencia por contacto. Además, se colocaron pequeñas porciones de cinta doble cara en cada esquina de las aletas para regular el espaciamiento, se colocaron 2 cintas por cada punto debido a que esta configuración coincide con el espaciamiento de diseño que es equivalente a 2.24mm, como se muestra en la Figura 4.21.

Por último, en la Figura 4.22 se observa el sistema completamente ensamblado, compuesto por tres partes principales: base de evaporadores, “heat pipes” y aletas. Donde a la base de los evaporadores le fue colocada de igual forma pasta térmica aunque esta un tanto más especializada, debido al riesgo de trabajar con altas temperaturas, ya que usar una pasta térmica no adecuada puede causar que no fluya correctamente el calor, es por ello que se colocó una pasta térmica con partículas de aluminio capaz de soportar hasta 400°C.

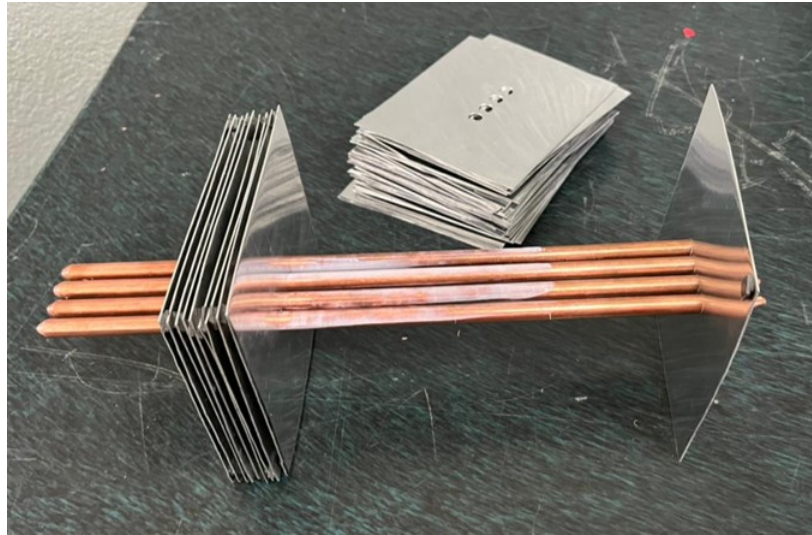


FIGURA 4.21: Ensamble de las aletas a los “heat pipes”, colocando pasta térmica para disminuir la resistencia por contacto.



FIGURA 4.22: Sistema de disipación de calor completo como solución pasiva a la refrigeración del TEG.

4.5 MANUFACTURA DEL TÚNEL DE VIENTO

El túnel de viento mencionado anteriormente no contó con las dimensiones adecuadas para cubrir en su interior a la sección de condensador, cuyas dimensiones surgieron después del dimensionamiento con el parámetro de velocidad medido con anterioridad. Por lo que, se optó por diseñar un nuevo túnel de viento, el cuál es posible observar en la Figura 4.23, con lo cual, el túnel de viento constó principalmente de 2 accesos ópticos de Pyrex (borosilicato transparente de baja expansión térmica), con la intención de medir el perfil de velocidades corriente arriba y corriente abajo, es decir, antes de las aletas de la sección del condensador y después de las mismas, respectivamente. Lo anterior debido a que las aletas generan una caída en la magnitud de la velocidad, debido a que representan una restricción al paso libre del flujo de aire. Se eligió utilizar Pyrex debido a que es un material cuyo índice de difracción es adecuado para la técnica láser de la cual se hablará posteriormente (con la que se pretende medir el perfil de velocidades). Además, dicho túnel utilizó dos ventiladores, de 6" de 5.4 W a 12 V, esto debido a que un solo ventilador no fue capaz de cubrir el ancho del túnel. El objetivo de los ventiladores en el túnel de viento es extraer el fluido de trabajo del túnel (aire) del interior de este hacia el exterior, generando una corriente del fluido (aire), por lo que fue necesario colocar también una zona de popotes (Ver Figura 4.24), con el fin de forzar que las líneas de flujo interno del túnel fueran laminares y no turbulentas debido al funcionamiento de los ventiladores.

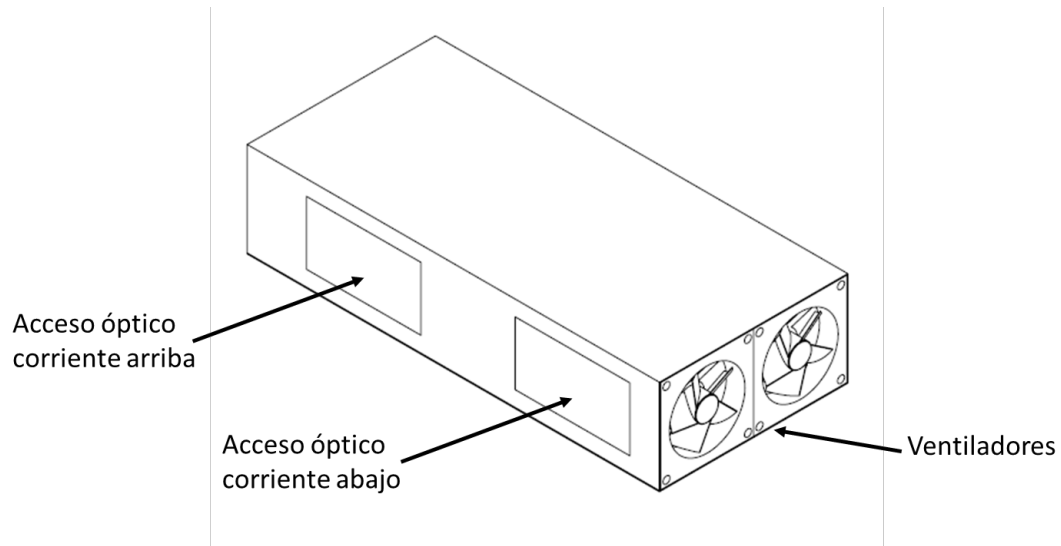


FIGURA 4.23: Esquema general que describe al exterior del túnel de viento.

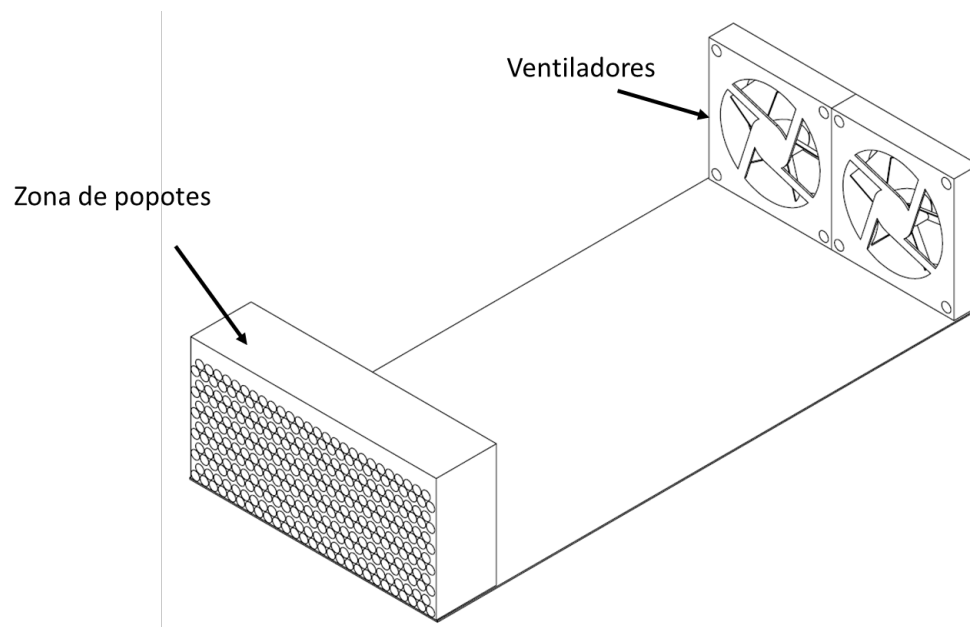


FIGURA 4.24: Esquema general para describir el interior del túnel de viento, es decir, sin las paredes laterales, ni superior.

Los popotes tienen una longitud de 10 cm, con la cual se pretende disminuir la turbulencia del régimen de flujo, por lo que las dimensiones generales del túnel de viento se describen en la Figura 4.25, donde A tiene una longitud de 13 cm, esto es

debido a que esta es la zona de popotes. La dimensión B tiene una magnitud de 14.7 cm, dicha dimensión corresponde al ancho de los accesos ópticos, C es la separación entre accesos ópticos, la cual es la zona donde se ubicó la sección de condensador de nuestro sistema, y por último D tiene una magnitud de 5 cm. La sección transversal del túnel es de 24.5cm de ancho con un alto de 13 cm, y las paredes tienen un espesor de 0.4 cm.

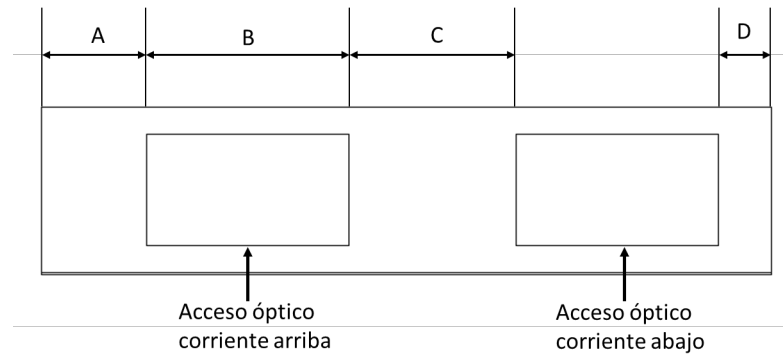


FIGURA 4.25: Dibujo descriptivo de las dimensiones externas del túnel de viento.

Por último, en la Figura 4.26 es posible observar la apariencia final del túnel de viento, montado en una estructura de perfil estructural listo para su caracterización.

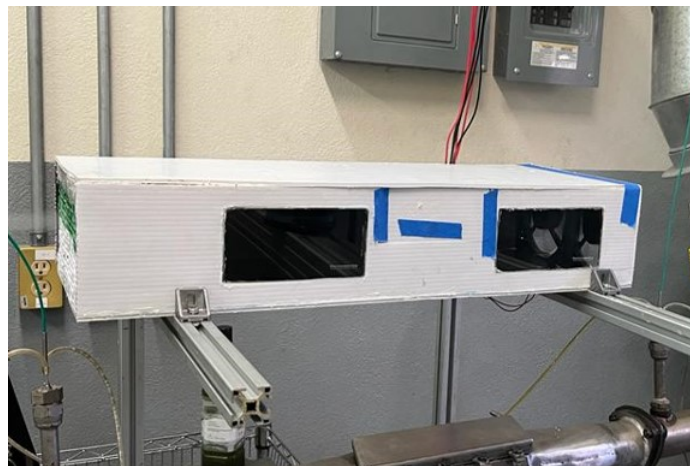


FIGURA 4.26: Apariencia del túnel de viento construido para emular el movimiento del vehículo donde iría montado el sistema.

4.6 CARACTERIZACIÓN DEL TÚNEL DE VIENTO.

Para el presente estudio es preciso evaluar las velocidades del régimen de flujo interno del túnel de viento, donde dicho flujo está siendo generado por los ventiladores. Por lo que es importante controlar la velocidad de giro de dichos dispositivos, para ello se diseñó un programa en el software LabVIEW 2014, el cual contiene un control de modulación de ancho de pulso (PWM, por sus siglas en inglés), este control es adecuado, ya que la señal de voltaje continuo es dividido en pulsos, los cuales tienen cierta duración, cada pulso se encuentra en un nivel alto, o nivel bajo, dependiendo el ciclo de trabajo que se le indique, es decir si se le indica un ciclo de trabajo de 30% la señal estará entregando pulsos cuadrados con un nivel alto 30% del tiempo de duración del pulso. Esto ayuda a que el voltaje de entrada en los ventiladores sea mayor o menor al incrementar o decrementar el ciclo de trabajo respectivamente. Dicho programa se puede observar en la Figura 4.27, donde se indican dos salidas a la tarjeta salidas digitales NI-9472, la cual envía 2 señales de voltaje cuadradas (correspondientes a cada ventilador) un circuito que se puede observar en la Figura 4.28, donde la señal es enviada a L1 y L2. Esta señal llega a un módulo controlador de tipo puente H, el cual regula la señal de alimentación con base en la señal recibida y envía esta señal regulada a la salida hacia los ventiladores. El módulo L7805 es un regulador de voltaje de 5 V debido a que este voltaje es el de alimentación de la tarjeta, y los ventiladores como se había mencionado antes se alimentan de la señal cuadrada de salida del módulo puente H de 12 V.

Después de lo anterior, se instaló el banco de pruebas para la caracterización del túnel sin el sistema de disipación de calor que utiliza “heat pipes”, con la finalidad de obtener el perfil de velocidades que puede producir el túnel de viento, y también generar una correcta selección de parámetros de medición para la técnica LDA (Anemometría Láser Doppler) y facilitar la medición con el sistema completo.

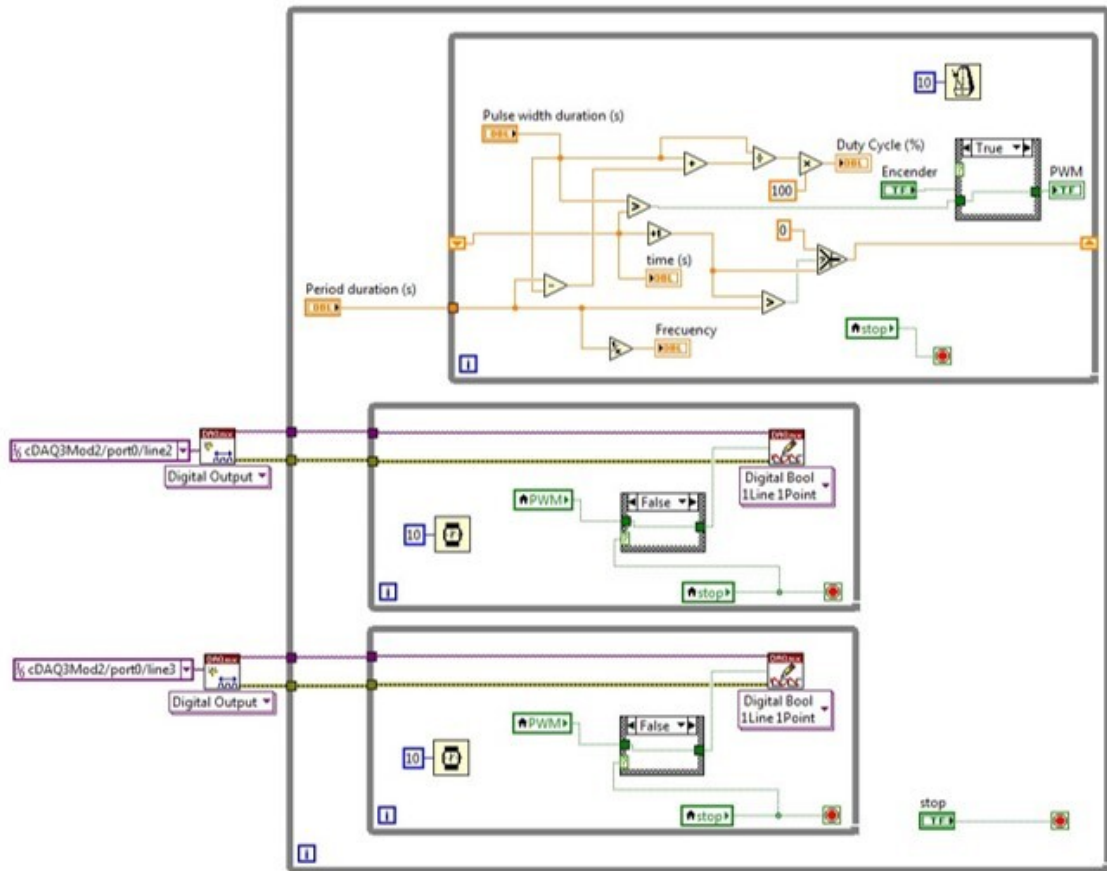


FIGURA 4.27: Programa de control PWM desarrollado en la plataforma LabVIEW 2014.

Dicho banco se puede observar en la Figura 4.29, donde se acopló un generador de partículas que se utiliza para generar niebla a partir de partículas de aceite de oliva y hacer el sembrado de estas en la corriente del flujo. Esto para que sea más fácil para la técnica láser detectar las partículas que son arrastradas por el flujo de aire, la sonda láser emite 2 haces de luz con cierto ángulo de inclinación, la medición ocurre donde estos 2 se cruzan. El generador de partículas produce la niebla que es arrastrado a través de los popotes, hasta los ventiladores, los cuales se encargan de extraer dichas partículas hacia el exterior del túnel.

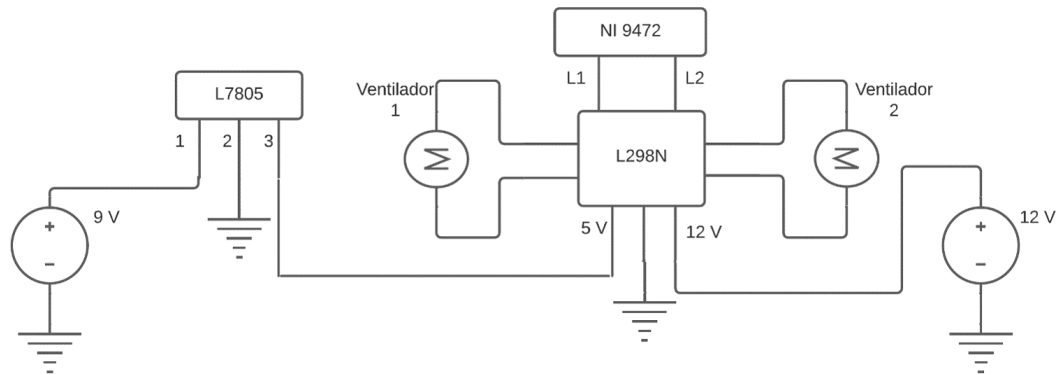


FIGURA 4.28: Diagrama de la electrónica empleada para el control de los ventiladores.

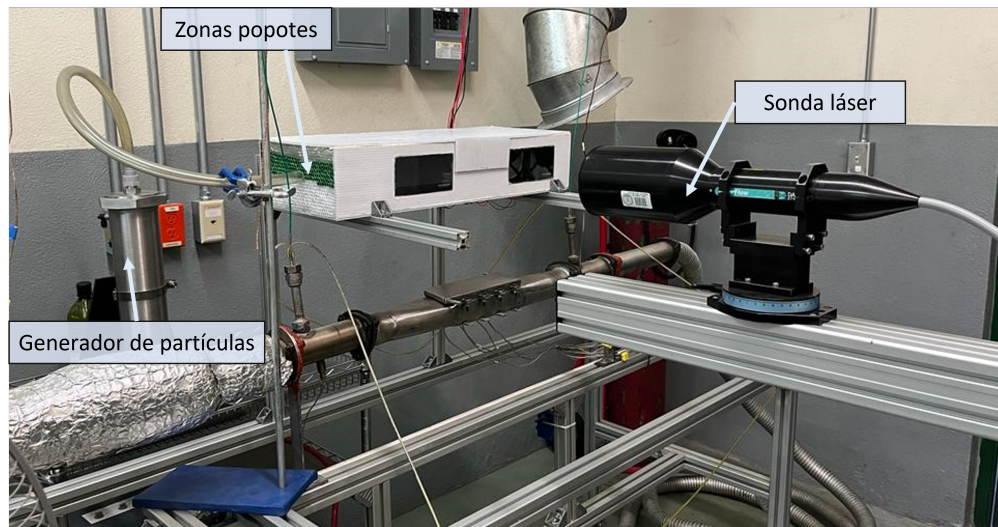


FIGURA 4.29: Banco experimental para la caracterización del túnel de viento.

Posteriormente, se realizó la selección de parámetros correctos para la obtención de datos, esto tiene como objetivo generar una señal de medición como la que se observa en la Figura 4.30, donde la intensidad de la señal es más grande que la intensidad de la señal de ruido. La medición se realizó en 12 puntos distintos a lo ancho del túnel de viento para obtener el perfil de velocidades mostrado en la Figura 4.31, donde se observa que como se esperaba la velocidad del fluido interno del túnel de viento aumenta con respecto al incremento en la señal del ciclo de trabajo en los

ventiladores. Las velocidades promedio medidas sin el sistema de disipación de calor fueron: 0.33 m/s, 0.73 m/s y 1.29 m/s, para los ciclos de trabajo en los ventiladores de 30 %, 50 % y 100 % respectivamente.

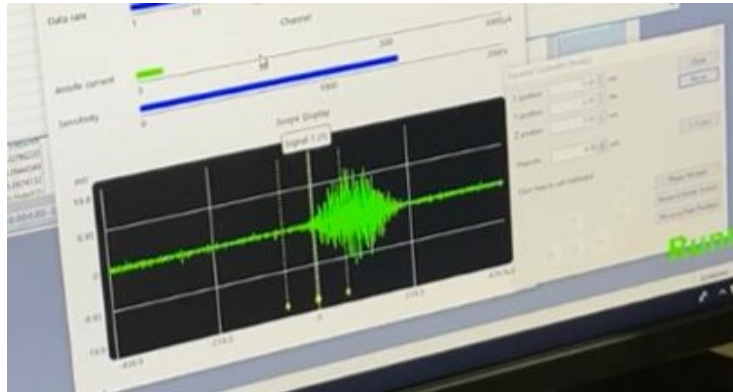


FIGURA 4.30: Señal de medición adecuada para obtener valores confiables de medición.

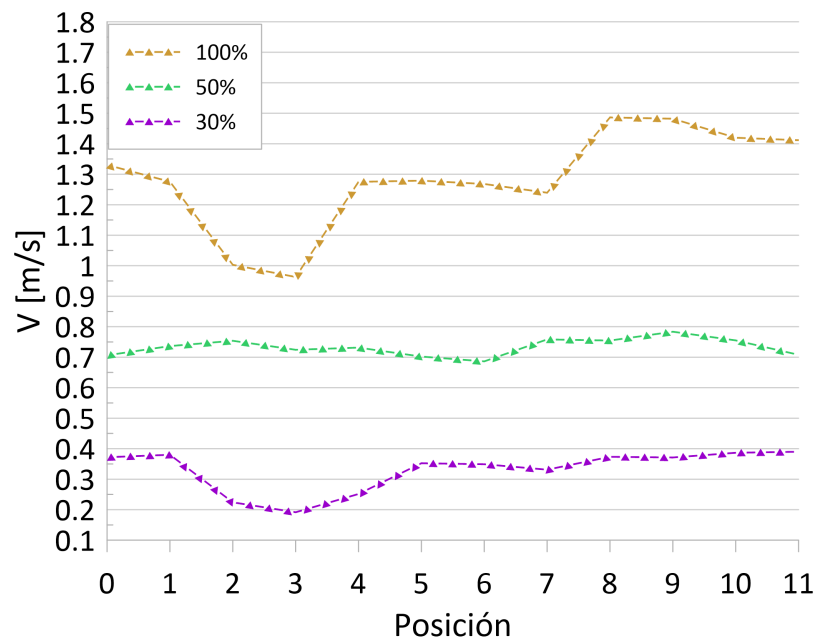


FIGURA 4.31: Perfiles de velocidades en el túnel de viento sin acoplarlo al banco de pruebas.

4.7 ACOPLAMIENTO DEL SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR AL BANCO DE PRUEBAS SCR.

El primer paso del acoplamiento del sistema de recuperación de calor completo, es el acoplamiento del sistema de disipación de calor a base de “heat pipes” al túnel de viento, donde este primero es el que se diseñó previamente. Esto se puede visualizar mejor en la Figura 4.32, donde en A) se observa el sistema de disipación de calor a base de “heat pipes” dentro del túnel de viento, después de realizarle una apertura en uno de los costados (al lado contrario de los accesos ópticos) con el fin de dejar expuesta la zona adiabática de los “heat pipes”, así como también la zona de los evaporadores, que entrará en contacto posteriormente con la superficie fría del TEG. Como es posible observar en la misma figura, la apertura se realizó cortando 2 paneles pequeños, para posteriormente hacer pequeños orificios del tamaño del radio externo del “heat pipe” en la unión de estos, y así hacer que el túnel de viento sea lo más hermético posible, tal como es posible observar en la imagen B) de la misma figura.



FIGURA 4.32: Acoplamiento del túnel de viento con el sistema de disipación de calor.

El subsistema anteriormente descrito, se acopló posteriormente a un dispositivo que se diseñó en un trabajo anterior en este tema de tesis, el cual fue desarrollado por Aguiñaga et. al. [29], el cual pretendía recuperar energía térmica mediante una solución activa (baño térmico), por lo que se ha decidido no utilizar la parte de disipación de calor, sino, únicamente utilizar el sistema que llamaremos a partir de este momento, sistema de recolección de calor, el cual puede observarse en la Figura 4.33, donde se aprecia que este sistema esta pensado para acoplarse directamente al tubo de gases de escape, este sistema tiene como propósito retener cierta cantidad de energía térmica de los gases de escape a través de canales internos y transferir dicha energía a la superficie caliente del TEG, dicho dispositivo tiene 8 espacios por lado para colocar TEG.



FIGURA 4.33: Modelo renderizado del sistema de recolección de calor que tendrá la función de captar la mayor cantidad de calor proveniente de los gases de escape.

Posteriormente, observando al motor de frente en el primer espacio del lado derecho se colocó un TEG (Ver Figura 4.34), esto debido a que sólo se adquirieron 4 “heat pipes”, por lo que sólo se construyó un sistema de disipación de calor, a este TEG, se le colocó pasta térmica de plata (Resistente a altas temperaturas) para reducir la resistencia térmica por contacto.

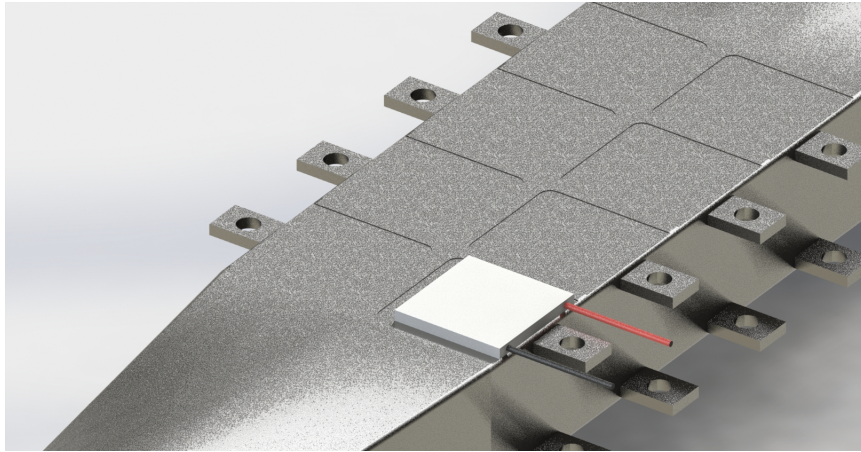


FIGURA 4.34: Ubicación del TEG sobre el sistema de recolección de calor.

En la Figura 4.35 se describe el sistema de sujeción, que dará soporte al sistema de disipación de calor, el cual está compuesto por dos laminas laterales cuyo fin principal es cambiar de posición a los agujeros de los tornillos para facilitar el ensamblaje del sistema completo. Además se manufacturó una placa de soporte para el sistema de disipación de calor, esta placa se diseñó con la intención de generar presión entre el TEG y la base de evaporadores, esto evitó el movimiento de los componentes.

En la Figura 4.36 se aprecia el sistema de sujeción que se describió anteriormente, donde también se puede apreciar la capa de aislamiento térmico (capa amarilla de fibra de vidrio) que se colocó con la intención de evitar la transferencia de calor de los alrededores a los evaporadores de los “heat pipes”, y pérdidas de calor de este hacia el exterior (se dejó un lado descubierto con la intención de tomar la fotografía, esto fue cubierto con aislamiento posteriormente). Posteriormente se le colocó aislamiento térmico a las secciones adiabáticas de los “heat pipes”, para evitar la transferencia de calor hacia el ambiente en dicha sección.

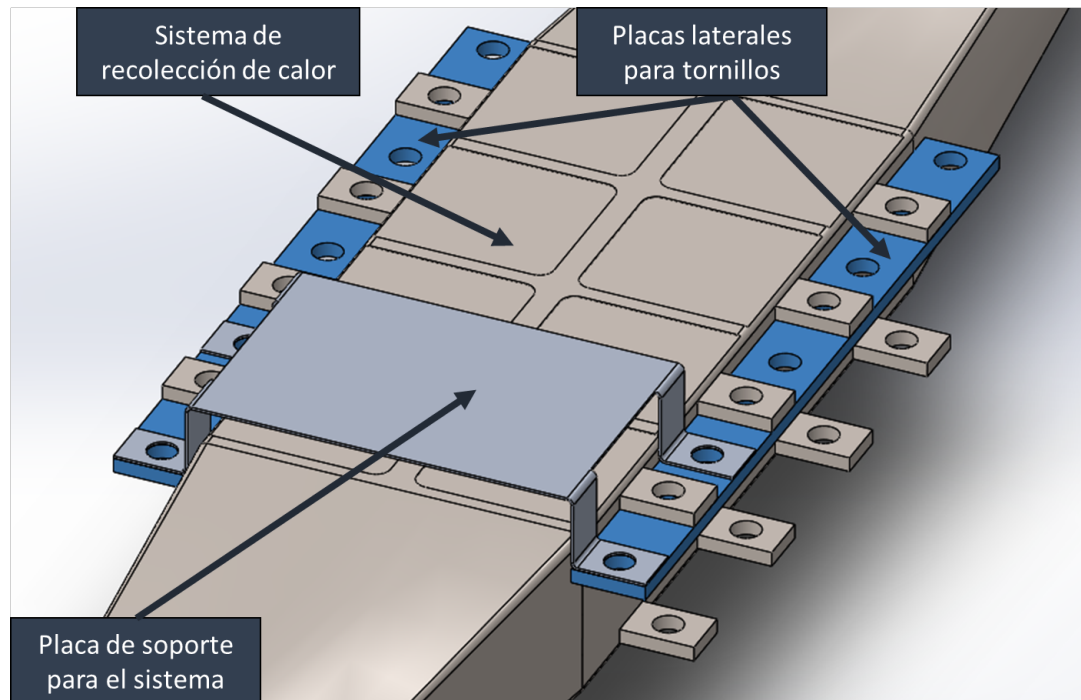


FIGURA 4.35: Descripción a detalle del sistema de sujeción.

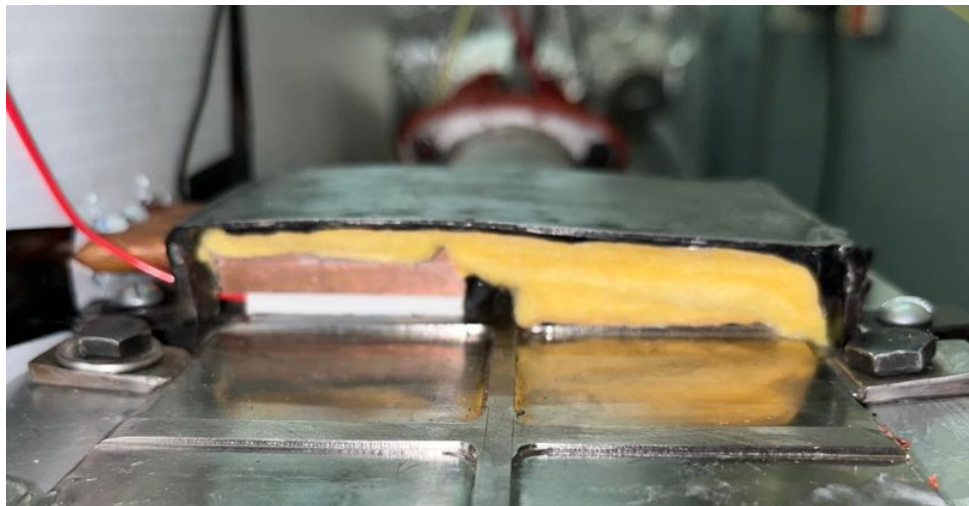


FIGURA 4.36: Sistema de sujeción para el sistema de disipación de calor.

Después se instaló el circuito de control de velocidad en ventiladores que se había mencionado anteriormente. También, a la salida del TEG se colocó un circuito eléctrico, el cual tiene una resistencia eléctrica específica, la cual se determinó dados

los datos del fabricante como potencia máxima y el voltaje necesario para generar esa potencia máxima (el cual se describe en las gráficas de comportamiento, en la hoja de especificación de datos). Dicha resistencia tiene un valor de 3Ω , y es la equivalente del circuito mostrado en la Figura 4.37, el cual se compone de 5 resistencias con un valor de 15Ω cada una, las cuales se encuentran en paralelo. Esto tiene como objetivo el hacer posible la medición de voltaje y potencia experimentales del TEG. Esto es posible dado el valor de resistencia del circuito y la medición de voltaje de salida del TEG, mediante la tarjeta de adquisición de voltaje analógico NI-9205 con rango de medición de $\pm 10 \text{ V}$. Dado que el TEG en si es una fuente de voltaje aislada, se realizó la conexión a la tarjeta del tipo diferencial, donde la terminal 'negativa' del TEG se referencia al nodo común de la tarjeta y la terminal 'positiva' se conecta a uno de los puertos de medición de la tarjeta.

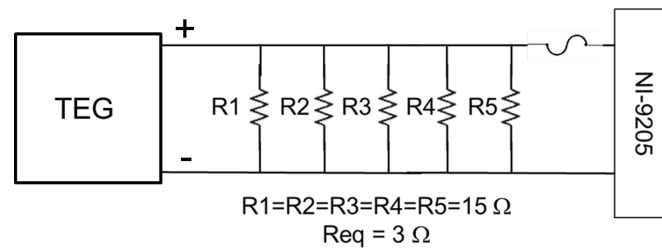


FIGURA 4.37: Circuito diseñado para la generación de potencia en el TEG y medición de voltaje.

Por último, se colocaron 10 termopares principales directamente al sistema, un termopar en la base de los evaporadores para medir la temperatura del lado frío del TEG, 6 en el túnel de viento con del fin de medir la distribución de la temperatura de entrada (3 termopares) y la distribución de la temperatura a la salida del túnel (3 termopares), y los 3 restantes para medir la distribución de temperaturas a lo largo del sistema de recolección de calor. Dichas mediciones de temperatura se realizaron mediante la tarjeta de adquisición de temperaturas NI-9213 de 16 canales, $\pm 78 \text{ mV}$.

Una vez teniendo ya el túnel de viento acoplado al sistema de disipación de calor y un protocolo para la medición de las velocidades dentro del mismo, se procedió a tomar los valores finales de velocidades y utilizarlos para el cálculo de los resultados de la presente investigación. Esto debido a que como es posible apreciar colocar la sección del condensador dentro del túnel representó una restricción al flujo del aire, por lo que está vez existen dos valores promedio de velocidades uno corriente arriba (antes del sistema de disipación de calor) y uno corriente abajo (después del sistema de disipación de calor). Para este estudio, se utilizaron las mediciones encontradas corriente arriba, es decir, antes del sistema de disipación de calor, debido a que es la velocidad de entrada a la sección aletada del sistema (sección del condensador). El perfil de velocidades encontrado es posible visualizarlo en la Figura 4.38, donde las velocidades promedio fueron calculadas utilizando el análisis trapezoidal debido a la complejidad del perfil de velocidades. Las velocidades promedio encontradas fueron de 0.1236, 0.1942 y 0.2493 m/s para los ciclos de trabajo de 30, 50 y 100 % respectivamente.

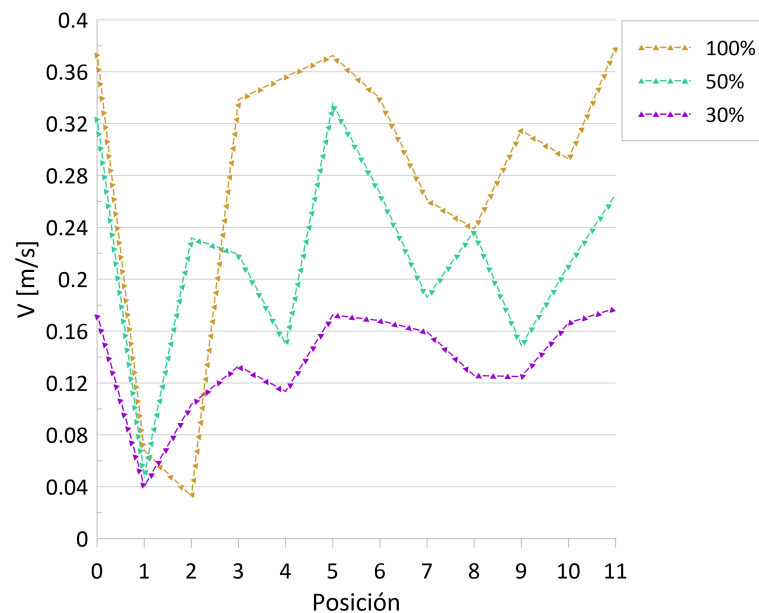


FIGURA 4.38: Perfil de velocidades medidas experimentalmente en el túnel con el sistema de disipación de calor montado.

4.8 EXPERIMENTACIÓN EN EL BANCO DE PRUEBAS.

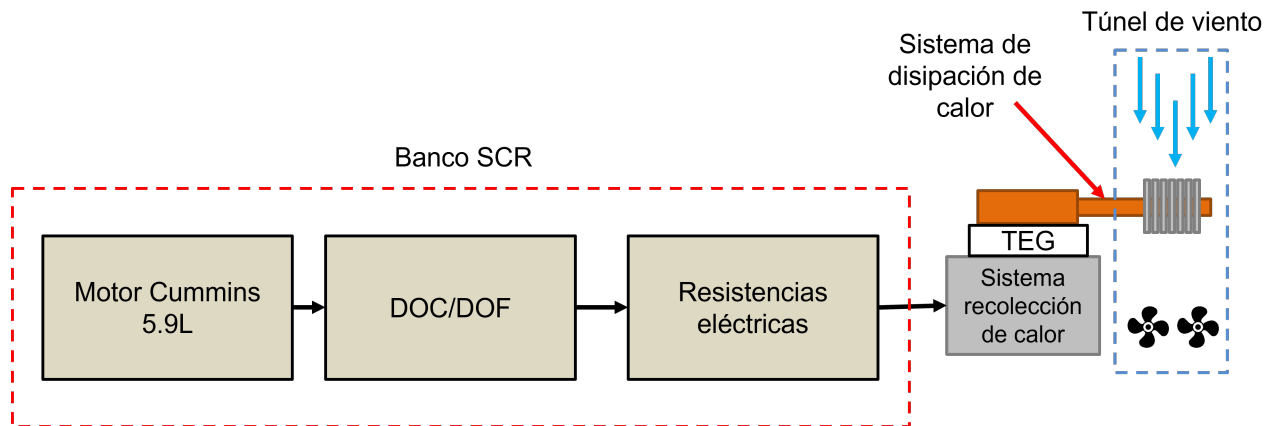


FIGURA 4.39: Circuito diseñado para la generación de potencia en el TEG y medición de voltaje.

El banco de pruebas donde se realizaron los experimentos de esta investigación se puede apreciar en la Figura 4.39, donde se aprecia que se utilizó el banco de pruebas SCR (Reducción Catalítica Selectiva, por sus siglas en el inglés) el cual es un banco que se ha utilizado principalmente para el estudio de emisiones contaminantes, dada la combustión de combustibles alternativos en un motor Cummins de 5.9L, el cual es de nuestro interés porque es el que genera el flujo de gases de escape de donde se pretendió recuperar energía térmica. Este banco de pruebas también cuenta con un sistema de resistencias eléctricas cuyo control es mediante lógica difusa en el ambiente de desarrollo de programación LabVIEW 2014, esto sirvió para cambiar la temperatura en los gases de escape, y así tener un estudio más amplio con respecto al comportamiento del sistema a diversas temperaturas de operación, a la salida del sistema de control de temperaturas se ensambló el sistema de recuperación de calor completo como se había mencionado anteriormente, el cual está compuesto por el sistema de recolección de calor, un TEG y el sistema de disipación de calor, adicionalmente se acopló el túnel de viento que como se había mencionado anteriormente, sirve para emular el movimiento del medio de transporte sobre el cual se pretenda

montar este tipo de sistemas.

Se generó un protocolo de experimentación con el fin de asegurar la confiabilidad de los datos adquiridos durante las pruebas. La condición de operación fue encender el aire acondicionado del cuarto de pruebas a 25°C, esto para asegurar que siempre se inicie con las mismas condiciones, debido a que el ambiente se satura de energía térmica principalmente por las pérdidas que existen en el motor, y usar el sistema de resistencias eléctricas. En la Figura 4.40 se puede apreciar la gráfica de voltaje contra tiempo de toda una prueba, sobre dicha gráfica se decidió hacer el protocolo, ya que se busca que el TEG alcance tener estabilidad en su funcionamiento.

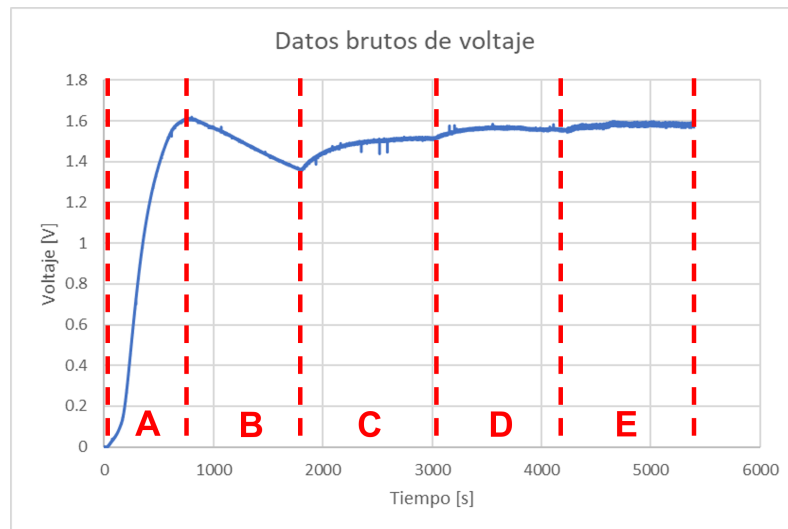


FIGURA 4.40: Lectura de voltaje contra tiempo de una prueba completa cambiando el ciclo de trabajo en los ventiladores.

En dicha figura se puede apreciar el protocolo implementado, donde en la zona marcada en A, es la zona de estabilización de las condiciones de operación del motor que dura 15 minutos, B es la zona de experimentación dejando el sistema expuesto a convección natural, es decir que no hay convección forzada en las aletas (Ventiladores apagados), esta zona es dividida en 2, 10 minutos de estabilización y 10 minutos de medición, aunque como es posible observar nunca llega a la estabilidad debido a que

el sistema trata de equilibrar su temperatura a la del ambiente dentro del túnel. C es la zona de experimentación con 30 % del ciclo de trabajo de los ventiladores, D es la zona de experimentación con el 50 % de la potencia en los ventiladores y E es la zona de experimentación al 100 % de la velocidad de los ventiladores. Cada una de las zonas mencionadas anteriormente se dividen en 10 minutos de estabilización y 10 minutos de medición.

Posteriormente se realizó la matriz experimental la cual se puede apreciar en la Tabla 4.1. Como es posible observar se realizaron 3 pruebas por cada temperatura de los gases de escape, esto con la finalidad de asegurarnos de que los resultados del presente trabajo son repetibles. En cada prueba se mantuvo constante la temperatura de los gases de escape variando únicamente el ciclo de trabajo de los ventiladores del túnel de viento, según los tiempos del protocolo descrito anteriormente. El motor fue puesto en marcha a 1200 RPM, ya que es una velocidad de giro que es comúnmente a la que se expone un motor cuándo se está acelerando y no necesita dar el cambio de relación de engranajes de la caja de cambios. Dicho parámetro no se varió dado que Aguiñaga et. al. [29] encontraron que la variación de las RPM no es relevante en la obtención de potencia eléctrica en el sistema de recuperación de calor.

Matriz experimental				
$T_g(^{\circ}\text{C})$	30 %	50 %	100 %	N° de Repeticiones
150	X	X	X	3
200	X	X	X	3
250	X	X	X	3
300	X	X	X	3

TABLA 4.1: Matriz experimental para las pruebas experimentales.

Adicionalmente para la obtención de resultados se implementaron formulas para los cálculos en base a los datos experimentales obtenidos por el sistema de adquisición de datos. Para la obtención de la potencia eléctrica experimental (P_{TEG}) se utilizó la formula de potencia eléctrica (Ver ecuación 4.36) dado que el valor de la resistencia del circuito es conocido, dado a que se diseño dicho circuito con una resistencia de 3Ω . Donde R es la resistencia eléctrica, y V es el valor del voltaje medido.

$$P_{TEG} = \frac{V^2}{R} \quad (4.36)$$

La temperatura del sistema de recuperación de calor (ΔT_{sys}) se calcula conforme a la ecuación 4.37. Donde \bar{T}_t es la temperatura promedio del túnel de viento (6 termopares), y T_h es la temperatura del lado caliente del TEG.

$$\Delta T_{sys} = \bar{T}_t - T_h \quad (4.37)$$

Q_g es el flujo de calor proveniente de los gases de escape, el cual está siendo retenido por el sistema de recolección de calor y a su vez es extraído por el sistema de disipación de calor. Para que el sistema de recuperación de calor pueda transformar dicha energía térmica en eléctrica mediante el TEG. Dicho flujo se calculo con la ecuación 4.38, donde T_h es la temperatura del lado caliente del TEG, T_c es la temperatura del lado frío y R_{TEG} es la resistencia térmica obtenida experimentalmente del TEG.

$$Q_g = \frac{T_h - T_c}{R_{TEG}} \quad (4.38)$$

Q_f es el flujo de calor en las aletas, es decir, el que libera el sistema de disipación de calor hacia el ambiente. El cual se calcula como se puede observar en la ecuación 4.39. Donde ρ_{air} es la densidad del aire, U_{air} es la velocidad del aire, A_T es el área de la sección transversal del túnel de viento, Cp_{air} es el calor específico del aire, y ΔT_t es la diferencia de temperaturas en el aire dentro del túnel de viento.

$$Q_f = \rho_{air} U_{air} A_T Cp_{air} \Delta T_t \quad (4.39)$$

Q_r es el flujo de calor recuperado, es decir el flujo de calor que se extrajo de los gases de escape y que no fue disipado hacia el ambiente por el sistema de disipación de calor. Este flujo se calcula mediante la ecuación 4.40.

$$Q_r = Q_g - Q_f \quad (4.40)$$

CAPÍTULO 5

RESULTADOS Y CONCLUSIONES

En el presente capítulo se mostrarán los resultados obtenidos en esta investigación, después de cumplir con todas las actividades mencionadas anteriormente en la sección de metodología. La sección de resultados fue dividida en dos grandes subsecciones: una subsección para describir los resultados de los modelos de diseño que se aplicaron, para posteriormente seleccionar el modelo adecuado de “heat pipe” y también los resultados del diseño del sistema de disipación de calor que se construyó. En la segunda subsección de este capítulo, se muestran los resultados obtenidos con el diseño propuesto para el sistema de recuperación de calor, en el banco de pruebas que se mencionó en la sección de metodología. Así como también, las conclusiones principales a las que se llegaron con el desarrollo de los resultados de esta misma investigación.

5.1 RESULTADOS DE LOS MODELOS DE DISEÑO DE LOS “HEAT PIPES”, PARA LA SELECCIÓN DE ESTOS DISPOSITIVOS.

5.1.0.1 DIMENSIONES FINALES DEL “HEAT PIPE”.

En la Figura 5.1 se muestra la nomenclatura correspondiente a las dimensiones finales arrojadas por los modelos de diseño. L_{HP} es la longitud total del “heat pipe” la cual tuvo la magnitud de 300mm. L_e , L_a y L_c son las longitudes individuales de las zonas de evaporador, adiabática y condensador en ese orden, las cuales tuvieron magnitudes de 40mm, 50mm y 210mm correspondientemente.

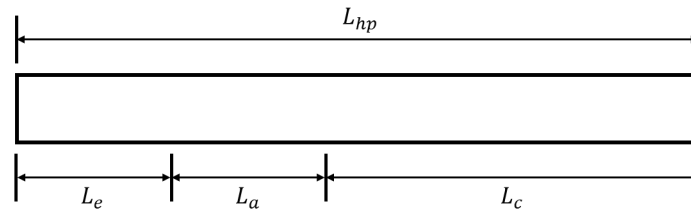


FIGURA 5.1: Nomenclatura de las longitudes generales del “heat pipe”.

Mientras que en la Figura 5.2 se muestra la nomenclatura de las dimensiones de la geometría transversal del “heat pipe”. D_e es el diámetro externo de dicho dispositivo, cuya magnitud resultó de 8mm. Mientras que D_i , es el diámetro interno el cual fue de la magnitud de 7.4mm, dicho diámetro está delimitado por el espesor de la pared que es de 0.3mm de magnitud, D_v es el diámetro del núcleo de vapor, es decir, la zona de transporte del fluido de trabajo en estado gaseoso, dicho diámetro estuvo delimitado por el espesor del medio poroso que fue igual a 0.75mm, lo que provocó que el diámetro de núcleo de vapor tuviera una magnitud de 5.9mm. Además de lo anterior, los modelos de diseño arrojaron parámetros más específicos de la geometría de tal dispositivo, como el diámetro de la partícula que conforma al polvo de cobre

sinterizado, el cual fue igual a 0.11mm, el ángulo de inclinación de los “heat pipes” el cual fue de 0° . Además de tener un conjunto de 4 “heat pipes” en el dispositivo de disipación de calor, los cuales son responsables de transferir 28.25W de energía térmica cada uno. Dichos “heat pipes” estuvieron aletados en la sección del condensador con una cantidad de 72 aletas. Todo lo anterior unido a una base para los evaporadores hecha de cobre, la cual tuvo la función de uniformizar la temperatura del lado frío del TEG en la superficie externa de los evaporadores de los “heat pipes”. Para el fluido de trabajo se realizaron análisis con el modelo termohidráulico, cambiando los fluidos de trabajo en dicho dispositivo. Se analizó la aplicación de etanol, freón 11, amoniaco y agua, siendo esta última la que mejor perspectiva tuvo debido a que arrojó mejores límites de funcionamiento con respecto a los demás fluidos, es por esto y además apoyado por la literatura [22] que se decidió utilizar agua y cobre para el fluido de trabajo y estructura externa del “heat pipe” correspondientemente.

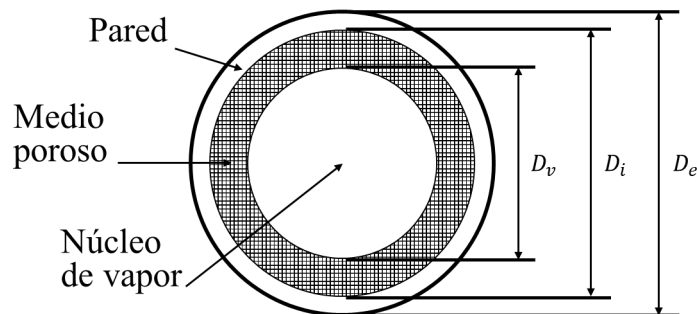


FIGURA 5.2: Nomenclatura para las dimensiones internas de la sección transversal del “heat pipe”.

5.1.0.2 DIMENSIONES DE LAS ALETAS DISEÑADAS.

Las dimensiones arrojadas por el modelo térmico se expresan mediante la nomenclatura que se muestra en la Figura 5.3. Donde, H_f es la altura de las aletas corresponde la cual corresponde a la magnitud de 115mm y W_f es el ancho de las aletas cuya dimensión es de 105mm, las aletas tienen un espesor (t_f) equivalente a

0.711mm. Estas tienen 4 perforaciones de diámetro cuya magnitud es de 8mm y se expresa con D_e . Como se había mencionado anteriormente, el sistema contó con 72 aletas con estas dimensiones en la sección del condensador, dichas aletas tuvieron un espaciado también arrojado por los modelos de 2.24mm entre las aletas.

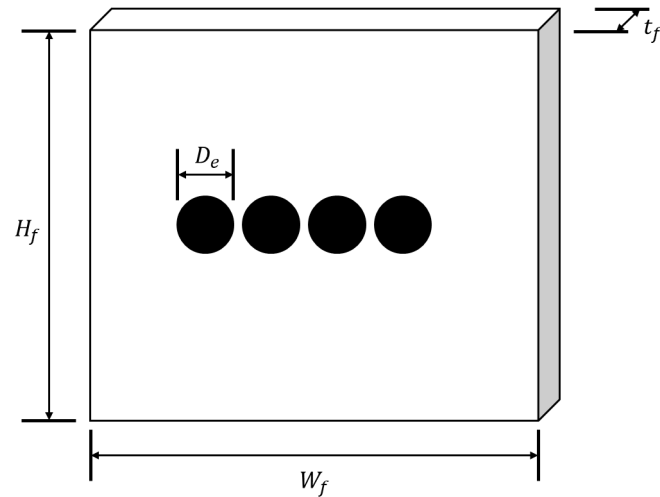


FIGURA 5.3: Nomenclatura para las dimensiones geométricas de las aletas diseñadas.

5.1.0.3 DIMENSIONES DE LA BASE PARA LOS EVAPORADORES.

La Figura 5.4 muestra la nomenclatura que se utilizó para la base de los evaporadores. Donde, W_{teg} es el ancho de la base, el cual es de la misma dimensión que el ancho del TEG, dicha dimensión se mencionó anteriormente que es equivalente a 40.2mm. La dimensión mencionada anteriormente también es equivalente a L_{teg} , donde esta es la longitud de la base de los evaporadores. t_{teg} es el espesor de la base de los evaporadores cuya dimensión es de 10mm, D_e es el diámetro de la cavidad donde se asentó la base de los evaporadores de los “heat pipe”, donde esta dimensión es equivalente al diámetro externo de los mismos, es decir, 8mm.

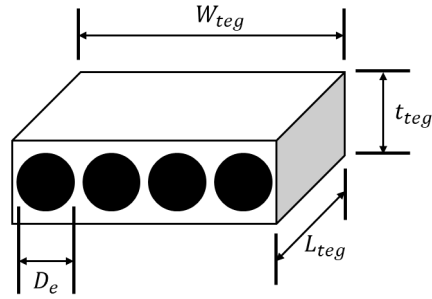


FIGURA 5.4: Nomenclatura para las dimensiones geométricas de la base de los evaporadores.

5.1.0.4 LÍMITES DE FUNCIONAMIENTO.

El modelo termohidráulico tuvo como objetivo principal indicar los límites de funcionamiento descritos en el capítulo anterior, como lo son el límite capilar, por arrastre, por sonido y de evaporación por nucleación. Donde estos deben estar por encima de la cantidad de energía que deben transportar cada “heat pipe” (28.25W). Esto debido a que cuanto más cerca estén dichos límites de este valor, el “heat pipe” puede experimentar los problemas de funcionamiento que describen dichos límites. En la Tabla 5.1 se indican las magnitudes de los límites antes mencionados, y a su vez, nos dice que el límite que representa una mayor preocupación para la aplicación que se le desee dar al “heat pipe”, es el límite por arrastre, debido a que la magnitud para llegar a este es la menor. Es debido a lo anterior, que para un buen funcionamiento del “heat pipe” diseñado se debe utilizar en aplicaciones donde la cantidad de energía máxima que se transporte sea menor a 96.02W, ya que aplicarle una mayor cantidad de energía experimentará las limitaciones en el funcionamiento que describe el límite, en este caso arrastre del fluido de trabajo del evaporador hacia la sección del condensador provocando que la primer sección mencionada se seque, evitando que se forme el ciclo de funcionamiento del “heat pipe”.

Límites de funcionamiento.	
Límite	Magnitud
Sonico	526.4W
Por arrastre	96.02W
Por evaporación por nucleación	1540.3W
Capilar	1384.8W

TABLA 5.1: Límites de funcionamiento que arrojaron los modelos de diseño.

5.1.0.5 DIMENSIONES FINALES DE LA SOLUCIÓN PASIVA PARA LA REFRIGERACIÓN DEL TEG.

Como se ha mencionado a lo largo del presente documento, la solución pasiva para la refrigeración del TEG, que a su vez, es la sustitución de la solución activa anteriormente implementada (baño térmico), es el sistema de disipación de calor a base de “heat pipes” que se diseñó y ensambló. Este sistema de disipación de calor tiene las dimensiones cuya nomenclatura se puede encontrar en la Figura 5.5, donde L_{sys} es la longitud total del sistema que equivale a 300mm, W_{sys} es el ancho del sistema cuya dimensión es de 115mm y por último H_{sys} es la altura del sistema, la cual tiene una magnitud de 105mm.

Como se mencionó anteriormente, este sistema se implementó en un sistema de recuperación de calor, específicamente para enfriar el lado frío del TEG y permitir la generación del diferencial de temperaturas entre sus superficies de contacto y generar así electricidad. Como se puede observar en la Figura 5.6, el sistema de recuperación de calor estuvo conformado por 3 subsistemas: el sistema de recolección de calor, el sistema de sujeción y el sistema de disipación de calor. La función del primero es absorber mediante aletas internas el calor presente en los gases de escape para calentar su superficie externa, posteriormente este calor es absorbido por el lado caliente del TEG, el cual está en contacto con dicho dispositivo. El sistema de sujeción se encargó de mantener en contacto ambas superficies del TEG, el lado caliente con el

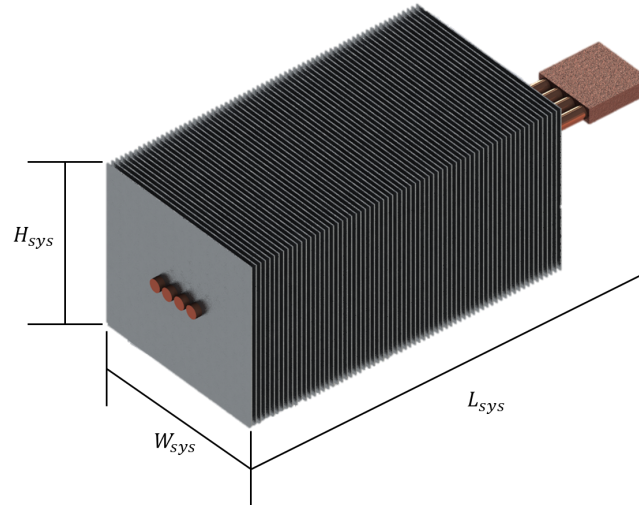


FIGURA 5.5: Nomenclatura para las dimensiones generales finales del sistema de disipación de calor.

sistema anteriormente mencionado y el lado frío a la base de los evaporadores que pertenece al sistema de disipación de calor. Este último es el encargado de generar una diferencia de temperaturas entre las superficies de contacto del TEG, esto se logró gracias al funcionamiento de los “heat pipes” que disiparon parte del calor hacia el ambiente a través de las aletas donde debe existir un flujo de aire (se genera con el movimiento del automóvil).

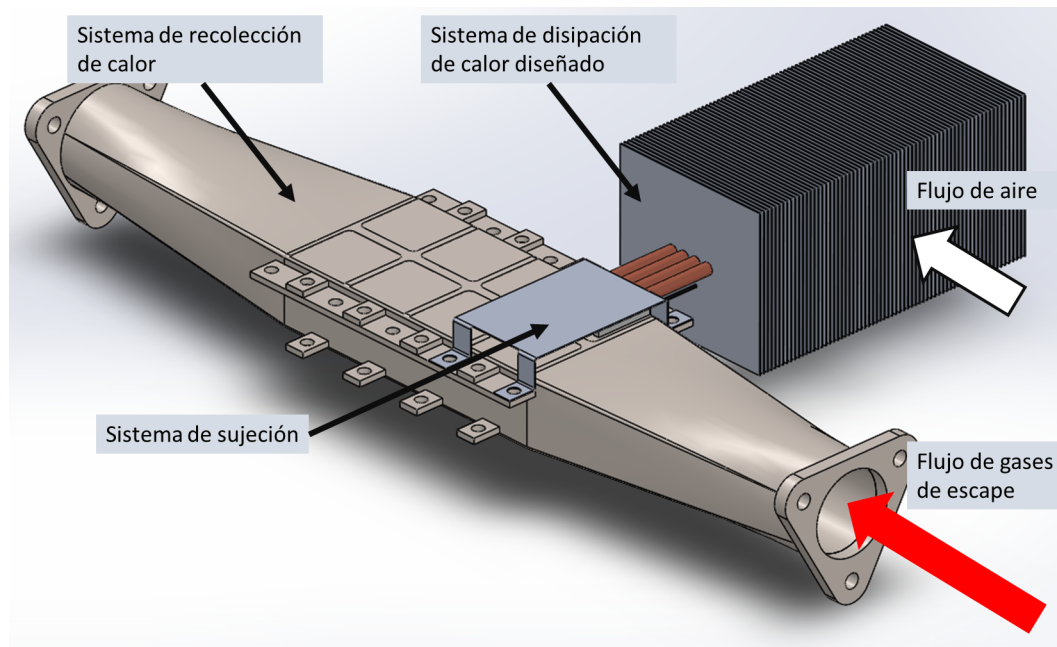


FIGURA 5.6: Esquema general de los componentes del sistema de recuperación de calor completo.

5.1.0.6 VALOR FINAL DE RESISTENCIA TÉRMICA TOTAL DEL SISTEMA Y DESCRIPCIÓN DE OPERACIÓN IDEAL.

El valor final de la resistencia térmica de diseño para el sistema de disipación de calor que arrojaron los modelos con el “heat pipe” diseñado fue de $0.2386K/W$. Por lo que en condiciones ideales como $300^{\circ}C$ en la superficie caliente del TEG y una temperatura de $25^{\circ}C$ en el ambiente, con una velocidad en el aire de $1.90m/s$ se deben transferir $113W$ de energía térmica en el TEG, lo que produce $5W$ de energía eléctrica.

5.2 RESULTADOS DE LA IMPLEMENTACIÓN DE LA SOLUCIÓN PASIVA.

En la Figura 5.7 se aprecia la variación de la potencia eléctrica obtenida experimentalmente (P_{TEG}) con respecto al cambio en la temperatura del lado caliente del TEG (T_h), además de la variación del ciclo de trabajo en los ventiladores (30 %, 50 % y 100 %). En dicha figura se observó principalmente que el aumentar la temperatura T_h (la cual aumenta al incrementar la temperatura de los gases de escape), aumentó la potencia entregada por el sistema P_{TEG} , encontrándose que la potencia eléctrica máxima se dio con la temperatura mayor en el lado caliente del TEG (205°C) en todos los ciclos de trabajo de los ventiladores. Sin embargo, al aumentar dicho ciclo de trabajo en los ventiladores se maximizó la potencia eléctrica entregada por el TEG, obteniendo así una potencia máxima de 1.64W con el ciclo de trabajo de 100 % y la temperatura T_h más alta (205°C). A su vez se obtuvieron en esa misma temperatura del lado caliente, potencias con magnitudes de 1.37 y 1.53W para los ciclos de trabajo de 30 y 50 %, respectivamente. La potencia mínima obtenida experimentalmente fue de magnitud igual a 0.4W, esta fue encontrada con un ciclo de trabajo de 30 % en los ventiladores y una temperatura T_h de 112.6°C, la cual se obtuvo con la temperatura mínima en los gases de escape (150°C). Cabe señalar que el aumento del ciclo de trabajo en los ventiladores no afectó de forma significativa a la temperatura T_h que fue medida, por lo que se obtuvieron medidas de temperaturas muy similares en los 3 casos de ciclo de trabajo, sin embargo, el cambio de esta variable si tiene influencia directa sobre el comportamiento de la potencia eléctrica entregada por el sistema.

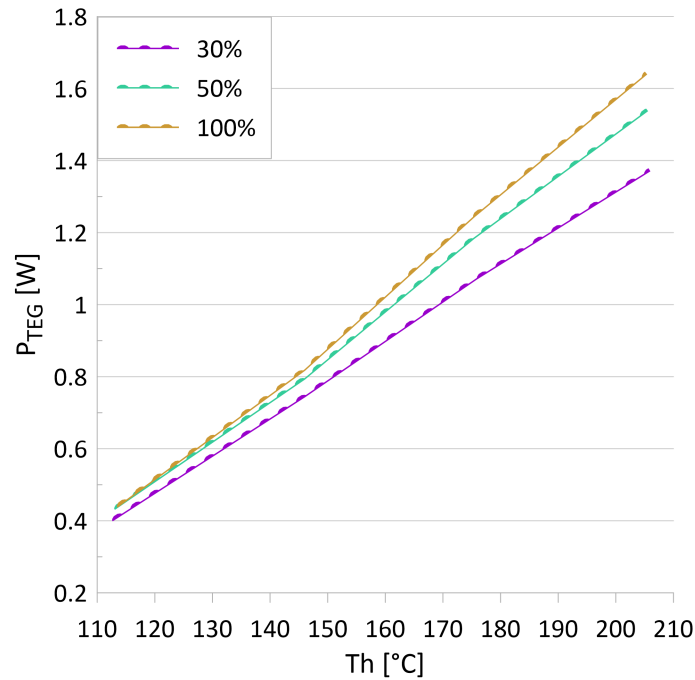


FIGURA 5.7: Comportamiento de la potencia eléctrica experimental al cambio de la temperatura en los gases de escape.

Lo anteriormente mencionado es importante debido a que como es posible observar en la Figura 5.8, el aumento del ciclo de trabajo en los ventiladores sí afecta a la temperatura medida experimentalmente en el lado frío del TEG (T_c), la cual se redujo al aumentar el ciclo de trabajo en los ventiladores, por lo que, si observamos ambas figuras produce una diferencia de temperaturas entre las superficies de contacto del TEG, la cual a su vez está siendo ampliada conforme se aumenta el régimen de velocidad en los ventiladores, lo que a su vez ayuda de forma significativa a la generación de potencia eléctrica a la salida del TEG (P_{TEG}). También, en esta última figura mencionada (Figura 5.8) se observa que la potencia eléctrica máxima (1.64W) se logró teniendo la temperatura del lado frío más alta medida en el ciclo de trabajo de 100 % (59°C). Sin embargo, la temperatura medida de T_c más baja fue encontrada también en el ciclo de trabajo de 100 %, aunque la potencia eléctrica encontrada en estas condiciones fue más baja (0.43W), esto es debido a que la variación en las temperaturas del lado frío [50-72°C] al aumentar la temperatura de los gases

es menor al rango de temperaturas medidas en el lado caliente [112-205°C] por lo que la diferencia de temperaturas entre las superficies de contacto del TEG (parámetro importante para la generación eléctrica) se ve afectada. Por lo que se si analizamos ambas gráficas nos daremos cuenta que en realidad, si bien la temperatura del lado frío es más baja se tiene en realidad una menor diferencia de temperaturas lo que produce que la potencia entregada sea también menor.

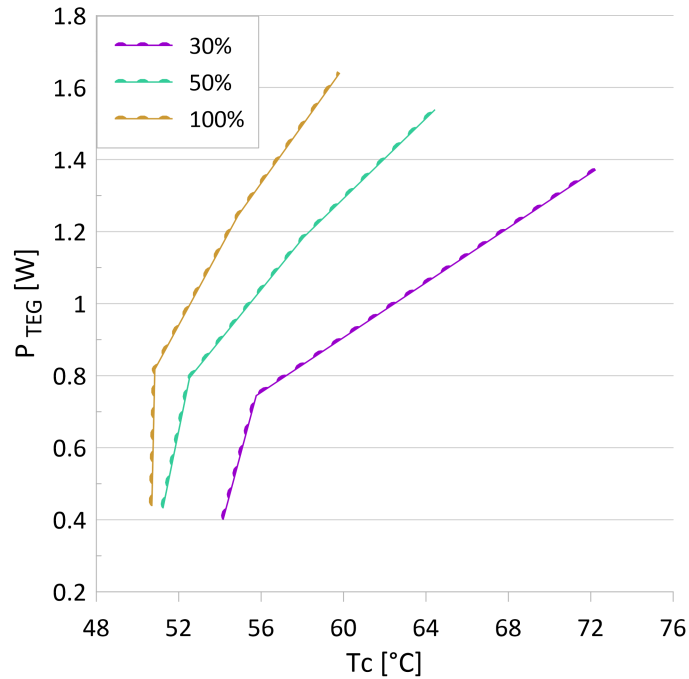


FIGURA 5.8: Comportamiento de la potencia eléctrica experimental al cambio de la temperatura en la superficie fría del TEG.

Lo que se mencionó anteriormente se puede visualizar de mejor manera en la Figura 5.9, donde se grafican los comportamientos de ambas temperaturas (T_h y T_c) con respecto al aumento del ciclo de trabajo en los ventiladores. En esta misma figura se aprecia que la diferencia de temperaturas entre las superficies de contacto del TEG aumentó con el incremento de la temperatura de los gases de escape, lo que ocasionó el aumento de la temperatura en el lado caliente (T_h) incrementará desde 112°C (cuando se tenía $T_g=150^\circ\text{C}$) hasta una magnitud máxima de 205°C (cuando se tenía $T_g=300^\circ\text{C}$). Dichas temperaturas permanecieron relativamente constantes a pesar del

aumento de la velocidad de giro de los ventiladores. Mientras que las temperaturas del lado frío del TEG (T_c) se mantuvieron en un rango de temperaturas menos amplio como se había mencionado anteriormente, este grupo de temperaturas es posible visualizarlo en la parte inferior de la figura, donde se observa que el dispositivo que se diseñó en este trabajo (sistema de disipación de calor) intentó mantener una temperatura de operación en el lado frío del TEG. Sin embargo, conforme se aumentó la temperatura en los gases de escape (T_g) para el sistema le es más difícil mantener dicha temperatura, alejándose así cada vez más de la temperatura de operación. Para los casos con T_g igual a 150 y 200°C, el sistema mantuvo esta temperatura y a su vez va disminuyendo conforme aumentó la velocidad de giro de los ventiladores. Para los casos con T_g igual a 250 y 300°C se obtuvo la misma tendencia, con la diferencia de que la magnitud de la temperatura de operación aumentó al mismo tiempo que se incrementó la temperatura de los gases de escape.

Para una mejor comprensión de lo anterior es preciso explicarlo mediante la Figura 5.10, en la cual se representa el comportamiento del número de Nusselt presente en las aletas del sistema con respecto al número de Reynolds de la corriente del aire a través de las aletas, ejercida por el movimiento de los ventiladores. En esta figura se pueden apreciar 4 gráficas (una por cada temperatura de los gases de escape), aunque como es posible observar tienen valores muy parecidos y tendencias iguales (por lo que lucen empalmadas); sin embargo, esto quiere decir que las condiciones de transferencia de calor al aire no tuvieron un cambio significativo al aumentar la temperatura de los gases de escape. Lo cual es un reflejo de lo sucedido en la Figura 5.9, dado que las condiciones de transferencia de calor no cambiaron el dispositivo mantuvo una temperatura en el lado frío del TEG, provocando que la diferencia de temperaturas en la superficie de contacto dependieran de forma más significativa del aumento de la temperatura de los gases de escape. Inclusive, si nosotros hacemos un acercamiento a la gráfica, nos podremos dar cuenta que Nu tiene un decremento (aunque no suficiente para cambiar totalmente las condiciones de transferencia de calor) al aumentar la temperatura de los gases, por lo que el fenómeno de trans-

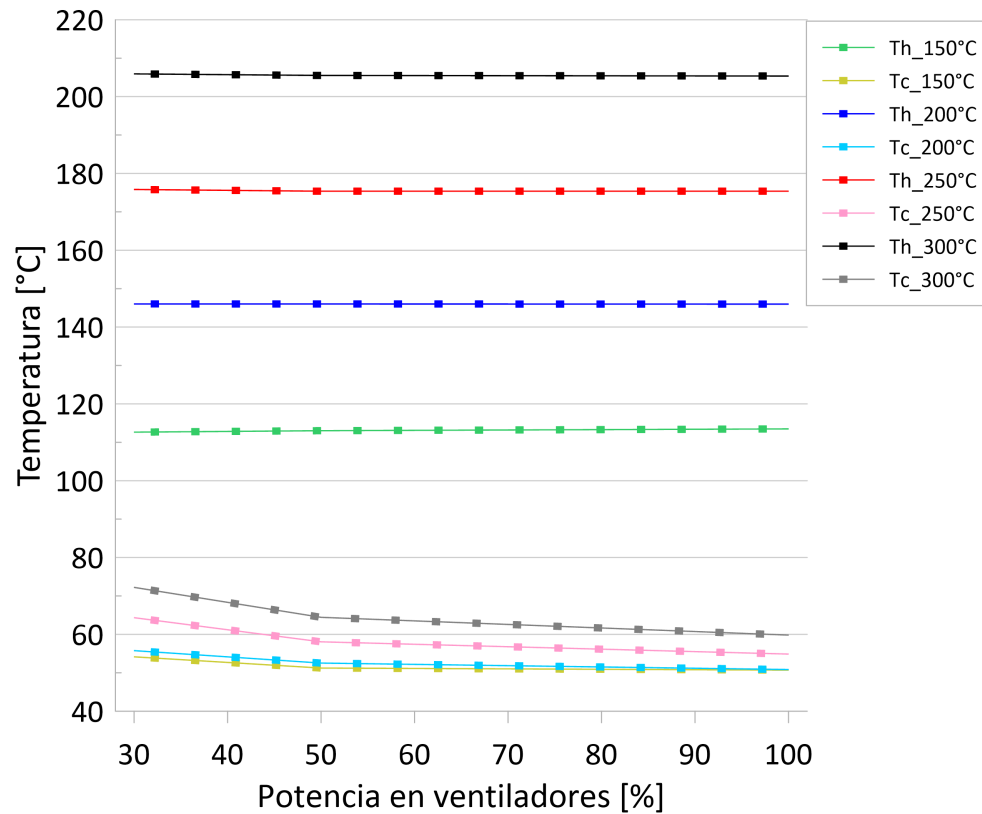


FIGURA 5.9: Comportamiento de las temperaturas de los lados frío y caliente del TEG a distintas temperaturas de gases de escape.

ferencia de calor se convirtió en un fenómeno conductivo en mayor parte que en otras temperaturas. Es por ello que al sistema le fue mayormente difícil mantener la temperatura de operación en la superficie fría del TEG cuando se aumentó la temperatura de los gases, como se había mencionado anteriormente. Ya que el fenómeno principal con el que se buscó la transferencia del calor no utilizado hacia el ambiente fue la convección.

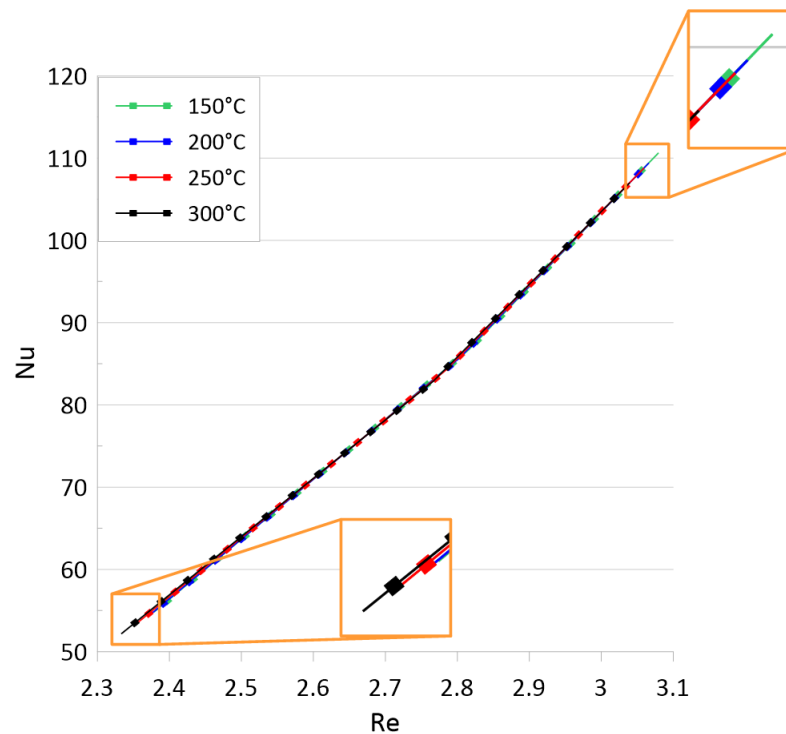


FIGURA 5.10: Comportamiento del número de Nusselt y el de Reynolds a distintas temperaturas de los gases de escape.

Como es posible observar en la Figura 5.11, tiene una mayor influencia en la generación de potencia eléctrica el aumento en la temperatura de los gases de escape que el aumento de la velocidad de giro en los ventiladores. Para los casos con un ciclo de trabajo del 100% hubo una tasa de variación en la potencia eléctrica del 281.4% cuando se incrementó la temperatura de los gases de 150°C a 300°C, mientras que la tasa de variación fue de 19.7% cuando se aumentó el ciclo de trabajo en los ventiladores del 30% al 100% en el caso con $T_g=300^\circ\text{C}$.

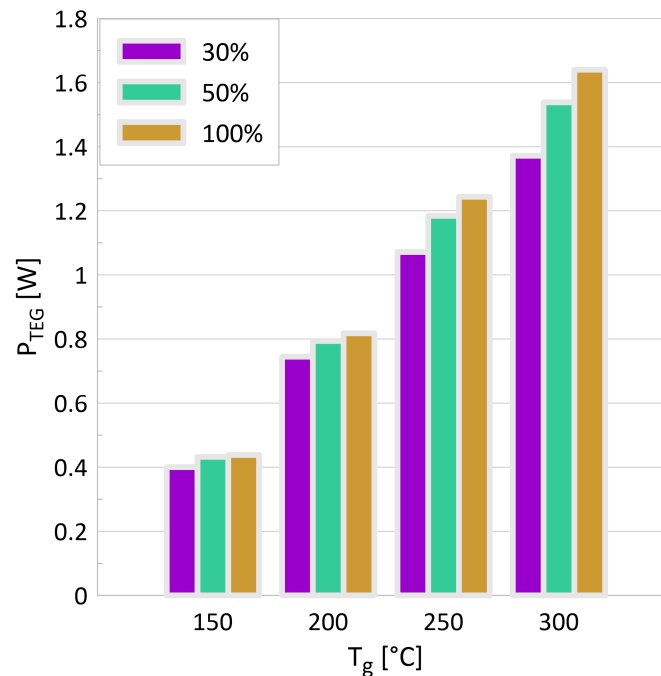


FIGURA 5.11: Potencia eléctrica obtenida a distintas temperaturas de gases de escape y distintos ciclos de trabajo en los ventiladores.

En la Figura 5.12 se observa la influencia que tuvo la diferencia de temperaturas entre las superficies de contacto del TEG y el ciclo de trabajo de los ventiladores sobre la potencia eléctrica generada por el TEG. Donde se aprecia que el incremento de la diferencia de temperaturas tiene una mayor influencia sobre la generación de potencia que el aumento de la velocidad de giro de los ventiladores. Esto es debido a que el aumento de la velocidad de los ventiladores ayudó a incrementar en distintas proporciones el diferencial de temperaturas entre las superficies de contacto del TEG, lo que provocó que se maximizará la potencia eléctrica entregada por el TEG a medida que aumento el ciclo de trabajo en los ventiladores. La potencia máxima que se entregó cuando los ventiladores estaban al 30 % de su potencia fue de 1.37W debido a que se logró una diferencia de temperaturas de 133°C. Sin embargo, este valor se incrementó cuando se aumento el ciclo de trabajo de los ventiladores al 100 %, obteniendo un valor máximo de 1.64W con una diferencia de temperaturas de 145°C.

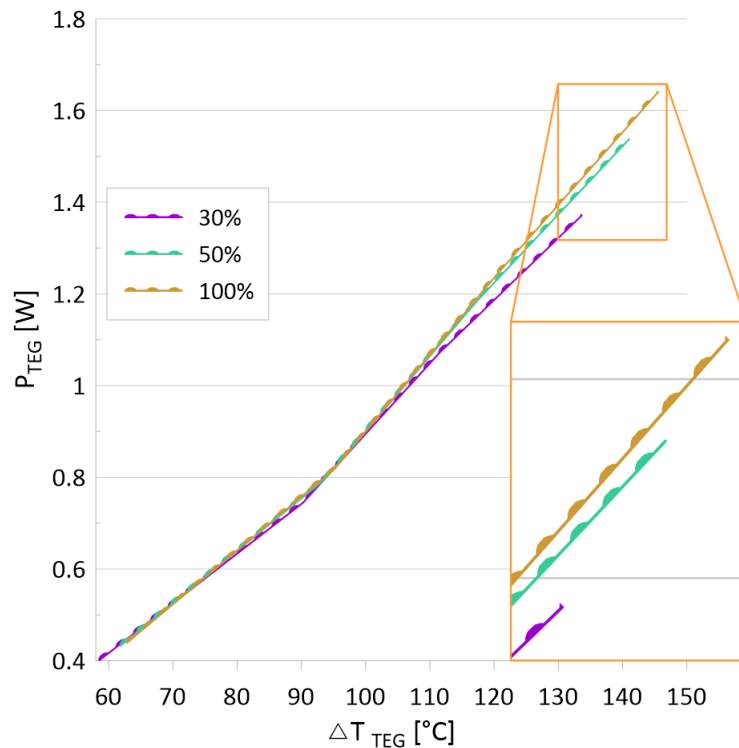


FIGURA 5.12: Comportamiento de la potencia eléctrica a distintos ciclos de trabajo con respecto a la diferencia de temperaturas entre las superficies de contacto del TEG.

Como es posible observar en la Figura 5.13 la potencia eléctrica entregada por el TEG, es consecuencia del incremento del diferencial de temperaturas de las superficies de contacto del TEG. Debido a que como es posible observar en esta figura las tendencias con respecto al incremento de la temperatura de los gases de escape tanto de la potencia eléctrica obtenida y el diferencial de temperaturas son relativamente parecidas. Incluso si observamos la variación por temperatura al aumentar el régimen de giro de los ventiladores es similar en ambos casos. Lo anterior debido a que como se había mencionado con anterioridad, el incremento de la temperatura de los gases provoca una mayor variación en el diferencial de temperaturas, lo que a su vez provoca una variación importante en la generación de potencia eléctrica. En cambio, el incremento en la velocidad de giro de los ventiladores también aumentó la diferencia de temperaturas mencionada, sin embargo, con una variación menor a la

obtenida con el incremento de la temperatura de los gases como se había mencionado anteriormente.

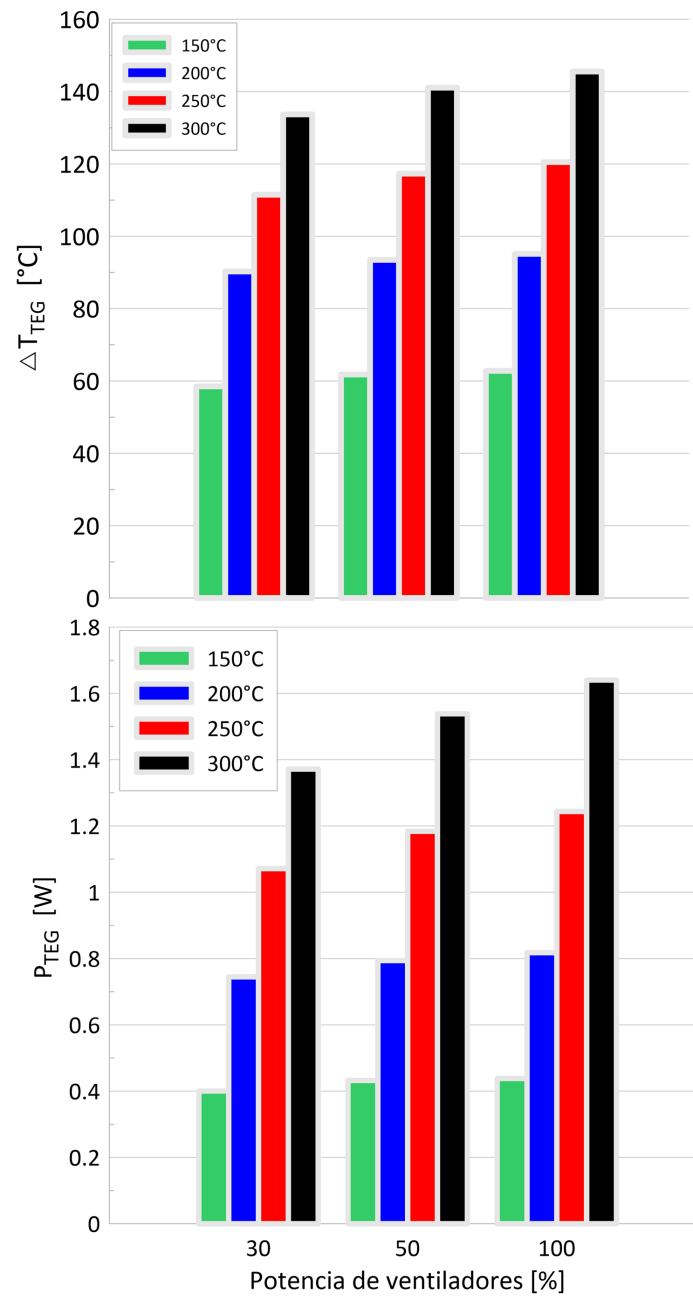


FIGURA 5.13: Comportamiento de la diferencia de temperaturas en el TEG y la potencia eléctrica con respecto al ciclo de trabajo en los ventiladores.

Posteriormente, en la Figura 5.14 es observable que el efecto que tuvo el incremento de la temperatura de los gases de escape y el aumento en la potencia de los ventiladores sobre la diferencia de temperaturas del sistema (ΔT_{sys}), la cual se calculó como la temperatura promedio del túnel de viento (temperatura del aire en la sección del condensador) menos la temperatura del lado caliente del TEG (T_h). En dicha figura existe un incremento notable al aumentar la temperatura de los gases de escape, mientras se aprecia que al aumentar la velocidad de giro en los ventiladores, el cambio en ΔT_{sys} es relativamente nulo.

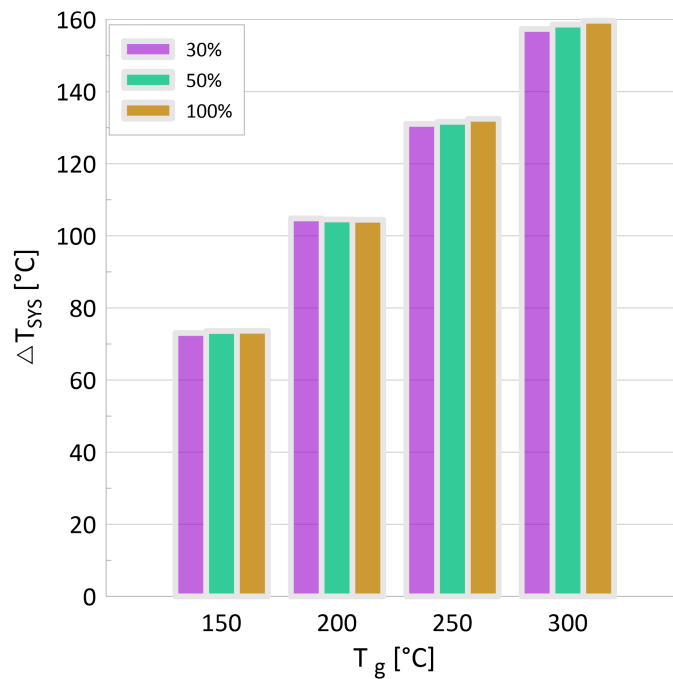


FIGURA 5.14: Comportamiento de la diferencia de temperaturas en el sistema con respecto a la temperatura de los gases de escape.

En cambio en la Figura 5.15 se muestra el efecto de ΔT_{sys} y el incremento en la velocidad de los ventiladores sobre la potencia eléctrica generada por el TEG durante la experimentación. Donde dichas gráficas contrastan con la información mostrada en la Figura 5.12 mencionada anteriormente (recordar que las gráficas estaban desfasadas, con distintos valores de diferencia de temperaturas en cada punto de las gráficas). Donde esta vez no existe el desfasamiento entre las gráficas que se

había mencionado, debido a que el aumento del ciclo de trabajo en los ventiladores no tuvo influencia sobre ΔT_{sys} (gracias a la recuperación de energía que se explicará posteriormente) pero sí en el aumento de la potencia eléctrica generada, provocando los valores máximos con el ciclo de trabajo de 100 %. En esta misma figura se observa que el aumento de ΔT_{sys} tuvo una influencia notable en el incremento de la energía eléctrica entregada por el TEG, ya que a medida que la diferencia de temperaturas aumentó de manera proporcional también se incrementó la potencia entregada.

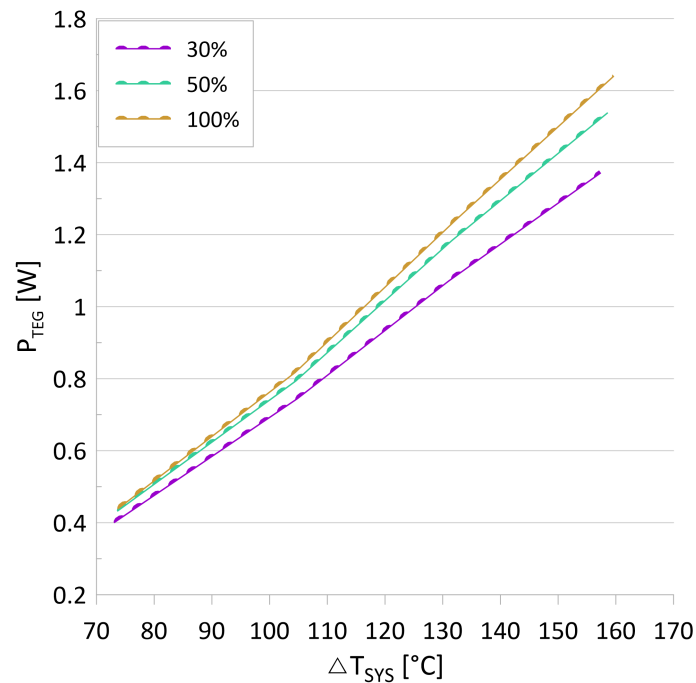


FIGURA 5.15: Comportamiento de la potencia eléctrica generada con respecto a la diferencia de temperaturas en el sistema.

En la Figura 5.16 se puede observar el comportamiento del flujo de calor extraído de los gases de escape (Q_g) y el liberado por las aletas hacia el ambiente (Q_f) en el tiempo durante la experimentación. Lo anterior a distintos ciclos de trabajo en los ventiladores y a distintas temperaturas de los gases de escape. Como es posible observar, el calor transferido por las aletas al ambiente es siempre menor al extraído por el sistema proveniente de los gases de escape, esto es debido a la conversión de energía. La diferencia de estos dos flujos mencionados, es en realidad el flujo de calor recuperado del que se hablará posteriormente (debido a que se mencionó que la diferencia entre la entrada y salida del TEG es el recurso que aprovechan los TEG para la conversión de energía [26]). Es importante mencionar que el tiempo de muestreo que se tomó en cuenta para la recolección de datos para los presentes resultados fue de 200 s por prueba, y que dichos datos fueron analizados aplicando un análisis trapezoidal en Matlab 2018, con el fin de obtener las magnitudes de energía que se mostrarán posteriormente. En esta misma figura es posible observar que el flujo de calor recuperado (diferencia entre Q_g y Q_f) aumentó al incrementar la velocidad del aire impulsado por los ventiladores en cada una de las pruebas, obteniendo la máxima recuperación de energía siempre con el ciclo de trabajo igual a 100%. Aunque de igual forma como se había mencionado anteriormente es más significativa la variación con el aumento de la temperatura de los gases de escape logrando obtener el mayor flujo de calor recuperado en todos los casos de ciclo de trabajo con la temperatura $T_g = 300^\circ\text{C}$. Es importante mencionar que el mayor flujo de calor recuperado en esta última temperatura de los gases se obtuvo con un ciclo de trabajo de 100% en los ventiladores.

En esta última figura también es posible apreciar variaciones en Q_f cuando se tiene una potencia de 100 % en los ventiladores. Esto es debido a que la información mostrada en las gráficas de esta figura son flujos de calor experimentales que se midieron en el dispositivo de recuperación de calor, por lo que hay que tomar en cuenta que estos provienen de los gases de escape, que a su vez, son producto de combustiones dentro del motor diésel. Esto es importante mencionarlo debido a que durante el experimento fue difícil mantener la temperatura del cuarto donde se ubicó el banco de pruebas, debido a que el motor tuvo pérdidas energéticas, añadiendo energía al ambiente aumentando la temperatura en el mismo, cambiando las condiciones del aire dentro del túnel de viento, además del aumento de la velocidad del aire al incrementar la potencia de los ventiladores, todo esto sumado al efecto provocado por la combustión que se mencionó anteriormente, afecto más significativamente al flujo de calor disipado por las aletas (Q_f), provocando una mayor variación en este último.

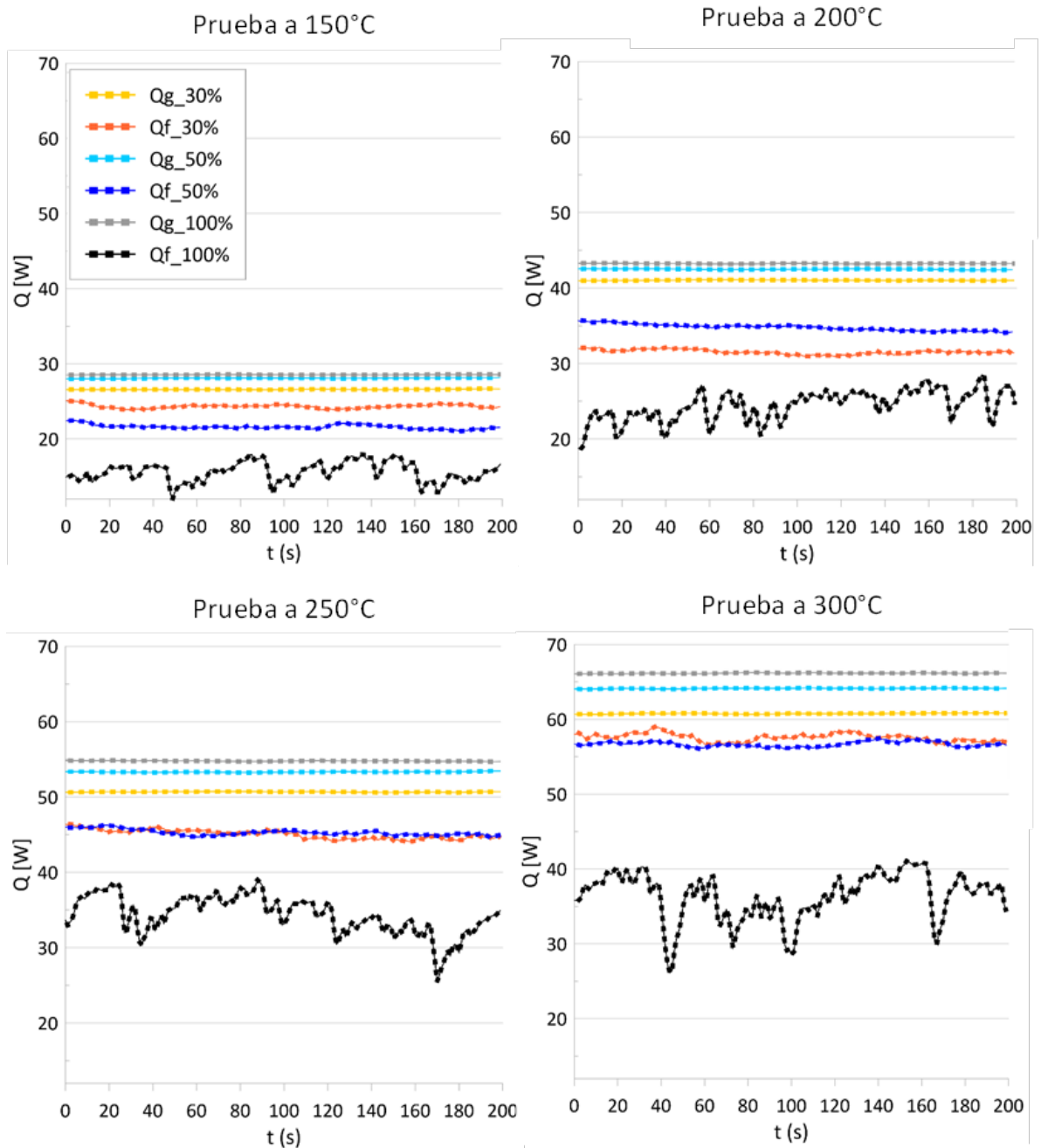


FIGURA 5.16: Flujos de calor extraído de los gases y expulsado por el sistema a través de las aletas a distintos ciclos de trabajo y distintas temperaturas en los gases de escape.

En la Figura 5.17 se muestra el comportamiento del flujo de calor en los gases de escape (Q_g), en las aletas (Q_f) y el flujo de calor recuperado (Q_r) con respecto a

la potencia eléctrica generada y el número de Reynolds presente en el flujo de aire en las aletas, y también con respecto al aumento de la temperatura de los gases de escape. En dicha figura se puede apreciar que el flujo de calor extraído de los gases de escape no tiene cambios importantes en su tendencia al aumentar la temperatura de los gases de escape, tampoco cuando aumentó la potencia eléctrica que se generó (P_{TEG}), ni siquiera al variar el régimen de flujo del aire dentro del túnel de viento (Re). En cambio el flujo de calor en las aletas y el flujo de calor recuperado tienen tendencias similares cuando se graficaron con respecto a Re y cuando también cuando se graficaron con respecto a la P_{TEG} . Sin embargo, ambas gráficas tienen un mayor parecido al incrementar la temperatura de los gases de escape hasta obtener gráficas casi idénticas con una temperatura de los gases de escape igual a 300°C . Lo anterior es debido a que el régimen de flujo del aire en la sección del condensador se vio afectado al incrementar la temperatura de los gases de escape, hasta ser casi de la misma magnitud el área bajo de la curva de las gráficas con Re y en las que se utilizó P_{TEG} como variable independiente, tomando esto en cuenta, se observó que a altas temperaturas en los gases de escape dicho régimen de flujo se relacionó en mejor forma con la potencia eléctrica generada por el sistema de recuperación de calor, esto quiere decir que la recuperación de calor y su conversión a energía eléctrica a altas temperaturas de los gases de escape dependen del régimen del flujo de aire en la sección de condensadores del sistema de disipación de calor. En la misma figura también fue posible observar que a partir de una temperatura en los gases de escape igual a 200°C y $Re \approx 90$, la recuperación de calor es mayor debido a que existe un cambio notable en la tendencia de incremento del flujo de calor recuperado, así como un cambio de tendencia notable en el decremento del flujo de calor que liberó el sistema a través de las aletas al ambiente. Si bien, hay un incremento en el flujo de calor extraído en los gases de escape, el decremento en el flujo de calor en las aletas del sistema se debió a que esta energía que hay de diferencia entre ambos flujos de calor, fue convertida a energía eléctrica gracias al efecto Seebeck existente en el TEG. Por último, en esta figura es posible observar de igual forma que conforme hubo un incremento en la temperatura de los gases de escape, también hubo un incremento

en el flujo de calor extraído de los gases de escape teniendo un flujo de calor para $Re = 110$ y $T_g = 150C$ de 28W, mientras que para el mismo valor de Re se extrajo la cantidad de 65.8W pero para $T_g = 300^{\circ}C$, lo que representó un incremento del 232 % al aumentar 150°C la temperatura de los gases de escape. El cambio de tendencia en la pendiente de las gráficas para Q_r y Q_f se debe a que el sistema mostró un mejor desempeño energético al tener los regímenes de flujo mas altos de las pruebas.

Para comprobar que las gráficas de la figura anterior incrementaran su parecido al aumentar la temperatura de los gases de escape se realizó el cálculo del área bajo la curva de todas las gráficas (aunque para demostración solo se mostrarán los casos para Q_r) como se puede observar en la Figura 5.18, lo cual se calculó mediante el método trapezoidal. Se obtuvo una diferencia entre las áreas de ambas gráficas de 0.0542, 0.0147, 0.0144 y 0.0128 para las zonas marcadas como A1, A2, A3 y A4 respectivamente donde representan a la diferencia que hay entre las gráficas en las pruebas de 150, 200, 250 y 300°C en ese mismo orden. Por lo que se concluyó que efectivamente el área entre las gráficas se redujo al aumentar la temperatura de los gases de escape, que quiere decir que al aumentar la temperatura de los gases el régimen de flujo en la zona de los condensadores tomó más relevancia, siendo que la generación de potencia se comporta más a la par de este mismo.

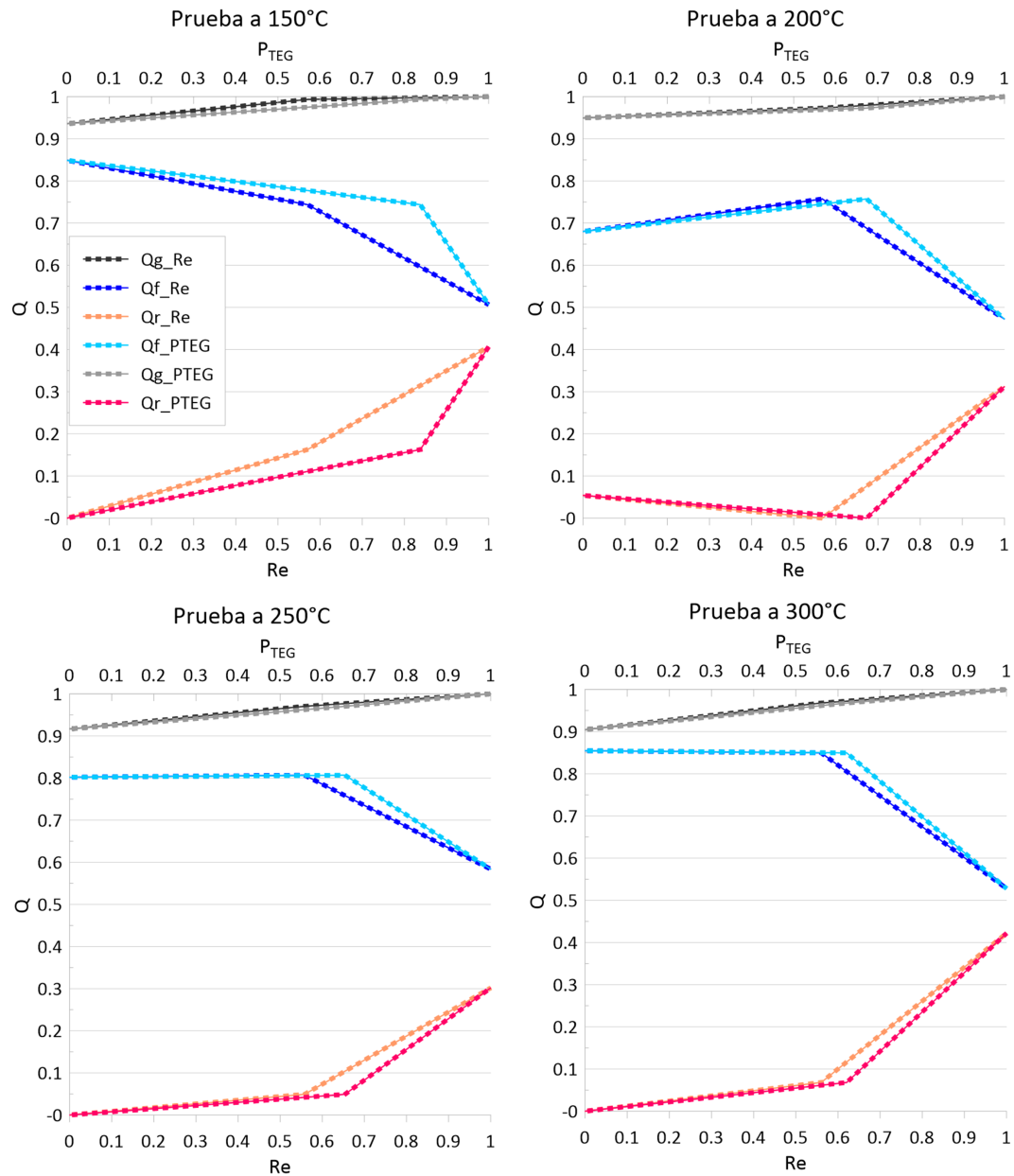


FIGURA 5.17: Comportamiento de los flujos de calor presentes en el sistema con respecto al número de Reynolds y la potencia entregada por el TEG, con unidades normalizadas.

Posteriormente, en la Figura 5.19 se observa la cantidad de la energía extraída de los gases del escape por el sistema de recuperación de calor, la energía disipada por el sistema hacia el ambiente y la energía recuperada. Lo anterior al aumentar la

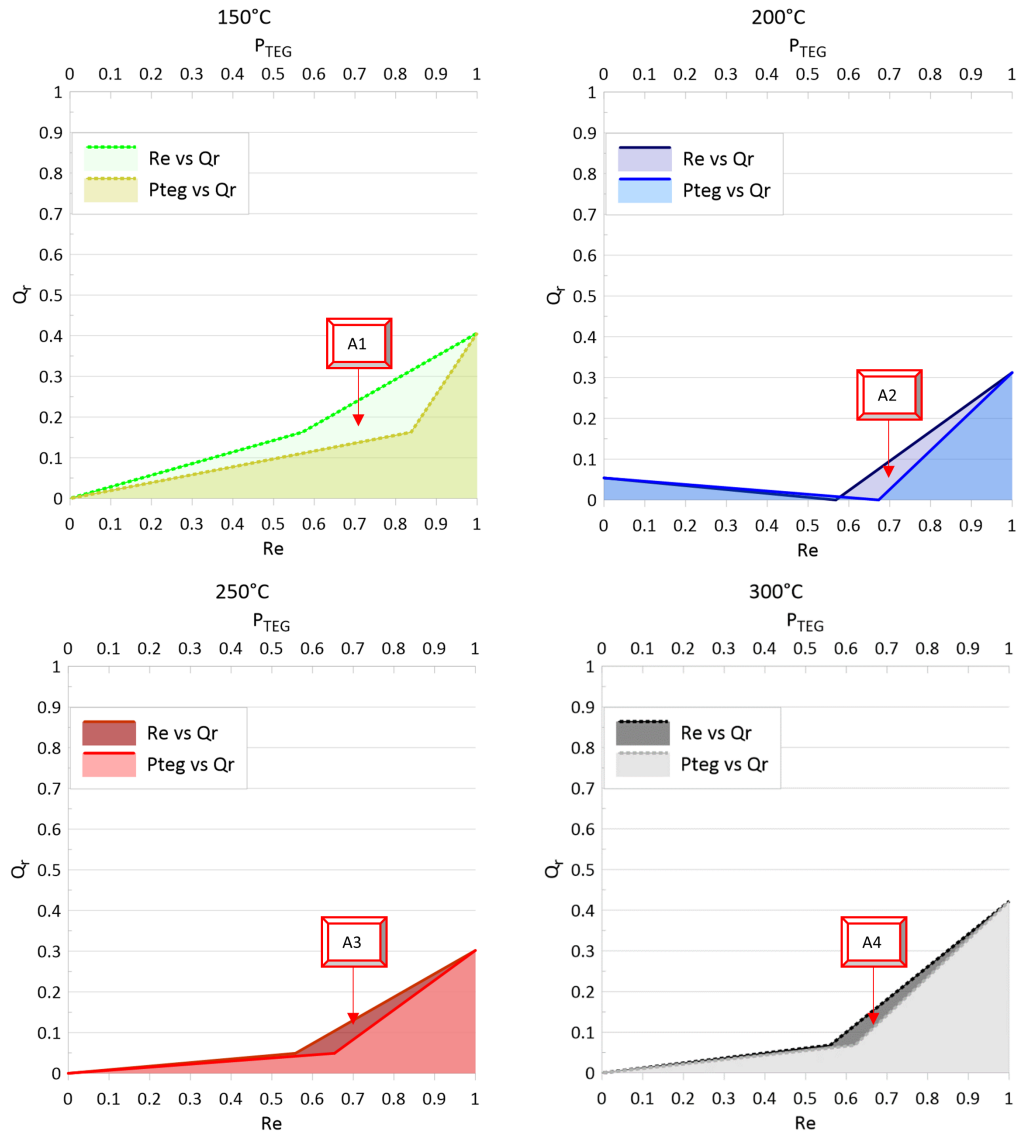


FIGURA 5.18: Comparación de las gráficas por área bajo la curva.

temperatura de los gases de escape y así como también aumentando la velocidad de giro de los ventiladores. En dicha figura se observa que para las mismas temperaturas de gases de escape, es decir, únicamente observando el comportamiento de la energía con el aumento de la velocidad del aire, el incremento de la energía extraída de los gases fue de apenas el 10%. Mientras que el incremento fue del 134% cuando se aumentó la temperatura de los gases de escape de 150°C a 300°C para el caso con un ciclo de trabajo en los ventiladores del 100%. En esta misma figura, también

podemos observar cómo el calor disipado por el sistema al ambiente se disminuyó al aumentar el ciclo de trabajo de los ventiladores, debido a que al disminuir dicha energía aumenta la cantidad de energía recuperada. Para el caso del ciclo de trabajo al 30 % se mantuvo irregular el comportamiento de la cantidad de energía recuperada al aumentar la temperatura de los gases de escape. Mientras que para el caso con ciclo de trabajo al 50 % se mantiene regular lo que sugiere un mayor rendimiento del sistema en altas temperaturas de los gases de escape con respecto al ciclo de trabajo del 30 %. Dicho rendimiento en alta temperatura es mayor para el ciclo de trabajo a 100 %, donde se logró observar un continuo incremento en la energía recuperada con respecto al aumento de la temperatura en los gases. Es debido a lo anterior que se puede mencionar que aumentar la velocidad del aire en la sección del condensador del sistema maximiza la cantidad de energía recuperada por el mismo. La mayor cantidad de energía recuperada por el sistema se logró como es posible observar fácilmente en dicha figura en el ciclo de trabajo al 100 % a una temperatura de gases de escape igual a 300°C, teniendo una cantidad de 5917 J, esto debido a que se logró extraer la cantidad de 13165J de calor proveniente de los gases de escape.

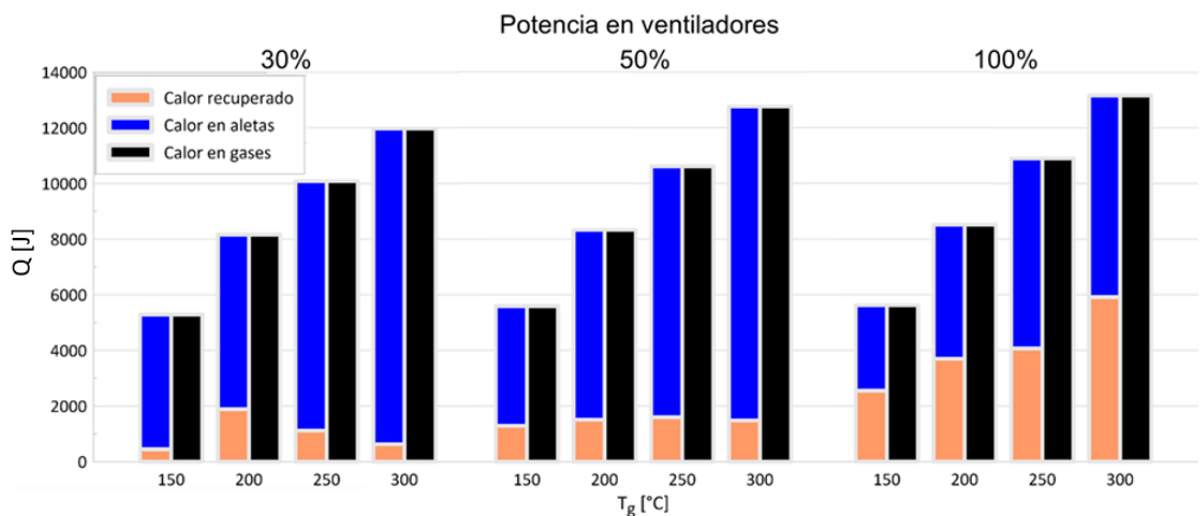


FIGURA 5.19: Magnitudes de la energía obtenida durante las pruebas a distintas temperaturas de gases de escape y distintos ciclos de trabajo en los ventiladores.

En la Figura 5.20 se muestra el porcentaje de la energía que se recuperó de las pruebas con respecto al aumento de la temperatura de los gases de escape y el aumento de la velocidad de giro de los ventiladores. En dicha figura se observa que a un ciclo de trabajo de 100 % en los ventiladores, se obtiene el mejor rendimiento de conversión de energía del sistema, logrando su mejor rendimiento en las temperaturas de 150°C y 300°C, donde cerca del 45 % de la energía extraída de los gases se recuperó y se convirtió en energía eléctrica. Para los casos con un ciclo de trabajo del 50 % el rendimiento térmico del sistema tuvo un decremento debido al incremento de la temperatura de los gases, por lo que el sistema mostró su mejor rendimiento bajo estas condiciones de ciclo de trabajo a una temperatura de los gases igual a 150°C. Por último, para el caso de ciclo de trabajo a 30 % el sistema tuvo su mejor rendimiento a los 200°C.

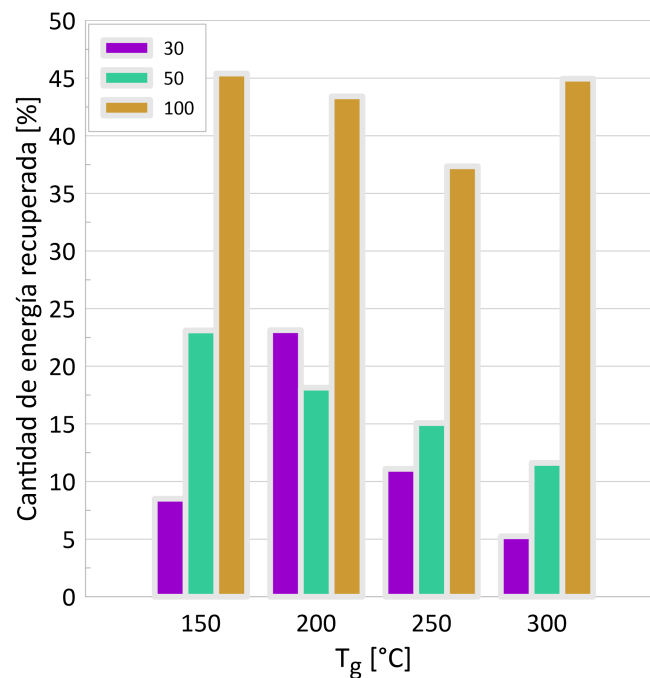


FIGURA 5.20: Porcentajes de la energía que se recuperó a partir de la energía extraída durante las pruebas.

Para finalizar, en la Figura 5.21 se puede observar la comparación de potencias generadas por el TEG en el presente trabajo con respecto a las obtenidas por cada TEG en el trabajo desarrollado por Aguiñaga et al. [29]. Donde de igual forma se utilizó el mismo modelo de TEG, incluso también el mismo banco de pruebas y a las temperaturas en gases de escape de 150 y 200 °C. La diferencia con respecto a este estudio son las RPM utilizadas durante la experimentación, dado que ellos utilizaron 900, 1000 y 1100 RPM en las pruebas experimentales y nosotros utilizamos únicamente 1200 RPM, debido a que en ese mismo trabajo se encontró que variar las RPM no provoca una variación significativa en la potencia entregada. Sin embargo, para hacer la comparación de la mejor forma posible se le realizó una extrapolación a sus datos experimentales, por lo que PAG_{exp} son los datos experimentales de Aguiñaga et al. [29], obtenidos a 1100 RPM, PAG_{extra} son los datos experimentales de ese mismo trabajo, pero extrapolados a 1200 RPM, PHP son los datos experimentales obtenidos con el sistema de disipación de calor desarrollado en el presente trabajo, a 30, 50 y 100 % de la potencia aplicada a los ventiladores. En dicha figura es posible observar que el sistema de recuperación de calor pasivo desarrollado tiene la capacidad de sustituir la solución activa propuesta por ellos (Baño térmico), incluso con la potencia eléctrica obtenida al 30 % de la velocidad en los ventiladores. Esto último es importante, debido a que el sistema propuesto en el presente trabajo no consume energía eléctrica para refrigerar el lado frío del TEG, a diferencia del sistema propuesto por ellos, donde se utilizó un baño térmico el cual utiliza diversos componentes internos que suponen una cantidad considerable de energía consumida, lo cual es importante en un sistema donde se busca sólo recuperar energía.

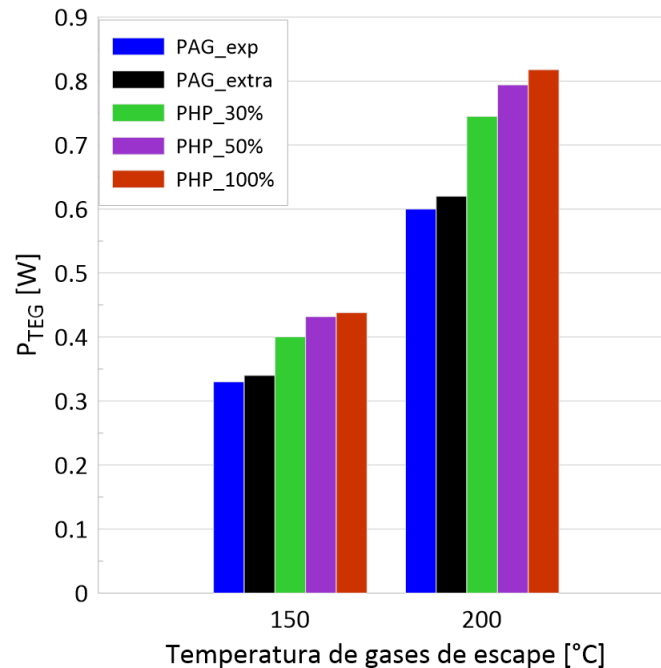


FIGURA 5.21: Comparación de resultados de potencia eléctrica obtenida experimental con respecto a los obtenidos en el trabajo de tesis anterior.

5.3 CONCLUSIONES

El objetivo principal de esta investigación fue mejorar el método de disipación de energía de un sistema de recuperación de calor construido anteriormente en el grupo de trabajo [29], el cual utilizó un baño térmico (solución activa) para disipar calor del lado frío del TEG, lo que reduce la cantidad de energía limpia que es capaz de generar el TEG o la puede anular en su totalidad, debido a que el baño térmico al ser una solución activa necesita energía eléctrica (de la red eléctrica) para producir el movimiento del refrigerante, además de enfriarlo. Por lo que se podría decir que el sistema de recuperación de calor anterior utiliza energía de la red eléctrica para producir energía recuperada a partir de la térmica, lo que afecta a la eficiencia global del sistema de recuperación de calor. Es debido a lo anterior que en este trabajo se propuso una solución pasiva (no consume energía externa) para refrigerar el lado frío del TEG, evitando así el consumo de energía por parte del sistema de recuperación de

calor, logrando que la energía recuperada sea en su totalidad energía limpia, siempre y cuando la sección de condensadores se encuentre expuesta a convección forzada causada por el movimiento del vehículo.

Durante el desarrollo de este trabajo se diseñó un “heat pipe” para la posterior selección del modelo adecuado de este componente con un proveedor, esto con el fin de implementarlo en un sistema de disipación de calor que también fue diseñado en este trabajo. La función del sistema de disipación de calor fue enfriar el lado frío del TEG, teniendo en cuenta que el sistema de recolección de calor expone su lado caliente a una alta temperatura se provoca una diferencia de temperaturas entre las superficies de contacto del TEG, lo que a su vez produce potencia eléctrica.

El “heat pipe” diseñado en este trabajo tuvo una longitud total de 300mm, la cual estuvo compuesta por la longitud de la sección de evaporador (40mm), la longitud de la sección adiabática (50mm) y la de la sección del condensador (210mm), a través de la cual el calor no utilizado es transferido al ambiente. Dicho “heat pipe” tuvo una sección transversal circular de diámetro externo de 8mm, un espesor de pared de 0.3mm y un espesor de medio poroso de 0.75mm. Cada “heat pipe” debía ser capaz de transferir 28.25W de energía térmica, por lo que se seleccionó el “heat pipe” modelo 110585 de la compañía Wakefield-Vette.

El sistema de disipación de calor diseñado y manufacturado, utilizó 4 “heat pipes”, con 72 aletas de aluminio en la sección del condensador con dimensiones de 115x110mm y un espesor de 0.711mm. Dicho sistema también contó con una base de cobre para los evaporadores de los “heat pipes”, la cual fue de sección cuadrada de 40.2mm por lado y un espesor de 10mm. A este sistema se le colocó también un túnel de viento para emular el movimiento del automóvil. Sin embargo, esto sucedió porque se montó el sistema en un banco de pruebas para su estudio, en caso de utilizarse en un automóvil real dicho túnel no será necesario. Por último, este sistema se diseñó para una resistencia térmica de 0.23K/W.

Durante la generación del protocolo experimental se realizaron pruebas a con-

vección natural, sin embargo, estas nunca llegaron a una estabilización en potencia eléctrica entregada a pesar de aumentar el tiempo de medición, debido a que en esta condición la temperatura del lado frío del TEG siempre aumentó, reduciéndose la diferencia de temperaturas entre las superficies de contacto del TEG y por ende también se redujo la potencia eléctrica de salida. Cabe mencionar que a convección natural la temperatura del lado caliente permaneció relativamente estable.

El incremento de la velocidad en el aire con el que se realizó convección forzada en la sección del condensador del sistema de disipación de calor, no tuvo influencia sobre la temperatura del lado caliente del TEG (permaneció estable con una desviación estándar de 1.014), pero sí sobre la temperatura del lado frío del mismo (se redujo). Es debido a lo anterior (reducción de la temperatura del lado frío) que se incrementó la potencia eléctrica al aumentar la velocidad del aire. Debido a que se incrementó la diferencia de temperaturas entre las superficies de contacto del TEG, ya que T_h es relativamente estable. Sin embargo, por lo mencionado anteriormente, es necesario mantener siempre el sistema de recuperación de calor expuesto a convección forzada, esto para generar potencia eléctrica aprovechable y debido a las tendencias encontradas en este estudio, es mayormente favorable la potencia eléctrica obtenida a medida que se incrementó la velocidad del aire ya que se maximizó la potencia generada.

El sistema de disipación de calor trató de mantener una temperatura de operación en el lado frío del TEG. Lo que produjo el incremento en la diferencia de temperaturas entre las superficies de contacto fue el aumento de la velocidad del aire en la sección del condensador y con una mayor influencia el incremento de la temperatura de los gases de escape. Ya que al aumentar la velocidad del aire, existió un decremento en la temperatura del lado frío del TEG, lo que permitió un incremento en la diferencia de temperaturas gracias a que la temperatura del lado caliente se mantuvo estable, aunque este cambio en la diferencia de temperaturas fue menor comparado con el obtenido gracias al incremento de la temperatura de los gases de escape. Debido a que cuando se incrementó la temperatura de los gases,

el cambio en esta fue significativo y se produjo una mayor variación de la diferencia de temperaturas y por ende una mayor potencia eléctrica.

Consecuentemente, para la generación de potencia es mayormente importante el aumento de la temperatura de los gases de escape, ya que para los casos con un ciclo de trabajo de 100 % la tasa de variación fue del 281.4 %, mientras que la potencia eléctrica solo varió un 19.7 % cuando se aumento el ciclo de trabajo con una temperatura de 300°C en los gases de escape.

Posteriormente, para aumentar la diferencia de temperaturas entre el lado caliente del TEG y la sección del condensador del sistema de disipación de calor es importante incrementar la temperatura de los gases de escape, ya que al incrementar la velocidad del aire en las aletas el cambio es despreciable.

Por otra parte, el flujo de calor que existe en las aletas hacia el ambiente siempre fue menor a la magnitud del flujo de calor extraído de los gases de escape, debido a que la diferencia de estos dos flujos, es el flujo de calor recuperado que utilizó el TEG, el cual mediante el efecto Seebeck convirtió esta energía térmica en electricidad. Donde, para la generación de este flujo de calor recuperado también fue más importante el aumento de la temperatura de los gases de escape.

En cambio, el flujo de calor extraído de los gases de escape tuvo una mayor variación al incrementar la temperatura de los gases de escape, incrementándose hasta en un 232 %. Lo que significo la extracción de un flujo de calor máximo de 65.8W. En cuanto al calor extraído en pruebas de 200s de duración, el incremento fue de apenas 10 % con el aumento de la velocidad del aire. Mientras que el aumento fue del 134 % con el incremento de la temperatura de los gases de escape. Por lo que, la cantidad máxima extraída de energía térmica proveniente de los gases de escape fue de 13165 *J* de la cual se recuperaron 5917 *J* (45 % de la energía), lo que se logró con un ciclo de trabajo al 100 % y una temperatura de gases de 300°C. Los mejores rendimientos en la recuperación de calor se lograron siempre con la velocidad máxima en el aire que cruza por el arreglo de aletas, donde se logro convertir valores

cercanos al 45 % de la energía extraída en todos los casos con el ciclo de trabajo máximo.

De igual forma se encontró que la recuperación de calor para la generación de potencia eléctrica a altas temperaturas de los gases de escape en el presente estudio, dependieron del régimen del flujo de aire en la sección de condensador del sistema de disipación de calor.

Por último, también se encontró que el aumentar la velocidad del aire maximizó la energía recuperada por el sistema, encontrando un mejor rendimiento en la recuperación de energía térmica del sistema al aumentar la temperatura de los gases en el ciclo de trabajo de 100 % (se mantuvo en aumento constante la energía recuperada) comparado con los casos con ciclos de trabajo de 50 y 30 %.

Por lo que se puede concluir de manera general, que el sistema de disipación de calor desarrollado en el presente trabajo cumplió con su función principal de remover calor de la superficie del lado frío del TEG, permitiendo la generación de una diferencia de temperaturas entre las superficies de contacto del mismo. De manera que sustituyó de manera adecuada a la solución activa, teniendo un sistema que tuvo una mayor generación de potencia eléctrica aprovechable y que no consumió energía para refrigerar al TEG. Teniendo un aumento en la potencia eléctrica experimental de hasta 28.8% para el caso de $T_g = 150^\circ\text{C}$ (temperatura de operación), y un aumento de hasta 31.8% para $T_g = 200^\circ\text{C}$ ambos casos con una potencia de 100% en los ventiladores.

5.4 TRABAJOS FUTUROS

- La dificultad de la aplicación de el presente trabajo es la robustez del prototipo y disposición de los “heat pipes”, por lo que es recomendable realizar un estudio de optimización del prototipo para disminuir su tamaño y mejorar su rendimiento. Y poderlo llevar posteriormente a estudios en ruta, para revisión de su rendimiento real de la aplicación propuesta.
- Es recomendable estudiar como afecta la geometría de los “heat pipes” y forma (dobles en U o L) a la recuperación de calor, por lo que es recomendable hacer un estudio de forma experimental y mediante simulación CFD. Donde se analice si es mejor debido al espacio que habría abajo de un coche, doblar los “heat pipes” o mantenerlos rectos.
- El presente trabajo se realizó con un solo TEG, es recomendable aumentar la cantidad de TEG que existen en el sistema de recuperación de calor y poder aumentar la energía recuperada de los gases de escape.
- Analizar si esta recuperación de calor afecta a otros procesos del automóvil, por ejemplo que sucede en el catalizador si se roba energía de los gases de escape antes de este. Con el fin de determinar si la temperatura y la velocidad de los gases son importantes para la reducción de emisiones.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Bradley Orr, Aliakbar Akbarzadeh, Masataka Mochizuki, and R Singh. A review of car waste heat recovery systems utilising thermoelectric generators and heat pipes. *Applied thermal engineering*, 101:490–495, 2016.
- [2] Hussam Jouhara. *Waste Heat Recovery in Process Industries*. John Wiley & Sons, 2022.
- [3] Anastasovski. *Industrial waste heat recovery techniques*. Lambert academic publishing., 2020.
- [4] Sunday Olayinka Oyedepo and Babatunde Adebayo Fakeye. Waste heat recovery technologies: pathway to sustainable energy development. *Journal of Thermal Engineering*, 7(1):324–348, 2021.
- [5] IEA. Analysis and forecast to 2025. <https://www.iea.org/reports/renewables-2020>, 2020.
- [6] Secretaria de Gobierno. Programa sectorial de energía 2020-2024. https://www.dof.gob.mx/nota_detalle.php?codigo=5596374&fecha=08/07/2020&gsc.tab=0, 2020.
- [7] Comision Nacional para el Uso Eficiente de la Energía. Estrategia de transición para promover el uso de tecnologías y combustibles más limpios. <https://www.gob.mx/conuee/acciones-y-programas/estrategia-de-transicion-para-promover-el-uso-de-tecnologias-y-combustibles-mas-limpios-2016?state=published>, 2018.

-
- [8] European Commission. Strategic plan 2020-2024. https://ec.europa.eu/info/publications/strategic-plan-2020-2024-energy_en, 2020.
- [9] European Commission. Commission proposes new energy efficiency directive. https://ec.europa.eu/info/news/commission-proposes-new-energy-efficiency-directive-2021-jul-14_en, 2021.
- [10] Department of energy. An assessment of energy technologies and research opportunities. https://www.energy.gov/sites/prod/files/2017/03/f34/quadrennial-technology-review-2015_1.pdf, 2015.
- [11] David Reay, Ryan McGlen, and Peter Kew. *Heat pipes: theory, design and applications*. Butterworth-Heinemann, 2013.
- [12] Ho Sung Lee. *Thermal design: heat sinks, thermoelectrics, heat pipes, compact heat exchangers, and solar cells*. John Wiley & Sons, 2010.
- [13] Bahman Zohuri. *Functionality, Advancements and Industrial Applications of Heat Pipes*. Academic Press, 2020.
- [14] Bahman Zohuri. *Heat pipe design and technology: Modern applications for practical thermal management*. Springer, 2016.
- [15] X Yang, YY Yan, and D Mullen. Recent developments of lightweight, high performance heat pipes. *Applied Thermal Engineering*, 33:1–14, 2012.
- [16] K Zeghari and H Louahlia. Flat miniature heat pipe with sintered porous wick structure: xperimental and mathematical studies. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 158:120021, 2020.
- [17] Davoud Jafari, Wessel W Wits, and Bernard J Geurts. Phase change heat transfer characteristics of an additively manufactured wick for heat pipe applications. *Applied thermal engineering*, 168:114890, 2020.

-
- [18] Leonard M Poplaski, Amir Faghri, and Theodore L Bergman. Analysis of internal and external thermal resistances of heat pipes including fins using a three-dimensional numerical simulation. *international journal of heat and mass transfer*, 102:455–469, 2016.
- [19] Wei-Wei Wang, Yang Cai, Run-Zhe Liu, Fu-Yun Zhao, and Di Liu. Experimental and numerical investigations of a radial heat pipe for waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, 154:602–613, 2019.
- [20] Wei-Wei Wang, Yang Cai, Lei Wang, Cheng-Wei Liu, Fu-Yun Zhao, and Di Liu. Thermo-hydrodynamic analytical model, numerical solution and experimental validation of a radial heat pipe with internally finned condenser applied for building heat recovery units. *Energy Conversion and Management*, 219:113041, 2020.
- [21] Hussam Jouhara, Delpech Bertrand, Brian Axcell, Luca Montorsi, Matteo Venturelli, Sulaiman Almahmoud, Massimo Milani, Lujean Ahmad, and Amisha Chauhan. Investigation on a full-scale heat pipe heat exchanger in the ceramics industry for waste heat recovery. *Energy*, 223:120037, 2021.
- [22] S Maalej, A Zayoud, I Abdelaziz, I Saad, and MC Zaghdoudi. Thermal performance of finned heat pipe system for central processing unit cooling. *Energy Conversion and Management*, 218:112977, 2020.
- [23] Murat Emre Demir and Ibrahim Dincer. Performance assessment of a thermoelectric generator applied to exhaust waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, 120:694–707, 2017.
- [24] Adama Coulibaly, Nadjat Zioui, Said Bentouba, Souso Kelouwani, and Mahmoud Bourouis. Use of thermoelectric generators to harvest energy from motor vehicle brake discs. *Case Studies in Thermal Engineering*, 28:101379, 2021.
- [25] Haoqi Yang, Gequn Shu, Hua Tian, Xiaonan Ma, Tianyu Chen, and Peng Liu. Optimization of thermoelectric generator (teg) integrated with three-way catalytic

- converter (twc) for harvesting engine's exhaust waste heat. *Applied Thermal Engineering*, 144:628–638, 2018.
- [26] S Ezzitouni, P Fernández-Yáñez, L Sánchez, and O Armas. Global energy balance in a diesel engine with a thermoelectric generator. *Applied Energy*, 269:115139, 2020.
- [27] Samir Ezzitouni, Pablo Fernández-Yáñez, Luis Sánchez, Octavio Armas, and Felipe Soto. Effect of the use of a thermoelectric generator on the pumping work of a diesel engine. *International Journal of Engine Research*, 22(3):1016–1027, 2021.
- [28] Reyes García-Contreras, Andrés Agudelo, Arántzazu Gómez, Pablo Fernández-Yáñez, Octavio Armas, and Ángel Ramos. Thermoelectric energy recovery in a light-duty diesel vehicle under real-world driving conditions at different altitudes with diesel, biodiesel and gtl fuels. *Energies*, 12(6):1105, 2019.
- [29] Eder Armando Aguiñaga Ramírez. *Diseño y evaluación de la eficiencia de un sistema de generación termoeléctrica acoplado en el sistema de escape de un motor diésel*. PhD thesis, Universidad Autónoma de Nuevo León, 2019.
- [30] Ali Elghool, Firdaus Basrawi, Hassan Ibrahim, Thamir Khalil Ibrahim, M Ishak, TM Yusof, and Salem Abdullah Bagaber. Enhancing the performance of a thermoelectric generator through multi-objective optimisation of heat pipes-heat sink under natural convection. *Energy conversion and management*, 209:112626, 2020.
- [31] Chenglong Wang, Simiao Tang, Xiao Liu, GH Su, Wenxi Tian, and Suizheng Qiu. Experimental study on heat pipe thermoelectric generator for industrial high temperature waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, 175:115299, 2020.
- [32] Muhammad Fairuz Remeli, Abhijit Date, Bradley Orr, Lai Chet Ding, Baljit Singh, Nor Dalila Nor Affandi, and Aliakbar Akbarzadeh. Experimental investigation of combined heat recovery and power generation using a heat pipe assisted thermoelectric generator system. *Energy conversion and management*, 111:147–157, 2016.

-
- [33] Qimin Cao, Weiling Luan, and Tongcai Wang. Performance enhancement of heat pipes assisted thermoelectric generator for automobile exhaust heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, 130:1472–1479, 2018.
- [34] Jinchang Deng, Fubao Zhou, Bobo Shi, José L Torero, Haining Qi, Peng Liu, Shaokun Ge, Zhiyu Wang, and Chen Chen. Waste heat recovery, utilization and evaluation of coalfield fire applying heat pipe combined thermoelectric generator in xinjiang, china. *Energy*, 207:118303, 2020.
- [35] Frank O Goodman and Harold Y Wachman. Formula for thermal accommodation coefficients. *The Journal of Chemical Physics*, 46(6):2376–2386, 1967.