



INSTITUCIÓN UNIVERSITARIA
PASCUAL BRAVO®

Análisis y diseño de sistemas térmicos

Aplicaciones en disipadores de calor
y gasificadores de biomasa

Compilador
Luis Carlos Olmos Villalba





INSTITUCIÓN UNIVERSITARIA
PASCUAL BRAVO®



Resolución 012512 del MEN. 29 de junio de 2022 - 6 años.

Análisis y diseño de sistemas térmicos

Aplicaciones en disipadores de calor
y gasificadores de biomasa

Compilador

Luis Carlos Olmos Villalba

621.402

O51 Olmos Villalba, Luis Carlos

Análisis y diseño de sistemas térmicos : aplicaciones en disipadores de calor y gasificación de biomasa / compilador Luis Carlos Olmos Villalba. -- Medellín : Fondo Editorial Pascual Bravo, 2022

90 p.. -- (Serie Investigación)

ISBN: 978-958-53606-7-9

1.INGENIERÍA TÉRMICA 2. TRATAMIENTO TÉRMICO 3. BIOMASA
4. APROVECHAMIENTO DE LA ENERGÍA

Catalogación en la publicación Biblioteca en Ciencia y Tecnología

Análisis y diseño de sistemas térmicos.
Aplicaciones en disipadores de calor y gasificadores de biomasa

Serie Investigación
Facultad de Ingeniería
Institución Universitaria Pascual Bravo

Primera edición: diciembre de 2022
ISBNe: 978-958-53606-7-9

Compilador: Luis Carlos Olmos Villalba

Rector
Juan Pablo Arboleda Gaviria

Vicerrectora de Investigación y Extensión
Carmen Elena Úsuga Osorio

Diseño y diagramación: Leonardo Sánchez Perea
Corrección de texto: María Edilia Montoya Loaiza
Coordinación editorial: Johana Martínez Ramírez

Editado en Medellín, Colombia
Fondo Editorial Pascual Bravo
Institución Universitaria Pascual Bravo
Calle 73 No. 73A – 226 – Tel. (57+4) 4480520
fondoeditorial@pascualbravo.edu.co
www.pascualbravo.edu.co
Medellín – Colombia

Las ideas expresadas en la obra aquí contenida son manifestaciones del pensamiento individual de sus autores, en esa medida, no representan el pensamiento de la Institución Universitaria Pascual Bravo, siendo ellos los únicos responsables por los eventuales daños o perjuicios que pudieran causar con lo expresado o por la vulneración de los derechos de autor de terceros en los que hubiesen podido incurrir en su creación.

Está prohibido todo uso de la obra que atente contra los derechos de autor y el acceso abierto. Esta obra está protegida a través de la licencia Creative Commons: Reconocimiento-No comercial 4.0 Internacional.



Contenido

Prólogo	5
Alejandro Matta Herrera	
Evaluación del rendimiento térmico de un disipador de calor con superficies biotexturizadas mediante COMSOL Multiphysics	7
Álvaro Delgado Mejía, Jhon F. Hincapié Montoya y Luis C. Olmos-Villalba	
Estudio del desempeño de un disipador de calor con geometría compleja utilizando el método de volúmenes finitos con la herramienta Openfoam	33
Jhon F. Hincapié Montoya, Álvaro Delgado Mejía y Luis Carlos Olmos-Villalba	
Desarrollo de gasificadores para el aprovechamiento energético de biomasa en bajas potencias	56
Yuhan A. Lenis y Andrés David Morales Rojas	

Prólogo

La filosofía, y por supuesto la ciencia, parecen destinadas al uso de figuras literarias para dar cuenta de una realidad que nos desborda. Parece que el lenguaje que llamamos «natural» –al que yo preferiría llamar cotidiano– y el lenguaje formal, no logran ser suficientes para aprehender, aprender y transmitir con precisión la información que nos ofrece el mundo en el que vivimos. Gran reto enfrentan, y enorme reconocimiento debe realizarse, a quienes, a pesar de los centenares de obstáculos epistemológicos, se aventuran a captar, explicar y transformar una realidad que se resiste a nuestros sentidos.

Cuando arrojamos una mirada al pasado y al presente de los contextos necesarios para construir lenguajes apropiados para la labor científica y para contar con insumos que ayuden a afrontar con éxito las perplejidades de la realidad azarosa que nos supera, se advierte que solo a partir de ambientes de aprendizaje diseñados y de esfuerzos colectivos que susciten una sinergia virtuosa, se pueden superar los mismos.

En el contexto precedente, los capítulos que integran este libro no son ajenos a los retos y obstáculos que genera estar sumergidos en una realidad que desborda nuestros sentidos y los diversos sentidos del lenguaje. La frase anterior no pretende ser retruécano fastuoso, simplemente quiere destacar que el conocimiento científico es una aventura que, además del esfuerzo individual, debe afrontar barreras y limitaciones que solo con diseños institucionales apropiados pueden ser mucho más fácilmente superados.

Esa aventura filosófica, científica, tecnológica y técnica se ha convertido en el hábitat pascualino o, mejor, en el diseño deliberadamente creado por la estrategia pascualina. La comunidad pascualina que se viene consolidando hace ya más de diez años ha logrado crear condiciones para la investigación aplicada de tal forma que la aventura del conocimiento y, más importante, la solución de problemas públicos, sean nuestro *adn* institucional.

Pues bien, en tal contexto se vienen gestando en la Institución Universitaria Pascual Bravo discusiones técnicas, tecnológicas, científicas y cómo no, filosóficas, sobre el quehacer investigativo y también sobre los desarrollos académicos necesarios para construir una comunidad que se dirige a ser referente en soluciones de problemas.

El presente libro es una muestra de ello. Tres textos, tres caminos y tres propuestas que reflejan no solo la calidad del cuerpo profesoral, sino también su conexión con las necesidades que demanda nuestro tiempo. Por fortuna, nuestras investigaciones no son solo escritos que se vierten en un documento para que sumen a los rankings académicos de profesores y grupos de investigación, sino que buscan resolver demandas reales de una sociedad que cada vez exige más una academia que se vuelque directamente a proponer herramientas para resolver problemas reales.

Al respecto, conviene destacar que los problemas científicos o, en nuestros términos, de investigación aplicada, abordados en los capítulos, esto es, la disipación del calor y el aprovechamiento energético, son temas fundamentales de nuestro tiempo.

El mejoramiento de la eficiencia en los sistemas de disipación de energía térmica tiene efectos prácticos en diversas industrias que producen dispositivos eléctricos y electrónicos. Encontrar estrategias, diseños o modelos que disipen el calor no es una necesidad exclusivamente científica, tiene un efecto tecnológico indudable, pues ellos impactan en el costo de producción de diversos dispositivos y, por tanto, podrían mejorar las condiciones de acceso a estos de la comunidad en general. Piénsese, por ejemplo, para expresar un ejemplo cotidiano, en los dispositivos donde se cocinan, en general, nuestros alimentos.

Por su parte, el aprovechamiento de energía de biomasa en tiempos de crisis energética, y necesaria discusión sobre su transición, pone a la Institución Universitaria, su sistema de investigación y su cuerpo profesoral en la discusión sobre el conjunto de acciones, mecanismos y cambios en los sistemas de producción, distribución y consumo de energía que permita convertirlos en estrategias más sostenibles.

Sea este el momento para festejar y felicitar a los autores por arrojarse a la aventura de la investigación aplicada, destacar los diseños institucionales que propician el logro de estas importantes investigaciones y reconocer la comunidad pascualina por su decidida apuesta por el conocimiento que resuelve problemas sociales.

Alejandro Matta Herrera
Vicerrector de Docencia
IU Pascual Bravo

Evaluación del rendimiento térmico de un disipador de calor con superficies biotexturizadas mediante COMSOL Multiphysics

Álvaro Delgado Mejía¹
Jhon F. Hincapié Montoya²
Luis C. Olmos-Villalba³

Evolución de las metodologías de diseño de los disipadores de calor

La creciente complejidad de los dispositivos eléctricos y electrónicos permite alcanzar una mayor capacidad de procesamiento de datos y, por tanto, un mayor consumo de energía, lo que provoca un aumento de la temperatura, causando un sobrecalentamiento en estos, lo cual influye negativamente en su desempeño. La necesidad de disipar el exceso de calor al ambiente, de un lado, y de refrigerar las tarjetas de circuitos, de otro, se ha convertido en uno de los desafíos más importante en esta industria en evolución (Garimella *et al.*, 2008; Gurrum *et al.*, 2003). Los disipadores de calor son intercambiadores que se caracterizan por su sencillez de fabricación y su facilidad de uso en espacios reducidos, por lo que su principal aplicación es la disipación de calor y refrigeración en los dispositivos eléctricos y electrónicos, ya sea por convección natural o forzada.

1 Magíster en Ingeniería, Institución Universitaria Pascual Bravo. Correo electrónico: alvaro.delgado@pascualbravo.edu.co. ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0003-0867-8249>

2 Magíster en Ingeniería, Institución Universitaria Pascual Bravo. Correo electrónico: jhon.hincapie@pascualbravo.edu.co. ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0002-0841-8941>

3 Magíster en Ingeniería, Institución Universitaria Pascual Bravo. Correo electrónico: luis.olmos@pascualbravo.edu.co. ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0001-8660-5534>

Hoy en día, gracias a los nuevos materiales y a los modernos procesos de manufactura, es usual encontrar una gran variedad de disipadores de calor con geometrías complejas y texturas micromecanizadas (Khattak & Ali, 2019). Por otra parte, las simulaciones computacionales en los disipadores de calor con geometrías complejas y texturas micromecanizadas se han convertido en una herramienta importante en las etapas preliminares de diseño y análisis de su rendimiento térmico. El método de elementos finitos (MEF) es una de las técnicas numéricas más utilizadas para calcular el rendimiento térmico en los nuevos diseños de disipadores de calor, debido a su flexibilidad y sólida base matemática (Staliulionis *et al.*, 2014; Tarvydas *et al.*, 2013).

El MEF tiene la gran ventaja de poder calcular, en un cuerpo sólido y de modo simultáneo, los tres mecanismos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación. Algunos *softwares* comerciales, como SolidWorks, COMSOL Multiphysics, ANSYS, entre otros, utilizan el MEF para efectuar análisis térmicos y calcular el rendimiento y la distribución de temperatura en cuerpos sólidos, debido a los mecanismos de transferencia de calor presentes. Aunque el MEF es probablemente una de las técnicas numéricas más apropiada para calcular el rendimiento térmico y la distribución de temperatura en cuerpos sólidos, este tipo de técnica numérica requiere mucha capacidad y memoria de cómputo, cuando se solucionan problemas que incluyen geometrías complejas y texturas micromecanizadas, razón por la cual se requiere de una infraestructura computacional con ciertas prestaciones adicionales (Tarvydas *et al.*, 2013).

Una revisión de la literatura científica indica que se han realizado varios estudios para evaluar nuevos materiales o geometrías complejas que disipen el calor al ambiente de forma más eficiente (Ahmed *et al.*, (2018). Cabe mencionar trabajos como el de Garro-Acón *et al.* (2012), quienes presentaron un nuevo diseño de disipador de calor con un mayor rendimiento térmico, en el cual se modeló y simuló computacionalmente la conducción de calor utilizando COMSOL Multiphysics. En el mismo sentido, Ismail *et al.* (2011) realizaron un análisis utilizando mecánica de fluidos computacionales para optimizar el diseño térmico de un disipador de calor con microcanales compuestos por nanotubos de carbono. En este estudio, se ha simulado y comparado la influencia de varios fluidos, estructuras y patrones de microaletas, velocidad del fluido y potencias de calentamiento sobre la capacidad de refrigeración, utilizando

COMSOL Multiphysics. Por su parte, Narasimhan y Majdalani (2002) estudiaron analítica y numéricamente la refrigeración en los disipadores de calor por convección natural, para un modelo real y uno simplificado. Ellos encontraron que los resultados obtenidos en el modelo simplificado requirieron menos memoria y capacidad de cómputo que con el modelo real, con un error inferior al 10% entre los resultados.

De forma similar, Ramírez-Gil et al. (2022) desarrollan una metodología de simulación de procesos térmicos mediante la técnica de elementos finitos, utilizando herramientas OpenSource y computación paralela, enfocada en el análisis de disipadores de calor. A su vez, Cucumo *et al.*, (2014), realizaron un análisis teórico y experimental del comportamiento térmico de un disipador de calor orientado verticalmente en estado estacionario bajo convección natural. Comparando los resultados experimentales del comportamiento térmico con las curvas características del fabricante, encontraron que eran mayores que las registradas experimentalmente, lo que hacía necesario sobredimensionar el disipador de calor para evitar problemas de sobrecalentamiento. Otros estudios relacionados con el uso de nuevos materiales o geometrías complejas fueron revisados en los trabajos llevados a cabo por Gururatana (2012), Ahmed *et al.* (2018), Unni y Majali (2019) y Khattak y Ali (2019), en los que se evidencia que la iniciativa por el uso de geometrías complejas y novedosas, además de ser una tendencia en crecimiento, produce un efecto positivo en el desempeño térmico y fluidodinámico de los disipadores de calor, razón por la cual cada vez son más abundantes los análisis tanto teórico-experimentales, como los numéricos, de estos dispositivos de refrigeración de componentes electrónicos.

A partir de lo encontrado en el estado del arte, en este trabajo se aborda el análisis de superficies biotexturizadas inspiradas en la naturaleza, como una alternativa a los patrones geométricos tradicionales, con el propósito de estimar su conveniencia y efectividad en el proceso de disipación de calor, tanto en régimen de convección natural como forzada.

Superficies biotexturizadas en el diseño de disipadores de calor

Ya que la naturaleza es una gran fuente de innovación para la ingeniería, los nuevos diseños de disipadores de calor con superficies biotexturizadas se entrelazan

con los nuevos procesos de manufactura, buscando crear soluciones eficientes al problema de refrigeración en dispositivos electrónicos (Staliulionis *et al.*, 2014). En la figura 1 se muestra uno de los patrones de biotexturizados empleados en la actualidad, pero, en general, se puede tener una gran diversidad de texturas y patrones, cada una con sus ventajas y desventajas, como las abordadas en el trabajo de Gachot (Gachot *et al.*, 2017), las cuales deberán ser analizadas.

En este sentido, la texturización inspirada en la naturaleza es una técnica novedosa y notable que modifica las superficies de un cuerpo sólido, lo que genera patrones texturizados. Es así como en el campo de la investigación tribológica, una forma de modificar una superficie es mediante el uso de textura micromecanizadas, que implica la reducción del área de las superficies en contacto, pero aumenta el área expuesta al ambiente e impacta positivamente el coeficiente de fricción (Wu *et al.*, 2021), Ballesteros *et al.*, (2021); estudiaron la respuesta tribológica para el contacto polímero-metal en condiciones secas utilizando superficies biotexturizadas, inspiradas en las escamas ventrales de la serpiente *Python regius*.

Los resultados mostraron que el coeficiente de fricción fue menor para los ensayos realizados con las superficies biotexturizadas, en contraste con los realizados con superficies estocásticas, aunque no incluyeron ningún análisis de carácter térmico. Sin embargo, desde el punto de vista de la transferencia de calor, se presume que los valores de fricción más bajos implican la reducción del área de contacto, pero aumenta el área circundante expuesta al aire ambiente, lo que influye de modo positivo en el rendimiento térmico de los dispositivos disipadores de calor.

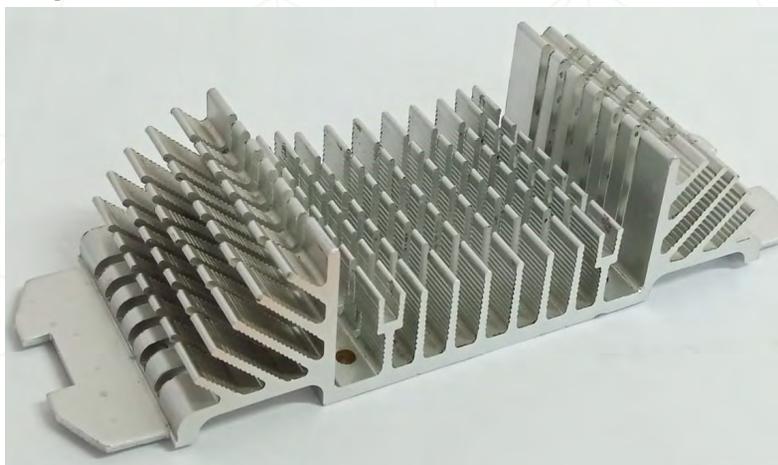
Dentro de los pocos estudios encontrados sobre el uso de superficies texturizadas para aumentar la transferencia de calor, Arif *et al.* (2022) analizaron las influencias combinadas de la disipación viscosa del calor y la reología no newtoniana del lubricante en los parámetros de rendimiento en un cojinete deslizante microtexturizado. A su vez, Belhocine y Bouchetara (2013) presentaron un nuevo modelo analítico basado en superficies texturizadas por láser con el fin de estimar la resistencia al desgaste durante el proceso de frenado.

Cabe mencionar los trabajos de Ventola *et al.* (2014) y Lu *et al.* (2018), quienes evaluaron la disipación de calor y el rendimiento térmico en disipadores

de calor con superficies microtexturizados fabricadas por grabado con láser. En estos análisis, al realizar cambios geométricos complejos sobre las superficies, se nota una mejora significativa en la disipación de calor al ambiente, con lo que se logra disminuir la temperatura del cuerpo sólido sin aumentar su tamaño, ideal para la refrigeración de dispositivos eléctricos y electrónicos que tienden a reducir su área y tamaño.

Figura 1

Ejemplos de un patrón texturizado basado en estrías horizontales



Por lo tanto, el principal interés y motivación para la realización de esta investigación es evaluar el rendimiento térmico en disipadores de calor con superficies biotexturizadas micromecanizadas, como las propuestas en el trabajo de Ballesteros *et al.* (2021), la cual se enfocó, especialmente, en los aspectos fluidodinámicos y térmicos, más que en los aspectos térmicos; para este caso resulta de gran interés y aplicación en dispositivos eléctricos y electrónicos. De ahí que en este estudio se haya utilizado la herramienta de simulación numérica COMSOL Multiphysics para estimar el rendimiento térmico de un disipador con superficies biotexturizadas micromecanizadas.

El resto del trabajo se describe como sigue: a continuación se presenta el caso de estudio objeto de este trabajo, donde se explican en detalle las características geométricas del disipador de calor seleccionado, la superficie texturizada

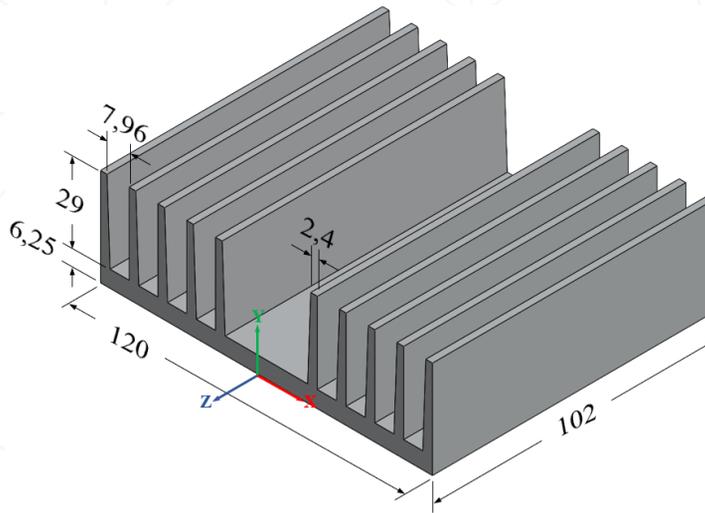
implementada y el procedimiento de simulación; todo, para lograr el objetivo del trabajo. También se presentan los resultados del análisis de la malla, así como los resultados de la simulación computacional en 3D para varios puntos de temperatura superficial del disipador de calor biotexturizado. Finalmente, se discuten los resultados y se ofrecen algunas conclusiones y observaciones.

Caso de estudio: rendimiento térmico de un disipador de calor con superficies biotexturizadas mediante COMSOL Multiphysics

En esta investigación se han realizado varias simulaciones computacionales utilizando la herramienta COMSOL Multiphysics. En primer lugar, se elaboraron computaciones de la transferencia de calor en un disipador de calor con superficies lisas (figura 2), siendo este el caso base para determinar su rendimiento térmico. En segundo lugar, se tomó el mismo disipador, con la misma forma, mismo tamaño, mismo material y número de aletas, pero incluyendo sobre las superficies de las aletas, patrones biotexturizados micromecanizados, inspirados en la piel de la serpiente *Phyton Regius*.

Figura 2

Sólido CAD del disipador de calor según el trabajo de Cucumo et al. (medidas en mm)



Respecto de la metodología implementada, se dividió en tres etapas. La primera, consistió en la selección del disipador de calor y de la superficie biotexturizada micromecanizada; la segunda en validación de la simulación con los datos encontrados en la literatura y, por último, la evaluación del rendimiento térmico del disipador con superficies biotexturizadas micromecanizadas.

Disipador de calor para el caso de estudio

Para evaluar el efecto de la superficie biotexturizada micromecanizada en el rendimiento térmico del disipador de calor, se utiliza el mismo modelo CAD presentado en el trabajo de Cucumo *et al.* (2014) como geometría de referencia. El disipador de calor cuenta con dos series de cinco aletas de pared plana vertical, dispuestas a lo largo del eje X; cinco aletas a cada lado del disipador de calor, igualmente separadas, y una cavidad central sin aletas, como se muestra en la figura 2. El material utilizado para el disipador de calor es aluminio 6062 con las propiedades térmicas descritas en la tabla 1:

Tabla 1

Propiedades térmicas de la serie 6000 de aluminio forjado (MatMatch, 2022)

Calor específico (C_p)	887 – 963	J/kg°C
Coefficiente de dilatación térmica (α)	1.6×10^{-5} - 2.4×10^{-5}	1/K
Conductividad térmica (k)	170.0 - 220.0	W/(m·K)
Temperatura de fusión (T_f)	555.0 - 655.0	°C

Ecuaciones gobernantes del problema térmico

Los mecanismos físicos subyacentes a la transferencia de calor en el disipador de calor son la conducción, la convección y la radiación. Particularmente, en este trabajo solo se considera la transferencia de calor desde la superficie sólida del disipador de calor, hacia el aire circundante, de manera que solo se tiene en cuenta la transferencia de calor por conducción y por convección.

En un medio continuo, la ley de conducción de calor de Fourier establece que el flujo de calor conductivo, es proporcional a un coeficiente de proporcionalidad y al gradiente de temperatura:

$$q = -k \nabla T \quad (\text{Ec 1})$$

El coeficiente de proporcionalidad, k , se conoce como la conductividad térmica y toma un valor positivo, lo que significa que el calor fluye desde las regiones de alta temperatura a las de baja temperatura. De manera más general, la conductividad térmica puede tomar la forma de un tensor (matriz) de segundo orden, definido positivo simétrico en medios anisotrópicos como materiales compuestos:

$$k = \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} & k_{xz} \\ k_{xy} & k_{yy} & k_{yz} \\ k_{xz} & k_{yz} & k_{zz} \end{bmatrix} \quad (\text{Ec 2})$$

La transferencia de calor en sólidos se resuelve con la siguiente ecuación, la cual, a su vez, se deriva de la ecuación de conservación de la energía en forma diferencial, pero, en este caso se plantea, particularmente, para un medio sólido que interactúa térmicamente con su entorno.

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u_{trans} \cdot \nabla T \right) + \nabla \cdot (q + q_r) = -\alpha T : \frac{dS}{dt} + Q \quad (\text{Ec 3})$$

Donde:

- ρ es la densidad en kg/m^3
- C_p es el calor específico a presión constante, en J/kg K
- T es la temperatura absoluta en K
- u_{trans} es el vector de velocidad translacional en m/s
- q es el flux de calor por conducción, en W/m^2
- q_r es el flux de calor por radiación, en W/m^2

- α es el coeficiente de expansión térmica, en 1/K
- S es el tensor de Piola-Kirchhoff de segundo orden, en Pa
- Q son las fuentes volumétricas de calor adicionales, en W/m³
- t es el tiempo en segundos

A su vez, el primer término del lado derecho de la (Ec 3) es el amortiguamiento termoelástico y tiene en cuenta los efectos termoelásticos en los sólidos, por lo que esta ecuación se puede simplificar así:

$$Q_{at} = -\alpha T : \frac{dS}{dt} + Q \quad (\text{Ec 4})$$

Dado que en el presente trabajo se aborda el análisis de la transferencia de calor desde el sólido hacia su entorno, entonces al combinar la ley de Fourier con la (Ec 3) se llega a la siguiente expresión (Ec 5):

$$\rho C \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k_{ij} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + Q \quad (\text{Ec 5})$$

Además de las variables antes descritas, k_{ij} es el tensor de conductividad térmica, y x es el vector de posición. Como puede observarse, esta es una ecuación diferencial en derivadas parciales de segundo orden y no homogénea, que corresponde a un problema de valor en la frontera (PVF), sujeto a las condiciones de frontera descritas en la siguiente sección.

Como es usual en este tipo de análisis, se considera operación en estado estacionario sin generación de calor en la aleta y, además, se supone que la conductividad térmica del material permanece constante, tanto con la temperatura como con la orientación espacial; es decir, se asume material isotrópico. Bajo los condicionantes anteriores (análisis en estado estacionario, isotropía y sin generación de calor), los efectos del tiempo, la densidad y el calor específico pierden relevancia y el modelo matemático que finalmente se utiliza está dado por la siguiente ecuación:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(k_{ij} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = 0 \quad (\text{Ec 6})$$

Por su parte, el flujo de calor convectivo que se disipa al aire se calcula según la Ley de Newton del enfriamiento:

$$q_c = h(T_s - T_a) \quad (\text{Ec 7})$$

Donde h es el coeficiente convectivo de transferencia de calor en $\text{W/m}^2\text{°C}$; T_s es la temperatura de la superficie caliente del disipador de calor, y T_a es la temperatura del aire circundante; ambas en $^{\circ}\text{C}$.

En lo que respecta al coeficiente de transferencia de calor por convección, h se podría asumir que es constante y uniforme sobre toda la superficie de la aleta. No obstante, se entiende que, en general, existe una variación del coeficiente h a lo largo de la aleta y que su magnitud en un punto determinado está fuertemente influenciada por el movimiento del fluido en ese punto. Tal como lo argumentan (Cengel y Ghajar (2014), en relación con la transferencia de calor en aletas

[...] el valor de h suele ser mucho más bajo en la base de la aleta que en la punta de la misma debido a que, cerca de la base, el fluido está rodeado por superficies sólidas, las cuales obstaculizan seriamente su movimiento hasta el punto de “asfixiarlo”, en tanto que el fluido cercano a la punta de la aleta tiene poco contacto con una superficie sólida y, como consecuencia, encuentra poca resistencia al flujo [...]. (p. 164).

Teniendo en cuenta estas consideraciones, y para el tipo de geometría que se maneja en este trabajo, se optó por calcular el coeficiente h mediante una correlación experimental para el número de Nusselt, desarrollada específicamente para disipadores de calor de paredes planas (Sato *et al.*, 2020), la cual queda expresada en términos de parámetros geométricos adimensionales, como la relación de aspecto de la aleta, la apertura relativa del flujo de entrada y la longitud adimensional de la aleta, respectivamente, tal como se ilustra en la (Ec 8).

$$\overline{Nu}_m = Re^{0.5} \left(\frac{s}{H} \right)^{0.47} \left(\frac{t}{L} \right)^{0.36} \left(\frac{L}{D_h} \right)^{0.13} \quad (\text{Ec 8})$$

Así, el coeficiente convectivo promedio de transferencia de calor está dado por la siguiente expresión:

$$\overline{h}_m = \frac{\overline{Nu}_m k}{D_h} \quad (\text{Ec 9})$$

Donde Nu_m es el número de Nusselt promedio, Re es el número de Reynolds evaluado a la entrada del aire en el disipador de calor; (s/H) es la relación de aspecto, (t/L) es la apertura relativa del flujo de entrada, (L/D_h) es la longitud adimensional de la aleta, k es la conductividad térmica del aire, y D_h es el diámetro hidráulico o la longitud característica.

Superficie biotexturizada micromecanizada para el caso de estudio

Las superficies texturizadas micromecanizadas fueron investigadas por Ballesteros *et al.* (2021), donde se evaluaron perfiles superficiales texturizados, teniendo en cuenta dos parámetros: área disponible de transferencia de calor, y simplicidad del proceso de manufactura. De ahí que para esta investigación, del estudio realizado por Ballesteros *et al.* (2021) se seleccionaron los patrones biotexturizados micromecanizados, bioinspirados en la piel de serpiente *Python regius* (figura 4), para modificar las superficies de las diez aletas del disipador de calor, paralelas al plano YZ.

Para evaluar el efecto que tiene la orientación de los patrones biotexturizados micromecanizados en el rendimiento térmico del disipador de calor, se implementaron dos orientaciones en el patrón de biotexturizado micromecanizado: una horizontal, paralela al eje Z, y una vertical, paralela al eje Y. Estas biotexturas micromecanizadas tienen un ancho de 0.60 mm y una profundidad de 0.50 mm, como se muestra en la figura 3.

Figura 3

Disipadores de calor biotexturizado micromecanizados: a) patrón con orientación horizontal, b) patrón con orientación vertical (medidas en mm)

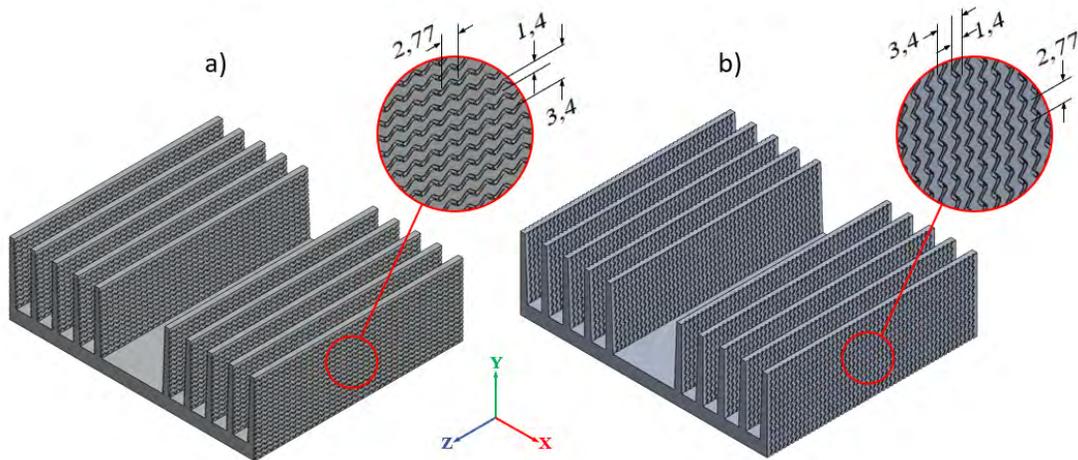


Figura 4

Ejemplar de la serpiente Python regius



Fuente: The Reptile Database (licencia Creative Commons)

Verificación de las simulaciones del disipador de calor con los datos de la literatura

Con el fin de comparar el rendimiento térmico en los disipadores de calor con superficies biotexturizadas micromecanizadas, se utilizaron como valores experimentales de referencia los presentados por Cucumo *et al.* (2014), obtenidos sobre un disipador de calor con superficies lisas. En la base del disipador de calor se aplicó una condición de frontera correspondiente a una carga térmica Q , sobre una superficie de 35 mm x 10 mm, centrada en la base a lo largo de los ejes Z y X . En el resto de la superficie de la base se aplicó una condición de frontera adiabática (condición de frontera tipo Dirichlet en la que $dT/dx = 0$). En todas las superficies de las aletas que estaban en contacto con aire se impuso una condición de frontera tipo Robin, en la que se estableció un coeficiente convectivo h , a una temperatura ambiente T_{∞} .

Ahora bien, las temperaturas superficiales se analizaron en cuatro puntos de medición sobre el disipador de calor. Estos puntos de medición se utilizaron para realizar todos los análisis en esta investigación, y son mostrados en la figura 5: T_1 , en la superficie superior, situada en la cavidad central sin aletas; T_2 , en la superficie lateral del disipador de calor; T_3 , en la superficie externa de la aleta de un extremo; T_4 , en la superficie interna, situada en la base de la aleta interior.

En la tabla 2 se presentan las condiciones de frontera y los valores experimentales de las temperaturas superficiales.

Tabla 2

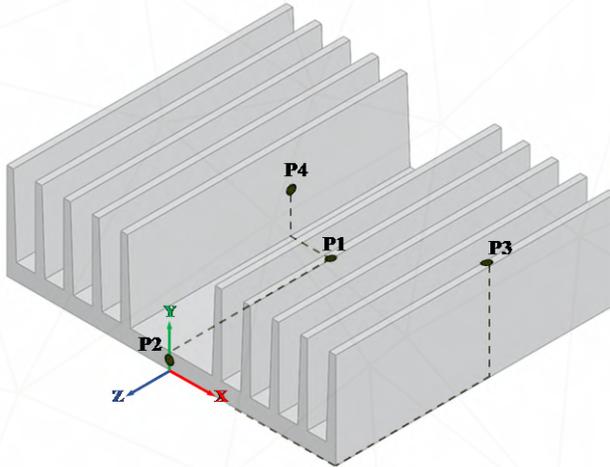
Condiciones de frontera y valores experimentales de temperatura superficiales obtenidas por (Cucumo et al., 2014)

	Condiciones de frontera		Temperaturas superficiales			
	Q [W]	T_{∞} [C]	T_1 [C]	T_2 [C]	T_3 [C]	T_4 [C]
Test 1	20.352	18.2	48.6	45.4	44.2	46.4
Test 2	30.861	20.84	66.1	62.4	59.5	58.4

Fuente: Tomado de Cucumo *et al.* (2014). Theoretical and experimental analysis of the performances of a heat sink with vertical orientation in natural convection. *International Journal of Energy and Environmental Engineering*, 8. <https://doi.org/10.1007/s40095-014-0144-y>

Figura 5

Ubicación espacial de los puntos donde se efectuaron las mediciones de temperatura superficiales



	X	Y	Z
P1	0	6.25	-51
P2	0	3.12	0
P3	60	35.25	-51
P4	-18.56	20.75	-51
Medidas en mm			

En esta investigación se realizaron cuatro ensayos, combinando condiciones de frontera, para evaluar el rendimiento del disipador de calor en función de los siguientes parámetros; superficies lisas o biotexturizadas, convección natural o forzada y orientación de los patrones biotexturizados micromecanizados (horizontal y vertical). Las condiciones de fronteras implementadas aquí, se detallan en la tabla 3. Estas condiciones de frontera del disipador de calor se reprodujeron computacionalmente utilizando la herramienta COMSOL Multiphysics, en la que simplemente al modelo CAD del disipador de calor se le establecieron las condiciones de frontera definidas previamente, seleccionándolas de los correspondientes menús del *software*.

A continuación, se definen los parámetros de la solución numérica, como las convergencias residuales, etc. Finalmente, los resultados se procesan en una hoja de cálculo y se hacen las respectivas comparaciones y conclusiones.

Tabla 3

Condiciones de frontera implementadas en las superficies del disipador de calor en COMSOL Multiphysics

	Coefficiente convectivo	Carga térmica	Temperatura ambiente
	$h [Wm^{-2}C^{-1}]$	$Q [W]$	$T_{\infty} [C]$
Test 1	8.6	20.352	18.10
Test 2	8.6	30.861	20.84
Test 3	48.6	20.352	18.10
Test 4	48.6	30.861	20.84

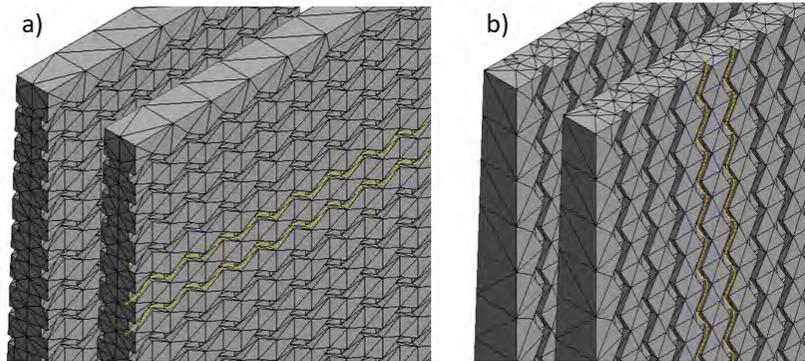
Análisis de mallado para la convergencia del problema térmico

Después de aplicar las condiciones de fronteras al disipador de calor se efectuó el proceso de mallado. El análisis de sensibilidad de mallado (Mesh sensitivity análisis, MSA) se evaluó para disipadores de calor con superficies lisas y biotexturizadas micromecanizadas. Para el MSA se utilizaron seis tipos de refinamiento de malla implementados en la herramienta COMSOL Multiphysics: tosco (TS), normal (NR), fino (NF), más fino (MF), extrafino (EF) y extremadamente fino (XF). La diferencia entre refinamientos estuvo dada por el número de celdas computacionales que, en general, fue configurada, principalmente, por elementos tetraédricos lineales, como se aprecia en la figura 6.

Los resultados del MSA se presentan en la tabla 4, donde se observa que la malla con el refinamiento NR resulta suficiente para este problema térmico en 3D con disipadores de calor con superficies lisas y biotexturizadas micromecanizadas. Esto se debe a que el error relativo entre la malla con refinamiento MF y las otras mallas fue inferior al 1% para todos los casos, y no se justifica invertir un tiempo de ejecución más prolongado, así como grandes recursos computacionales, sabiendo que los resultados van a ser esencialmente los mismos.

Figura 6

Mallado del disipador de calor, a) patrón de texturizado horizontal; b) patrón de texturizado vertical



Además, en dicha tabla se puede observar que en los cuatro escenarios considerados, con la carga térmica variable y las diferentes temperaturas del aire ambiente impuestas y a partir de 12 229 elementos computacionales, los resultados de las temperaturas superficiales son esencialmente los mismos, apenas identificándose variaciones en las centésimas, razón por la cual se optó por efectuar el resto de las simulaciones con el tipo de refinamiento de malla normal (NR).

Tabla 4

Análisis de sensibilidad de mallado en el disipador de calor con superficies lisas y biotexturizadas micromecanizadas

# elementos	Nivel de refinamiento	Temperaturas superficiales				Tiempo [s]
		T ₁ [C]	T ₂ [C]	T ₃ [C]	T ₄ [C]	
h= 8.6 [W m-2 C-1], T _∞ = 18.10 [C], Q= 20.352 [W] (Superficies lisas)						
5786	TS	49.39	46.15	44.65	47.38	1
9323	NR	49.39	46.20	44.69	47.38	1
12229	NF	49.38	46.24	44.69	47.37	1

Evaluación del rendimiento térmico de un disipador de calor con superficies biotexturizadas mediante COMSOL Multiphysics

# elementos	Nivel de refinamiento	Temperaturas superficiales				Tiempo [s]
		T ₁ [C]	T ₂ [C]	T ₃ [C]	T ₄ [C]	
17845	MF	49.38	46.24	44.69	47.39	2
34978	EF	49.41	46.24	44.69	47.41	2
165117	XF	49.42	46.25	44.69	47.41	5
h= 8.6 [W m-2 C-1]. T_∞= 20.84 [C]. Q= 30.861 [W] (Superficies lisas)						
5786	TS	68.13	63.34	61.60	61	1
9323	NR	68.15	63.34	61.65	61	1
12229	NF	68.14	63.34	61.65	61	1
17845	MF	68.10	63.36	61.68	61	2
34978	EF	68.10	63.35	61.70	61	2
165117	XF	68.10	63.35	61.70	61	5
h= 8.6 [W m-2 C-1]. T_∞= 18.10 [C]. Q= 20.352 [W] (Superficies biotexturizadas)						
5786	TS	41.86	38.73	37.02	39.96	105
9323	NR	41.79	38.63	36.92	39.79	140
12229	NF	41.79	38.64	36.92	39.83	330
17845	MF	41.75	38.63	36.90	39.81	472
34978	EF	41.73	38.62	36.88	39.80	9931
165117	XF	41.71	38.60	36.88	39.80	21792
h= 8.6 [W m-2 C-1]. T_∞= 20.84 [C]. Q= 30.861 [W] (Superficies bio-texturizadas)						
5786	TS	56.72	51.98	50.08	49.38	90
9323	NR	56.58	51.82	49.93	49.21	169
12229	NF	56.54	51.84	49.93	49.23	286
17845	MF	56.59	51.82	49.90	49.20	488
34978	EF	56.57	51.81	49.90	49.18	6960
165117	XF	56.57	51.80	49.90	49.17	20940

El ordenador utilizado para las simulaciones fue un NoteBook Power Group G9540F2 con un procesador: CPU Intel(R) Core (TM) i5-9400F a 2.9GHz con seis núcleos. Memoria RAM: 16 GB. Disco duro SSD: 250 GB. Sistema operativo Microsoft Windows 10 Pro x64. GPU: Nvidia GeForce GTX 1030 con 2 GB de memoria.

Validación de las simulaciones en el disipador de calor con superficies lisas

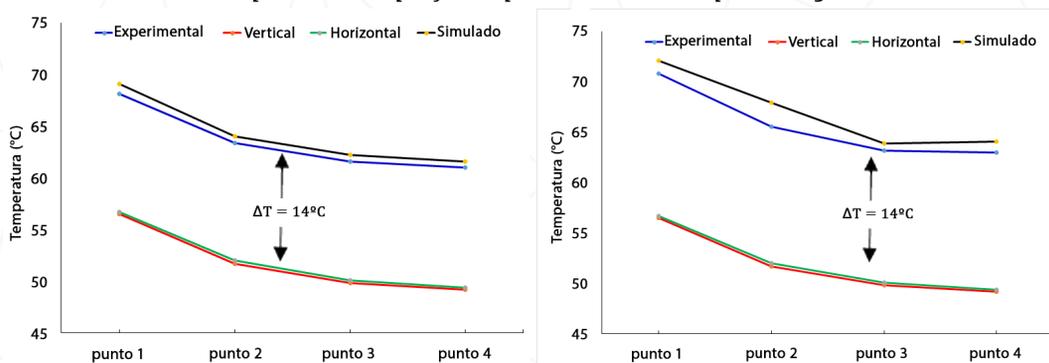
Los resultados de las simulaciones realizadas en esta investigación para disipadores de calor con superficies lisas arrojaron una diferencia promedio de temperaturas, entre las obtenidas por Cucumo *et al.* (2014) y las simuladas en el presente trabajo, de aproximadamente 1.3°C, siempre estando sobrestimada la simulación. Esto indica que la herramienta computacional Comsol Multiphysics pudo reproducir de manera bastante satisfactoria los resultados experimentales, con lo cual se procedió a simular los cuatro ensayos restantes con las superficies biotexturizadas y comparar con el caso base que corresponde a superficies lisas.

Comportamiento de las temperaturas superficiales en disipadores de calor biotexturizados micromecanizados

Cuando se hace la comparación entre los perfiles de temperatura simulados correspondientes a las superficies biotexturizadas, se encuentra una diferencia de temperatura promedio de aproximadamente 14°C, a favor de las superficies con biotexturizado, para los Test 1 y Test 2, respectivamente, en condiciones de convección natural, pero con diferente carga térmica; de la misma forma para el caso de los test 3 y 4 la diferencia promedio de temperatura fue de 9°C y 11°C, respectivamente, en condiciones de convección forzada y nuevamente con ventaja de las superficies biotexturizadas en comparación con los presentados en el trabajo experimental de Cucumo *et al.* (2014). El error puede deberse a la falta de información presentado en el trabajo experimental de referencia, a saber: conductividad térmica del material, el valor del coeficiente convectivo utilizado, la desestimación de transferencia de calor por radiación y la ubicación de la carga térmica sobre la base del disipador de calor. En la figura 7 se pueden observar los resultados del análisis del test 1 y test 2, con diferente carga térmica y en convección natural:

Figura 7

Resultados de la temperatura superficial para el Test 1 (izquierda) y el Test 2 (derecha)

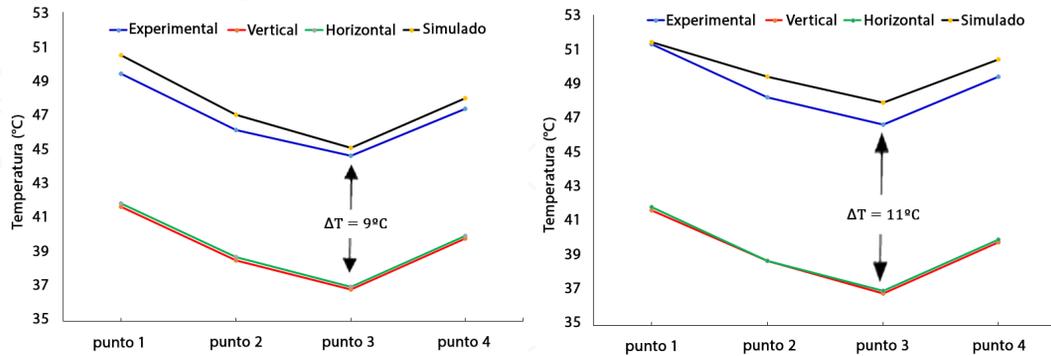


Por su parte, en la figura 8 se muestran los resultados de las temperaturas superficiales en el disipador de calor biotexturizado micromecanizado. según las condiciones de frontera establecidas en la tabla 2, para el test 3 y test 4; en ella, se observa que la temperatura superficial promedio del disipador en todos los puntos seleccionados disminuye hasta en 10°C (equivalente a un 16.35%) cuando se implementa la superficie texturizada, teniendo en cuenta, además, que para los disipadores de calor con superficies lisas el área es un 14.84% más pequeña que con las superficies biotexturizadas.

Sin embargo, cuando se compara la orientación de los patrones biotexturizados micromecanizados, no se evidencia ningún cambio significativo de las temperaturas superficiales en el disipador de calor, lo cual indica que el análisis FEM del desempeño térmico de disipadores de calor, efectivamente, implica una ventaja en cuanto a la reducción en la temperatura promedio del disipador de calor, tanto en condiciones de convección natural como en convección forzada. En concreto, dicho análisis no permitió concluir acerca de cuál patrón de texturizado, entre el horizontal y el vertical, era mejor.

Figura 8

Resultados de la temperatura superficial para el test 3 (izquierda) y el test 4 (derecha)



A partir de este resultado se hace necesario ahondar en el análisis, pero esta vez enfocándolo desde la perspectiva del aire circundante, lo cual cambia completamente el panorama de simulación, ya que en un medio fluido deberán tenerse en cuenta aspectos adicionales como la turbulencia, el efecto de la capa límite y la fricción sobre parámetros como el número de Reynolds, el número de Nusselt, el número de Prandtl y el número de Rayleigh, así como los fenómenos de transferencia de calor, tanto por convección como por radiación desde la pared sólida.

Por otra parte, la simulación en este caso ya no sería mediante análisis de elementos finitos sino mediante volúmenes finitos, lo cual adiciona algo de complejidad; sin embargo, se tiene la intención de utilizar una herramienta de simulación de distribución libre, como el OpenFoam, que en los últimos años se ha consolidado como una de las herramientas más utilizadas, gracias a algunas características como que es de código abierto y, además, permite programarse y personalizarse.

Análisis estadístico del caso de estudio

Para establecer si estadísticamente existe una diferencia entre las temperaturas medias superficiales texturizadas, se realizó una prueba de comparación de medias, según los resultados de temperaturas promedio del disipador

mostrados en la tabla 5. Los datos corresponden a un experimento factorial 3^2 , teniendo como factores los tipos de texturas ensayadas (lisa, horizontal y vertical) cada uno evaluado a los dos niveles de convección establecidos, es decir natural y forzadas.

Tabla 5

Temperaturas promedias sobre las superficies del disipador de calor

	Temperaturas promedio [°C]	
	Convección natural	Convección forzada
Textura lisa	87.08	38.93
Textura horizontal	86.07	39.87
Textura vertical	88.47	38.83

En la figura 9 se muestra el comparativo de las temperaturas medias superficiales en donde se puede apreciar que no existe interacción entre factores ya que no se cruzan las líneas. Los resultados del análisis de varianza, ANOVA, se resumen en la tabla 6, donde el nivel de significancia se toma como $\alpha = 0.05$:

Figura 9

Temperaturas medias superficiales según el tipo de textura y el tipo de convección

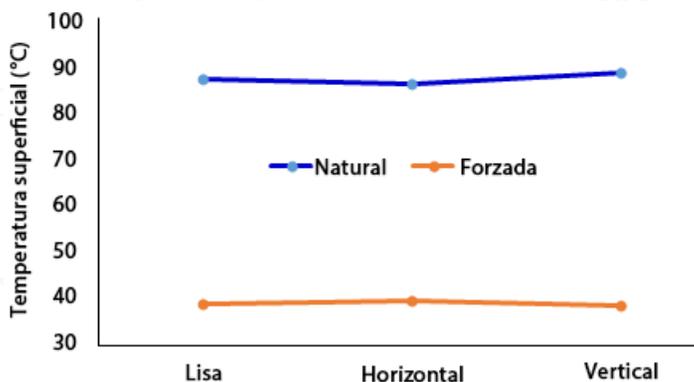


Tabla 6

Resultados de ANOVA para la comparación estadística de la temperatura media

Fuente de variación	Suma de cuadrados	Grado de libertad	Mean Squares	F-Value	p-Value
Tipo de textura	3.4444	2	1.7222	0.001264	0.9987
Tipo de convección	5873.5618	1	5873.5618	4.3093	0.04878
Interacción	1.3829	2	0.6915	0.0005073	0.9995
Error	32711.6364	24	1362.9849		
Total	38590.0255	29	1330.6905		

Dado que el único *p-value* menor al nivel de significancia tomado fue el tipo de convección, se puede afirmar que estadísticamente existe una diferencia significativa entre los dos tipos de convección, lo cual es completamente lógico, ya que, de por sí, para la misma tasa de transferencia de calor, misma área superficial y misma temperatura superficial, la única diferencia la establece el coeficiente convectivo de transferencia de calor, que a su vez puede presentar variaciones de hasta tres órdenes de magnitud entre natural y forzada.

No obstante, para el caso del tipo de textura y la interacción entre factores, se observó un *p-value* mayor que el nivel de significancia, lo cual indica que estadísticamente no hay evidencia suficiente para asegurar que alguna de las texturas utilizadas sea mejor que la otra, lo cual, como se mencionó antes, implica replantear el análisis, pero visto ya desde el aire circundante, siendo necesario un análisis del tipo CFD (Computational Fluid Dynamics).

Apreciaciones significativas del caso del estudio

En esta investigación se evaluó el rendimiento térmico en disipador de calor con superficies lisas y biotexturizadas micromecanizadas utilizando la herramienta COMSOL Multiphysics y validando con resultados experimentales de un trabajo similar. Se estudió la temperatura superficial en el disipador de calor en cuatro puntos, con condiciones de frontera tomadas de la literatura, considerando convección libre y forzada y para diferentes cargas térmicas. Por otro lado, también se ha evaluado el efecto de la orientación de los patrones

biotexturizados micromecanizados. Los principales hallazgos encontrados fueron los siguientes:

El *software* COMSOL Multiphysics demostró ser una buena herramienta de simulación de fenómenos térmico-fluidos, ya que permitió estudiar el rendimiento térmico de disipadores de calor con superficies texturizadas micromecanizadas y la transferencia de calor por convección natural o forzada, sin necesidad de disponer mucha capacidad y memoria de computo, de manera que el tiempo de simulación de un disipador de calor con superficies lisas, para una malla con 165 mil elementos, fue de aproximadamente 5 segundos, y de un disipador de calor con superficies biotexturizadas micromecanizadas, para una malla con 432 mil elementos, fue de 97 segundos. Esto indica que el costo computacional puede ser despreciable, comparado con el beneficio de implementar superficies texturizadas cuando la refrigeración de dispositivos electrónicos es una necesidad.

Por otra parte, haciendo referencia al desempeño térmico, el efecto de tener superficies texturizadas en los disipadores de calor es significativo, alcanzando una reducción de temperatura superficial de alrededor del 18% en condiciones de convección natural, lo que corresponde aproximadamente a una diferencia de temperatura de 14 °C, en comparación con el caso en que se tienen superficies lisas. Este resultado se obtuvo en condiciones de convección natural y con una carga térmica de 30.87 W.

Lo anterior, sugiere la conveniencia de utilizar superficies texturizadas operando en condiciones de convección natural, comparada con la convección forzada, la cual generalmente demanda algún consumo de energía para forzar el movimiento del aire y también se genera algo de ruido ocasionado por el funcionamiento del ventilador. Otro aspecto importante de operar en condiciones de convección natural es que se tiene una reducción en el peso y el tamaño del dispositivo eléctrico.

En lo que respecta al proceso de simulación del fenómeno térmico, debido a que la convección natural o forzada es impuesta como una condición de frontera, el efecto de la orientación de los patrones biotexturizados micromecanizados no muestran una diferencia significativa en el rendimiento térmico del disipador de calor. Por lo tanto, se requiere un análisis más detallado del

disipador de calor, que incluya los efectos de la capa límite térmica y un medio fluido que lo rodea, para cuantificar mejor la disipación de calor dependiendo la forma y geometría de las superficies texturizadas.

Adicionalmente, en virtud a que el análisis de comparación de medias no arrojó una diferencia significativa en las temperaturas medias superficiales, para los dos patrones de texturizado considerados en este trabajo, se hace necesario un análisis enfocado en el aire circundante, más que en la pared sólida del disipador de calor, de manera que se tengan en cuenta aspectos como la capa límite dinámica y térmica, así como los efectos de la turbulencia y variaciones en la densidad del aire y los fenómenos implícitos en los mecanismos de transferencia de calor por convección y por radiación desde la superficie sólida.

Referencias bibliográficas

- Ahmed, H. E. Kherbeet, A. Sh. & Ahmed, M. I. (2018). Optimization of thermal design of heat sinks: A review. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 118, 129–153. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.10.099>
- Arif, M., Kango, S. & Shukla, D. K. (2022). Analysis of textured journal bearing with slip boundary condition and pseudoplastic lubricants. *International Journal of Mechanical Sciences*, 228, 107458. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2022.107458>
- Ballesteros, L. M., Zuluaga, E., Cuervo, P., Rudas, J. S. & Toro, A. (2021). Tribological behavior of polymeric 3D-printed surfaces with deterministic patterns inspired in snake skin morphology. *Surface Topography: Metrology and Properties*, 9(1), 014002. <https://doi.org/10.1088/2051-672x/abe211>
- Belhocine, A. & Bouchetara, M. (2013). Thermal behavior of full and ventilated disc brakes of vehicles. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 26. <https://doi.org/10.1007/s12206-012-0840-6>
- Cengel, Y. A. & Ghajar, A. J. (2014). *Heat and mass transfer: Fundamentals and applications* (McGraw-Hill, Ed.; 5th ed.). McGraw-Hill.
- Cucumo, M., Ferraro, V., Kaliakatsos, D. & Marinelli, V. (2014). Theoretical and experimental analysis of the performances of a heat sink with vertical orientation in natural convection. *International Journal of Energy and Environmental Engineering*, 8. <https://doi.org/10.1007/s40095-014-0144-y>
- Database, T. R. (2021). *Python regius (SHAW, 1802)*.
- Gachot, C., Rosenkranz, A., Hsu, S. M. & Costa, H. L. (2017). A critical assessment of surface texturing for friction and wear improvement. *Wear*, 372–373, 21–41. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.wear.2016.11.020>

- Garimella, S. V, Fleischer, A. S., Murthy, J. Y., Keshavarzi, A., Prasher, R., Patel, C., Bhavnani, S. H., Venkatasubramanian, R., Mahajan, R., Joshi, Y., Sannakia, B., Myers, B. A., Chorowski, L., Baelmans, M., Sathyamurthy, P. & Raad, P. E. (2008). Thermal Challenges in Next-Generation Electronic Systems. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 31(4), 801–815.
<https://doi.org/10.1109/TCAPT.2008.2001197>
- Garro-Acón, S., Díaz-Espinoza, L. A., Liang, J., Martínez-Hernández, F., Meneses-Fuentes, W., Ortega-Padilla, H., Ramírez-Chaves, G. & Stradi-Granados, B. (2012). Modelación y simulación de disipadores de calor para procesadores de computadora en COMSOL Multiphysics. *Revista Tecnología en Marcha*, 25(3 SE-Artículo científico). <https://doi.org/10.18845/tm.v25i3.459>
- Gurrum, S., Suman, S., Joshi, Y., & Fedorov, A. (2003). *Thermal Issues in Next Generation Integrated Circuits* (pp. 659–664). <https://doi.org/10.1115/IPACK2003-35309>
- Gururatana, S. (2012). Heat Transfer Augmentation for Electronic Cooling. *American Journal of Applied Sciences*, 9, 436–439. <https://doi.org/10.3844/ajassp.2012.436.439>
- Ismail, F., Rashid, M. A. I. & Mahbub, M. (2011). CFD Analysis for Optimum Thermal Design of Carbon Nanotube Based Micro-Channel Heatsink. *Engineering Journal*, 15, 11–22. <https://doi.org/10.4186/ej.2011.15.4.11>
- Khattak, Z. & Ali, H. M. (2019). Air cooled heat sink geometries subjected to forced flow: A critical review. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 130, 141–161. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.08.048>
- Lu, L., Zhang, Z., Guan, Y. & Zheng, H. Y. (2018). Enhancement of Heat Dissipation by Laser Micro Structuring for LED Module. *Polymers*, 10, 886. <https://doi.org/10.3390/polym10080886>
- MatMatch. (2022). *AA Standards Grade 6062*. <https://matmatch.com/es/materials/alky160620790-aa-standards-grade-6062>
- Narasimhan, S. & Majdalani, J. (2002). Characterization of compact heat sink models in natural convection. *Components and Packaging Technologies, IEEE Transactions On*, 25, 78–86. <https://doi.org/10.1109/6144.991179>
- Ramírez-Gil, F. J., Delgado-Mejía, Á., Foronda-Obando, E. y Olmos-Villalba, L. C. (2022). Thermal finite element analysis of complex heat sinks using open source tools and high-performance computing. *Revista Facultad de Ingeniería Universidad de Antioquia, 0 SE-Research paper*. <https://doi.org/10.17533/udea.redin.20220888>
- Sato, A. I., Altemani, C. A. C. & Scalón, V. L. (2020). MEAN NUSSLETT NUMBER CORRELATION FOR TISE HEATSINK THERMAL DESIGN. *Revista de Engenharia Térmica; Vol 19, No 1 (2020) DO - 10.5380/ReTerm.V19i1.76427*
- Staliulionis, Z., Zhang, Z., Pittini, R., Andersen, M., Tarvydas, P. & Noreika, A. (2014). Investigation of Heat Sink Efficiency for Electronic Component Cooling Applications. *Elektronika Ir Elektrotechnika*, 20, 49–54. <https://doi.org/10.5755/j01.eee.20.1.6167>

- Tarvydas, P., Noreika, A. & Staliulionis, Z. (2013). Analysis of Heat Sink Modelling Performance. *Elektronika Ir Elektrotechnika*, 19(3 SE-), 43–46. <https://doi.org/10.5755/j01.eee.19.3.3695>
- Unni, R. & Majali, V. (2019). *A review on rectangular heat sinks under natural convection*.
- Ventola, L., Scaltrito, L., Ferrero, S., Maccioni, G., Chiavazzo, E. & Asinari, P. (2014). Micro-structured rough surfaces by laser etching for heat transfer enhancement on flush mounted heat sinks. *Journal of Physics: Conference Series*, 525, 12017. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/525/1/012017>
- Wu, Z., Bao, H., Xing, Y. & Liu, L. (2021). Tribological characteristics and advanced processing methods of textured surfaces: a review. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 114. <https://doi.org/10.1007/s00170-021-06954-2>

Estudio del desempeño de un dissipador de calor con geometría compleja utilizando el método de volúmenes finitos con la herramienta Openfoam

Jhon F. Hincapié Montoya¹

Álvaro Delgado Mejía²

Luis Carlos Olmos-Villalba³

El papel de la convección en el diseño de dissipadores de calor

La refrigeración por aire es hoy en día el método de disipación de calor más utilizado en aparatos eléctricos o electrónicos, en razón a que la refrigeración por aire, ya sea natural o forzada, es fácil de emplear en espacios reducidos y de bajo costo (Lee, 2022). Los dissipadores de calor convencionales son los dispositivos más utilizados en el enfriamiento de estos aparatos eléctricos y electrónicos, que disipan el calor al ambiente utilizando superficies extendidas, llamadas aletas. Con el continuo desarrollo en la industria de las tecnologías, las soluciones de refrigeración se vuelven más exigentes y necesarias, requiriendo mejores diseños de dissipadores de calor por aire que minimicen el tamaño, reduzcan el peso y aumenten la disipación de calor al ambiente (Dziubińska y Gontarz, 2014).

1 Magíster en Ingeniería, Institución Universitaria Pascual Bravo. Correo electrónico: jhon.hincapie@pascualbravo.edu.co. ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0002-0841-8941>

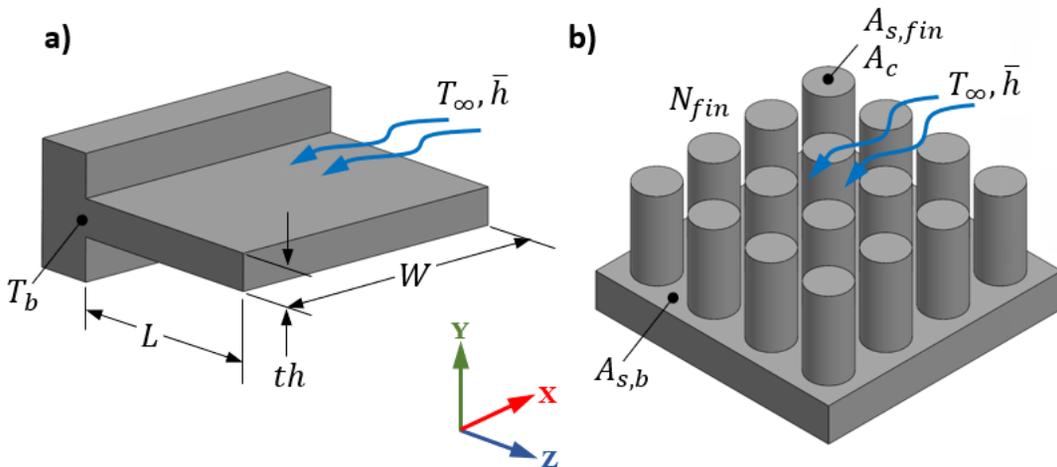
2 Magíster en Ingeniería, Institución Universitaria Pascual Bravo. Correo electrónico: alvaro.delgado@pascualbravo.edu.co. ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0003-0867-8249>

3 Magíster en Ingeniería, Institución Universitaria Pascual Bravo. Correo electrónico: luis.olmos@pascualbravo.edu.co. ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0001-8660-5534>

Para la refrigeración por aire, ya sea natural o forzada, los diseños más sencillos de aletas son mostrados en la figura 1 (a y b), donde se detallan las características geométricas de la aleta, como son: L longitud de la aleta en el eje X ; th espesor de la aleta en el eje Y ; W la anchura en el eje Z ; $A_{s,b}$ área de la superficie base; $A_{s,fin}$ área de la superficie aleta, A_c ; área de la sección transversal de la aleta y N_{fin} ; cantidad de aletas sobre la superficie base. Los disipadores de calor en la base tienen una temperatura T_b , y el aire ambiente que lo rodea tiene una temperatura T_∞ .

Figura 1

Configuración geométrica de los disipadores de calor convencionales: a) aleta transversal, b) superficies de arreglo de aletas



Fuente: Nellis, G. & Klein, (2008). Heat transfer (Issue 1). Cambridge University Press.

Para este tipo sencillo de aletas se han realizado cambios geométricos que ayudan a mejorar el coeficiente convectivo. Shadlaghani *et al.* (2016) realizaron perforaciones a tres tipos de aletas: cuadradas, circulares y triangulares, para investigar la transferencia de calor utilizando dos parámetros, el número de Nusselt y el coeficiente de arrastres por fricción. Los resultados mostraron que las aletas triangulares presentaron un mejor rendimiento térmico, debido a su mayor superficie de transferencia de calor.

La investigación fue realizada utilizando herramienta CFD y llevada a cabo en un *software* comercial. Ibrahim *et al.* (2019) evaluaron de modo experimental y numérico el rendimiento de aletas, en un patrón circular con y sin perforaciones, paralelas a la dirección del flujo y variando el diámetro y la cantidad de perforaciones, en condiciones de convección forzada. Se encontró una buena concordancia entre los resultados experimentales de este estudio y los disponibles en la literatura, con los obtenidos utilizando simulaciones numéricas.

Estos y otros estudios se centran en la disminución del peso de los disipadores de calor convencionales, removiendo material de las aletas, lo que ayuda a que el aire fluya por estos agujeros y mejore la transferencia de calor (Al-Damook *et al.*, 2015). Existen otros diseños que, manteniendo constante el peso y el área de las aletas, cambian su geometría para mejorar el coeficiente convectivo (Charles y Wang, 2014; Chu *et al.*, 2019). Estas propuestas de diseño dan como resultado el incremento del área de la aleta, disminuyendo o manteniendo constante su peso y, al mismo tiempo, hace que el dispositivo aumente su tamaño limitando sus aplicaciones.

La baja conductividad térmica del aire que rodea a los disipadores de calor, sumado con las exigencias de diseño, ocasiona que se realicen modificaciones geométricas complejas de la forma o sobre la superficie que mejoren la disipación de calor al ambiente. Estas modificaciones de la forma o sobre la superficie en los nuevos diseños de disipadores de calor permiten disipar una cantidad significativa de calor al ambiente, ayudada por el aumento de la superficie expuesta a la transferencia de calor por convección natural o forzada.

Los nuevos diseños de disipadores de calor incorporan nuevos procesos de manufactura para la construcción de las superficies extendidas. Los disipadores de calor de espuma metálica abierta o MFHS (por sus siglas en inglés: Metal Foam Heat Sink) aumentan la interacción del cuerpo sólido con el aire debido a su porosidad; esto hace que la transferencia de calor sea superior a los disipadores de calor convencionales. Bhattacharya y Mahajan (2006) han estudiado el efecto que tienen las características geométricas y configuración de las aletas en la transferencia de calor. Ellos encontraron que, al aumentar el número de aletas o disminuir la distancia entre ellas, la transferencia de calor disminuye, debido al aumento de la resistencia del aire a fluir.

Por otra parte, utilizando optimización topológica, se fabrican disipadores de calor con superficies extendidas complejas. La optimización topológica es un proceso iterativo que distribuye el material sólido en un dominio fluido, siguiendo unos criterios de minimización, por ejemplo, minimizar la temperatura promedio de una superficie base.

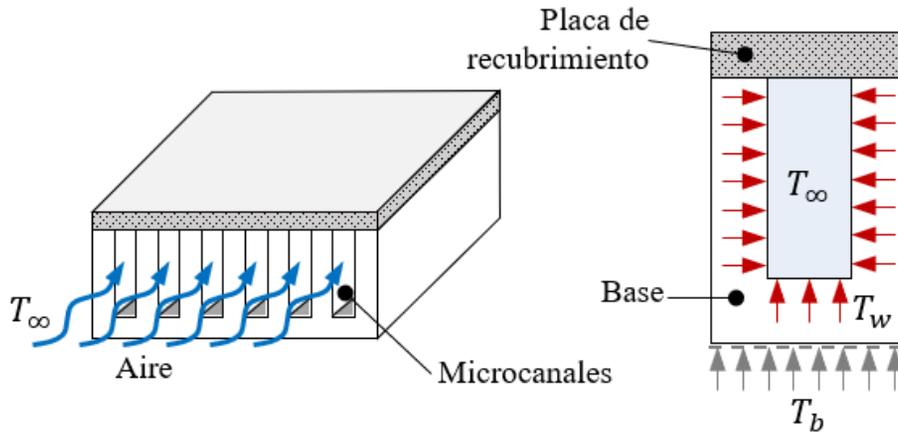
Lazarov *et al.* (2018) y realizaron prototipos de disipadores de calor con impresión metálica de aluminio en 3D y con el proceso de fundición de cera perdida, respectivamente. Sin embargo, estos procesos de manufactura aditiva o de fundición presentan una dificultad cuando se requiere la fabricación en masa, lo cual hace que no sea tan notorio su desarrollo.

Entre los nuevos diseños de disipadores de calor se encuentran los que presentan patrones texturizados micromecanizados o microcanales en sus superficies, o MCHS (por su sigla en inglés: MicroChannel Heat Sink). Estos son dispositivos que permiten transferir calor al aire cuando este fluye a través de canales con dimensiones micrométrica. Actualmente, se utilizan en diversos aparatos eléctricos y electrónicos, que aprovechan su tamaño compacto. Uckerman *et al.* (1981) tuvieron la idea de utilizar microcanales para transferir calor a un chip de un centímetro cuadrado de área. La mayoría de estos diseños de disipador de calor consta de una base, donde se elaboran los micromecanizados rectos y una placa de recubrimiento que cierra el microcanal (figura 2). Comparado con los disipadores de calor convencionales, la utilización de microcanales aumenta la transferencia de calor, al igual que la caída de presión, por la estrechez de los canales.

Sin embargo, la mayoría de los cálculos de disipación de calor emplean modelos analíticos-teóricos, principalmente, con el concepto de resistencias térmicas, que no tienen en cuenta las modificaciones geométricas complejas de la forma o sobre las superficies en los disipadores de calor. Estas modificaciones geométricas complejas hacen que los modelos analíticos teóricos existentes para predecir la disipación de calor por conducción, convección y radiación desde el disipador de calor al ambiente sean poco realistas e inexactas. Esta situación está llevando a la implementación de nuevas metodologías y herramientas para predecir la disipación de calor por conducción, convección y radiación desde el disipador de calor con geometrías complejas al ambiente de una manera más realista y fiable (Ramírez-Gil *et al.*, 2020).

Figura 2

Forma típica de un disipador de calor con microcanales



Fuente: S. W. C. H. Lee y Qu (2007).

Actualmente, se están implementando métodos numéricos — de elementos finitos, de diferencias finitas, y de volúmenes finitos— para resolver las ecuaciones diferenciales de la mecánica del medio continuo; ello, con el fin de encontrar la solución a los problemas relacionados con la transferencia de calor. El creciente desarrollo que han tenido las computadoras ha contribuido a la aparición de una nueva herramienta llamada *mecánica de fluidos computacionales*, o CFD (por su sigla en inglés: Computational fluid mechanics). Chamanroy y Khoshvaght-Aliabadi (2019) han investigado la transferencia de calor y la caída de presión en microcanales con trayectorias onduladas con o sin interrupción, utilizando herramientas de CFD de uso comercial.

De su parte, Lu *et al.* (2017) propuso la utilización de microcanales con trayectoria onduladas en un material poroso para reducir la caída de presión. Debido a la escala micrométrica de interacción del cuerpo sólido con el aire, se hace necesario la utilización de herramientas CFD para calcular, analizar y visualizar la caída de presión, las velocidades del medio fluido, la distribución de temperatura, las líneas de corrientes y los efectos de pared, entre otros.

Hoy en día existen herramientas CFD que utilizan el método de volúmenes finitos para solucionar la ecuación de energía, de Laplace, lo que permite una

predicción más realista y fiable de la distribución de la temperatura en los cuerpos sólidos. OpenFOAM es una herramienta CFD de código libre que utiliza líneas de comando para solucionar la ecuación de energía y evaluar la disipación de calor en los nuevos diseños de disipadores de calor. Esto hace que sea esencial la utilización de herramientas CFD para el análisis de estos diseños.

Si bien existen desarrollos de modelos analíticos-teóricos por resistencias térmicas, para distintas geometrías de disipadores de calor convencionales, pocas de estas se ajustan a geometrías complejas de la forma o sobre las superficies, lo que imprime a propósito, el objetivo de esta investigación es analizar la disipación de calor y la distribución de temperatura en un disipador de calor con geometrías complejas con microcanales a altas temperatura de funcionamiento, utilizando para ello herramientas de código libre de CFD. Para reproducir las condiciones de funcionamiento a las que está sometido el disipador de calor, se establecerán parámetros de frontera de Dirichlet, Neumann y Robin en estado estacionario. Los resultados obtenidos numéricamente en las simulaciones se compararon con las temperaturas experimentales obtenidas en el disipador de calor.

Resistencias térmicas convectivas en disipadores de calor convencionales

Los modelos analíticos teóricos por resistencias térmicas han sido ampliamente utilizados en el campo de la ingeniería por su sencillez y precisión. En transferencia de calor, cuando se requiere solucionar problemas del flujo de calor en estado estacionario, sin generación interna de calor en cuerpos sólidos, y conociendo la temperatura de la base y del aire ambiente que lo rodea, se emplean estos métodos. Para los disipadores de calor convencionales, que cuentan con configuraciones geométricas sencillas y materiales con propiedades térmicas constantes, la disipación de calor por conducción, convección y radiación al aire ambiente se puede calcular por resistencias térmicas.

La transferencia de calor por conducción en una pared plana, se puede expresar por medio de la ley Fourier, de la siguiente forma:

$$Q = \kappa A \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (1)$$

donde Q es el flujo calor, κ es la conductividad térmica de la pared, A es el área de la sección transversal de la pared, Δx es la distancia de la pared y ΔT es la diferencia de temperatura. Si creamos una analogía similar a la ley de Ohm, y la diferencia de temperatura impulsa el flujo de calor, podemos escribir la ecuación del flujo de calor por conducción, de la siguiente forma:

$$\Delta T = Q \frac{\Delta x}{\kappa A} = QR_{cond} \quad (2)$$

donde R_{cond} es la resistencia térmica por conducción. La transferencia de calor por convección se puede expresar por medio de la ley de enfriamiento de Newton, de la siguiente forma:

$$Q = hA_s \Delta T \quad (3)$$

donde h es el coeficiente convectivo de transferencia de calor y A_s es el área de la superficie. Al igual que la conducción de calor, al hacer la analogía similar a la ley de Ohm, podemos escribir la ecuación de flujo de calor por convección de la siguiente forma:

$$\Delta T = Q \frac{1}{hA_s} = QR_{conv} \quad (4)$$

donde R_{conv} es la resistencia térmica por convección. Por último, la transferencia de calor por radiación para cuerpos grises se puede expresar de la siguiente forma:

$$Q = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_\infty^4) \quad (5)$$

donde ε es la emisividad de la superficie, σ es la constante de Stefan-Boltzmann, y T_s es la temperatura de la superficie emisora. Al factorizar la expresión, dejando la diferencia de temperatura impulsa el flujo de calor, podemos escribir la ecuación del flujo de calor por radiación de la siguiente forma:

$$\Delta T = Q \frac{1}{\varepsilon \sigma A_s (T_s^2 + T_\infty^2)(T_s + T_\infty)} = QR_{rad} \quad (6)$$

donde R_{rad} es la resistencia térmica por radiación. Para los disipadores de calor convencionales de aleta transversal, la resistencia total R_{total} se obtiene al sumar algebraicamente, dependiendo de si está en serie o en paralelo, las resistencias térmicas por conducción, convección o radiación, como se muestra en la figura 3a. Por otro lado, los disipadores de calor convencionales de superficies de arreglo de aletas, la resistencia térmica del flujo de calor, desde la superficie aleta, se expresa de la siguiente forma:

$$R_{fin} = \frac{1}{\bar{h}A_{s,fin}} \quad (7)$$

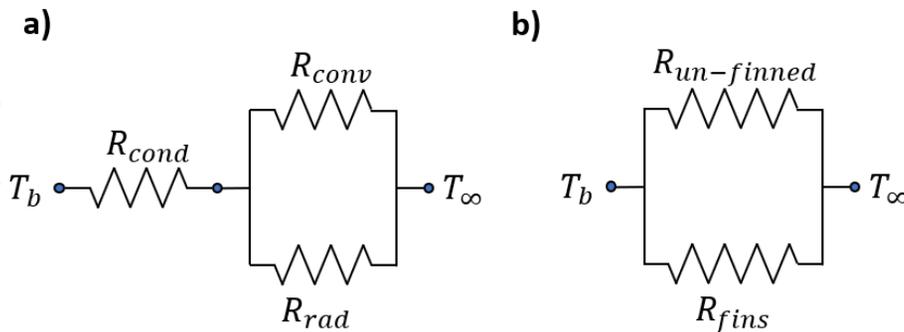
donde \bar{h} es el coeficiente convectivo promedio entre la superficie aleta y la superficie base. La resistencia térmica para el flujo de calor desde la superficie base, es de la siguiente forma:

$$R_{un-finned} = \frac{1}{\bar{h}(A_{s,b} - N_{fin}A_{c,b})} \quad (8)$$

Para los disipadores de calor convencionales de superficies de arreglo de aletas, la resistencia total R_{total} se obtiene al sumar algebraicamente, en paralelo, las resistencias de las superficies, como se muestra en la figura 3b.

Figura 3

Resistencia térmicas en serie y paralelo. a) aletas transversales. b) superficies de arreglo de aletas.



El concepto de *resistencias térmicas* se utiliza ampliamente para solucionar problemas relacionados con la transferencia de calor, en disipadores de calor convencionales, por ser fácil de entender y de aplicar, dando una buena aproximación a los resultados experimentales. Pero su uso es limitado cuando se requiere resolver problemas relacionados con la transferencia de calor en los nuevos diseños de disipadores de calor, con modificaciones geométricas complejas de forma o sobre la superficie, ya que las ecuaciones de las resistencias térmicas no incluyen estas modificaciones. Requiriendo la implementación de métodos numéricos para resolver problemas relacionados con la transferencia de calor de una manera más realista y fiable.

Caso de estudio: desempeño térmico de un disipador de calor con geometrías complejas y microcanales utilizando el método de volúmenes finitos con la herramienta OpenFOAM

Para esta investigación, el caso de estudio consistió en implementar la siguiente metodología:

- Primer paso: selección y modelado CAD del disipador de calor con microcanales.
- Segundo paso: configuración de las simulaciones computacionales; discretización (mallado), definición de las condiciones de frontera implementadas y simulación de la disipación de calor en la herramienta OpenFOAM. Y finalmente.
- Tercer paso: validación de los resultados obtenidos experimentalmente.

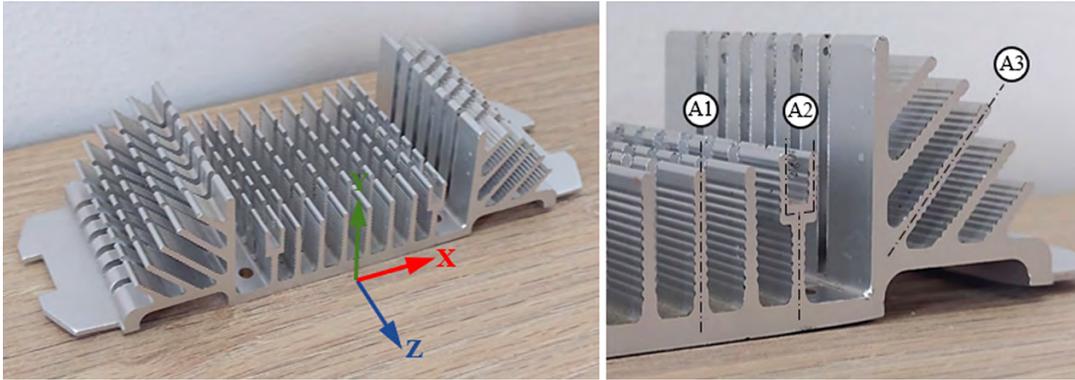
Disipador de calor con microcanales

Se evaluaron diferentes configuraciones geométricas comerciales de disipadores de calor con microcanales sobre las superficies de las aletas. La utilizada en esta investigación es mostrada en la figura 4. El disipador de calor comercial cuenta con tres diferentes tipos de aletas: Aletas verticales A1, con seis aletas de una altura de 14 [mm] paralelas al plano YX; Aletas tipo «Y» A2, con dos

aletas de una altura de 16 [mm] paralelas al plano YX; u Aletas oblicuas A3, con diez aletas a 45° de longitud variable, las cuales tienen un espesor entre 1.0 y 2.0 [mm].

Figura 4

Disipador de calor con microcanales comercial con aletas vertical, tipo “Y” y oblicuas.



El material del disipador de calor es aluminio 6061-O (pretemplado, sin tratamientos térmicos) con aleación de 95.85 - 98.56 % de Al, Mg y Si (aluminio, magnesio y silicio, respectivamente). Esta aleación garantiza una alta resistencia a la corrosión, un mejor acabado superficial al mecanizado de precisión (necesario para manufacturar los microcanales), una buena conductividad térmica y un peso más ligero.

Herramientas computacionales para la mecánica de fluidos

Durante las últimas décadas, la aplicación de técnicas numéricas en la obtención de soluciones a problemas ingenieriles ha experimentado un gran auge, siendo la mecánica de fluido una de las ramas donde más se ha profundizado (Flores *et al.*, 2013) (Ploteau *et al.*, 2012). Sumado al creciente desarrollo que han tenido las computadoras, esto ha contribuido al surgimiento de una nueva área llamada mecánica de fluidos computacionales, (por sus siglas en inglés, CFD) Andersson *et al.*(2011). El CFD es un conjunto de técnicas numéricas

y algoritmos computacionales, aplicados a la solución de ecuaciones diferenciales, que predicen el comportamiento del movimiento de los fluidos y fenómenos asociados con este, tales como la transferencia de calor, arrastre de sólidos, entre otros.

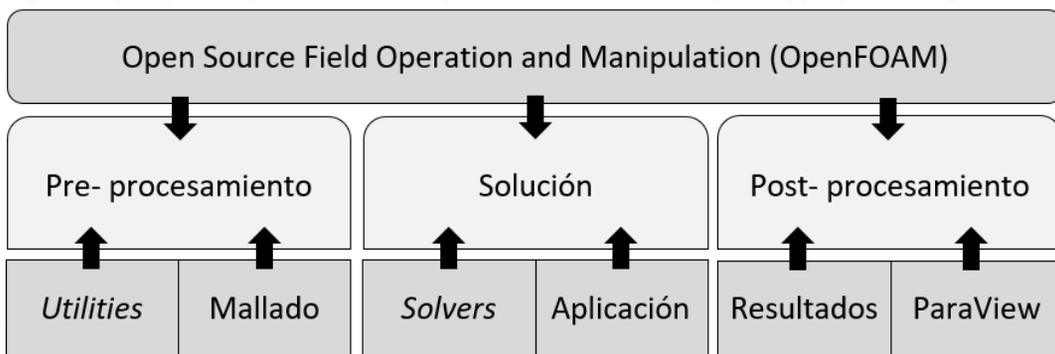
OpenFOAM es un *software* de CFD, de código libre, que ofrece las mismas prestaciones que los *softwares* comerciales. Permite crear archivos ejecutables, llamados *solvers* o aplicaciones, conocidas como *utilities*, programados en C++ y basados en el método de volúmenes finitos. Posee, además, una estructura de trabajo que consta de tres etapas: preprocesamiento, solución y posprocesamiento (figura 5).

Para la etapa de solución, OpenFOAM ofrece una gran variedad de *solvers*, con los cuales se pueden resolver problemas de la mecánica del medio continuo, tales como transferencia de calor, mecánica de sólido, electromagnetismo, reacciones químicas, flujos laminares y turbulentos. Adicionalmente, ofrece una gran cantidad de *utilities* para realizar tareas de preprocesamiento y posprocesamiento (como la discretización de la geometría, denominado mallado), y los resultados de posproceso, entre otros.

Una gran ventaja de OpenFOAM es la variedad de *solvers* y *utilities* que posee, ya que los usuarios pueden modificar o ajustar cualquier ejecutable para un caso de estudio específico.

Figura 5

Flujo de trabajo para simulaciones CFD en OpenFOAM



Fuente: Tomado de Guide, O. U. (2011). Programmers guide.

Discretización del disipador de calor con microcanales

El dominio computacional del disipador de calor con microcanales fue discretizado antes de ser implementado en la herramienta OpenFOAM, es decir, etapa de posprocesamiento, ya aludida. La creación del modelo 3D se realizará en el *software* FreeCAD de código libre, donde se dibujarán todas las modificaciones geométricas complejas del disipador de calor, generando así un conjunto de superficies en formato *.STL (siglas provenientes del término inglés *stereolithography*) que representan todo el cuerpo sólido. Se utilizaron varios archivos de superficies para implementar las condiciones de fronteras en cada una de las superficies, ya sea de Dirichlet, Neumann y Robin. El discretizado del disipador de calor con microcanales se realizó con las *utilities* que ofrece OpenFOAM, como blockMesh y snappyHexMesh.

Ahora bien, el blockMesh se utiliza para la creación de mallas simples a partir de bloques, especificando las coordenadas de sus vértices, donde se encuentran inmersas las superficies *.STL del disipador de calor. El bloque tiene dimensiones de 0.14, 0.05, 0.06 [m] en X,Y,Z, respectivamente. Por los espesores de las aletas del disipador de calor tan pequeños y variados, se utilizó una longitud de división de 1.0 [mm] en el blockMesh para todos los ejes coordenados (figura 6).

En el caso de snappyHexMesh, parte de una malla en bloque generada con blockMesh y un conjunto de superficies en formato *.STL, inmersas dentro del bloque, para crear la discretización, el disipador de calor con microcanales. Dados los redondeos y la escala micrométrica de los microcanales, se realizaron refinamientos en los bordes y en las superficies de las texturas para lograr una mejor captura de estas modificaciones geométricas complejas. Estos refinamientos aumentaron la cantidad de nodos y celdas, demandando mayor recurso computacional para obtener una mejor discretización, y que los bordes del disipador de calor no presentaran discontinuidades muy pronunciadas. Las discontinuidades de los bordes del disipador de calor y los diferentes refinamientos realizados se pueden ver en la figura 7.

Figura 6

Discretizado del disipador de calor utilizando la utilities blockMesh.

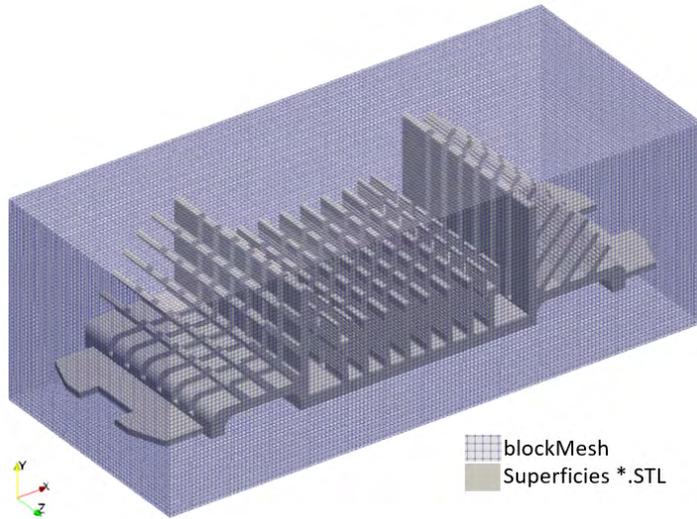
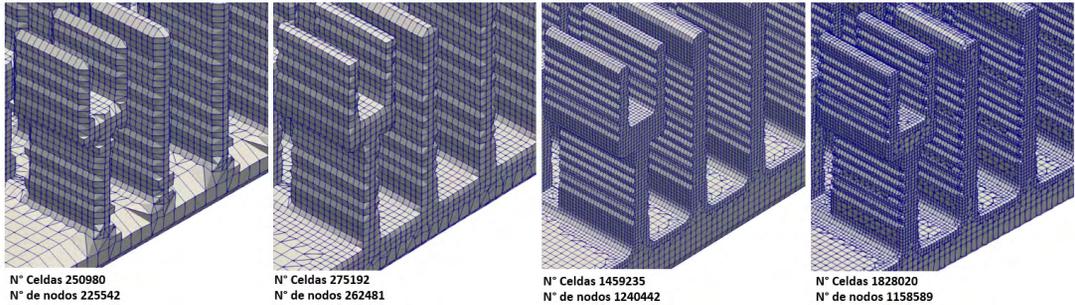


Figura 7

Discretizado del disipador de calor utilizando la utilities snappyHexMesh



Condiciones de frontera utilizadas en el disipador de calor con microcanales

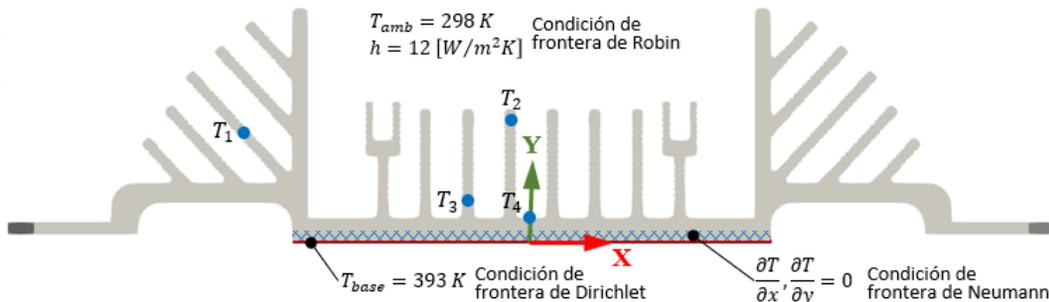
Las condiciones de frontera sobre las superficies del disipador de calor con microcanales fueron tomadas de la literatura consultada y representadas en el modelo experimental. La temperatura de la base del disipador de calor (llamada en el código BaseInf) fue tomada como una condición de Dirichlet, $T_{base} = 393 K$. Una temperatura de la base más alta puede perjudicar la funcionalidad de los dispositivos electrónicos (Bar-Cohen et al., 2007). Para las superficies de todas las aletas texturizadas micromecanizadas (llamadas en el código *cuerpo*) fue tomada como una condición de Robin, con un coeficiente de convección natural para el aire de $h = 12 [W/m^2 K]$ a una temperatura ambiente de $T_{amb} = 298 K$, calculada en OpenFOAM, a partir del gradiente de la temperatura en función de la diferencia de la temperatura sobre la superficie y ambiente, dada la siguiente ecuación. Esta condición de frontera fue implementada utilizando la librería GroovyBC (ver anexos 7.1).

$$\frac{\partial T}{\partial x}, \frac{\partial T}{\partial y} = -\frac{12 [W / m^2 K]}{180 [W / mK]} T = -0.06667 * T [K / m] \quad (9)$$

Por último, se estableció una condición de Neumann alrededor de la base del disipador de calor, definida como condición adiabática (llamada en el código BaseAis y BaseLat). Las condiciones de frontera sobre el disipador de calor se pueden ver en la figura 8.

Figura 8

Condiciones de frontera utilizadas en el disipador de calor y puntos de medición de temperatura sobre la superficie del disipador de calor



La propiedad de transporte utilizada para la simulación térmica en OpenFOAM es la difusividad térmica del material [m^2/s]; DT denomina por OpenFOAM, la cual es calculada con los valores del aluminio 6061-O, según datos del fabricante, a saber: la conductividad térmica del fue de $k=180 [W/mK]$, la densidad $\rho = 2700[kgm^3]$, y el calor específico $C_p = 880 [J/kgK]$ (ver anexos 7.2).

$$DT = \frac{180 [W / mK]}{2700 [kg / m^3] 880 [J / kgK]} = 7.5757e - 5 [m^2 / s] \quad (10)$$

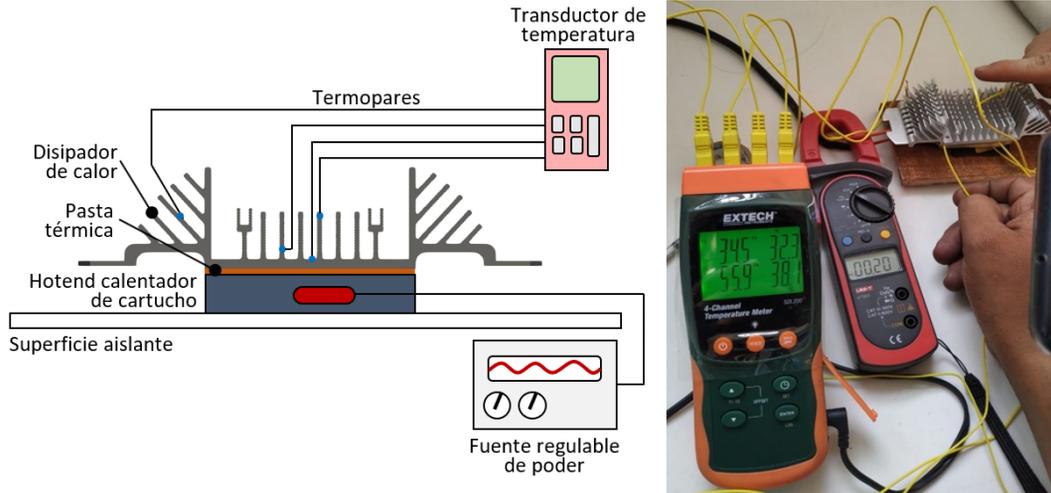
Para la validación de las simulaciones realizadas en OpenFOAM, se realizó un montaje experimental con el propósito de analizar el comportamiento de las temperaturas superficiales, en función del tiempo, hasta que se alcanzara un estado estacionario. Se tomaron cuatro puntos de medición de temperatura sobre una de las superficies exteriores de las aletas del disipador de calor: T_1 , T_2 , T_3 , T_4 . Las temperaturas fueron medidas con termopares SDL200 tipo K, con una resolución $0.1^\circ/1.0^\circ$, conectado a un transductor de temperatura Datalogging, 20M data records de 2G con tarjeta SD.

La superficie exterior del disipador de calor se seleccionó, por cuanto no está tan influenciada por los efectos de transferencia de calor por radiación entre superficies, ya que en las simulaciones no se tuvo en cuenta el efecto de radiación entre ellas. Esto contribuyó con la reducción de las causas de error entre los valores obtenidos de forma experimental y los obtenidos en las simulaciones.

Para controlar la temperatura de la base del disipador de calor se utilizó un *Hotend* calentador de cartucho, empleado en las impresoras 3D para calentar el filamento de 12V/24V y 70W, el cual incorpora un sensor de temperatura. El *Hotend* estaba conectado a una fuente regulable de poder, con ajuste de la temperatura de entrada. Para prevenir pérdidas de calor entre el *Hotend* y el disipador de calor, se usó pasta térmica para mejorar la transferencia de calor, y entre el *Hotend* y el ambiente se utilizó una superficie aislante en la base del *Hotend*. Adicional al control de la temperatura, las mediciones se realizaron en un cuarto con ambiente controlado, velocidad del aire y temperatura, lo cual permitió garantizar las repeticiones en la adquisición de las temperaturas sobre el disipador de calor. El diagrama del montaje experimental se muestra en la figura 9.

Figura 9

Diagrama del montaje experimental utilizado para medir las temperaturas sobre la superficie del disipador de calor



Distribución de temperatura sobre el disipador de calor con microcanales

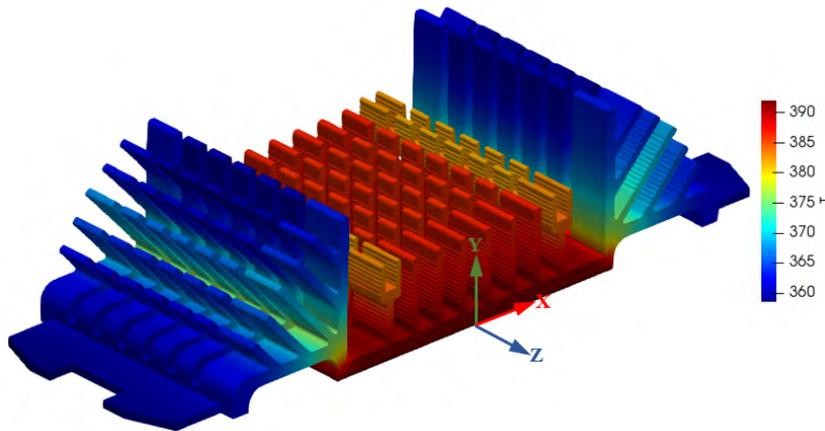
Dado que la distribución de temperatura es un indicador práctico de la transferencia de calor en muchas aplicaciones de ingeniería, en esta investigación se tomó para cuantificar la disipación de calor al ambiente. El montaje experimental tuvo como objetivo analizar en detalle la distribución de temperatura sobre una de las superficies del disipador de calor, haciendo un registro de estas en los cuatro puntos de medición, para compararla con los valores obtenidos en las simulaciones por OpenFOAM.

La distribución de temperatura del disipador de calor con microcanales para un tiempo de 240 [s], estado estacionario, obtenidas en la simulación por OpenFOAM, se muestran en la figura 10. Las aletas A1 son las que presentan mayores temperaturas, disminuyendo desde la base hasta su extremo; esto debido a que se encuentra debajo de la fuente de calor y su configuración geométrica no tiene formas complejas. Las aletas A2, por su configuración geométrica tipo Y, presenta una menor temperatura y una mejor disipación de calor. Las aletas A3,

por estar más alejadas de la fuente y por su posición oblicua, son las que evidencian las más bajas temperatura de los tres tipos de aletas.

Figura 10

Distribución de temperatura sobre las superficies del disipador de calor con microcanales



El error relativo entre las temperaturas medidas experimentalmente y las obtenidas, vía simulación por OpenFOAM para los cuatro puntos de medición en un tiempo de 240 [s], fue del 6.34%, siendo en valor aceptable en simulaciones. Las temperaturas obtenidas son mostradas en la tabla 1.

Tabla 1

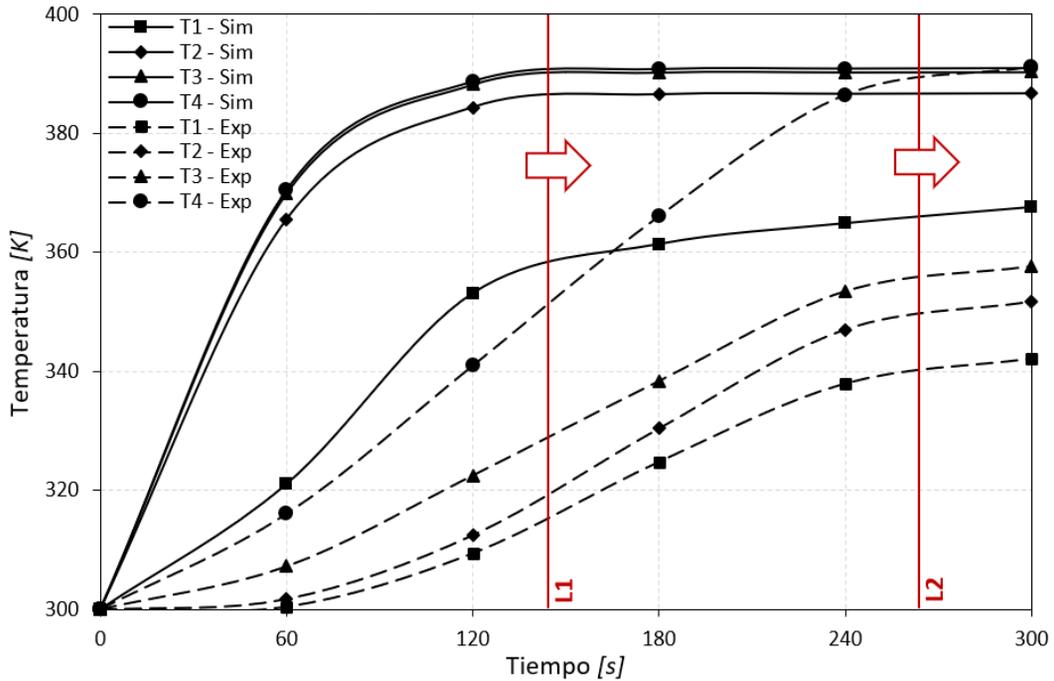
Temperatura medidas experimental y obtenidas en las simulaciones, con el cálculo del error relativo entre ellas

	T1	T2	T3	T4	Error %
Temperatura experimental [k]	340.2	351.7	357.7	391.1	6.34
Temperatura simulación [k]	364.8	386.4	390.2	390.6	

Para cada una de los cuatro puntos de medición de temperaturas, se realizó una comparación en función del tiempo entre los valores de temperatura obtenidos experimentalmente $T1-Exp$, $T2-Exp$, $T3-Exp$ y $T4-Exp$, y aquellos con la simulación por OpenFOAM $T1-Sim$, $T2-Sim$, $T3-Sim$ y $T4-Sim$, se muestran en la figura 11.

Figura 11

Temperatura de los datos obtenidos en la simulación por OpenFOAM con los obtenidos en el montaje experimental



Las curvas de temperatura obtenidas con los datos de simulación presentan valores más altos y se puede observar que llegan a un estado estacionario más rápido que los conseguidos de forma experimental, alrededor del tiempo de 140 [s]. Para los dos datos obtenidos por ambos medios, se pueden observar dos zonas divididas con las líneas L1 y L2, respectivamente. Las zonas de la izquierda representan la zona de precalentamiento, donde se lleva al disipador de calor desde su temperatura ambiente hasta una temperatura más alta.

Las zonas de la derecha, la zona de sostenimiento; la temperatura en el disipador de calor no varía con el tiempo; sin embargo, las zonas de precalentamiento son muy diferentes; para la simulación se encuentra a los 145 [s], mientras que para los datos obtenidos experimentalmente se presentan a los 265 [s]. Lo anterior responde a que en el modelo computacional se implementó

una condición de frontera de temperatura en la base del disipador máxima desde el tiempo cero, mientras en el montaje experimental se tenía una temperatura de la base del disipador de calor que no iniciaba máxima desde el tiempo cero, si no que tomaba tiempo en alcanzar el valor de temperatura máxima. Adicional, en el montaje experimental se presentan cambios en el aire circundante al inicio de las mediciones que no se tuvieron en cuenta en las simulaciones.

Conclusiones

Se abordó un estudio comparativo de la distribución de temperatura en un disipador de calor con microcanales, mediante simulación computación con la herramienta OpenFOAM y validación experimental. Los resultados obtenidos permiten llegar a conclusiones sobre la transferencia de calor en los disipadores de calor con geometría compleja.

Una de las principales hace referencia al uso de microcanales en las superficies extendidas, lo cual ayuda a mejorar la distribución de temperatura en el disipador de calor, con lo cual se mejora la transferencia de calor al ambiente. Conocer los perfiles de temperatura y la distribución de calor en disipadores con geometrías complejas es una parte importante para optimizar el intercambio de calor con el ambiente; ayudado con herramientas de simulación permite que la parte experimental no sea muy costosa.

Adicionalmente, los modelos analíticos asociados a la transferencia de calor en disipadores de calor son limitados cuando la geometría es en 3D y compleja, y la transferencia de calor por convección juega un papel fundamental; por lo tanto, con este estudio es posible usar la herramienta OpenFOAM para este tipo de desarrollos, con lo que se favorece el ahorro en tiempo y eficiencia en la optimización del diseño del disipador de calor.

Cabe señalar que siempre se presentará una diferencia entre los valores obtenidos con herramientas computacionales y las experimentales. Este error es asociado a las variables de poco o ningún control en el montaje experimental, a saber: las condiciones del entorno y las pérdidas de calor de la fuente que suministra la carga térmica al disipador. El error relativo entre los datos de temperatura obtenidos, tanto en la simulación por OpenFOAM como en el montaje experimental, en este estudio se encuentran en un valor bajo.

En este trabajo fue posible evidenciar la capacidad de la herramienta libre OpenFOAM para llevar a cabo análisis térmicos en 3D de manera satisfactoria y eficiente, mejorando aún más el desempeño al complementarlo con otras herramientas como FreeCAD. Además, la ventaja que tienen las herramientas libres de programar diferentes tipos de *solvers* o *utilities* a cualquier problema de ingeniería le otorga una gran flexibilidad al momento de la implementación.

Por último, a partir de los resultados obtenidos en este trabajo, surge la necesidad de efectuar un análisis del problema que incluya el aire circundante al disipador de calor, de modo que se tengan en cuenta aspectos fluidodinámicos que proporcionen información adicional del fenómeno de refrigeración sobre los microcanales y, de esta manera, tener un conocimiento más detallado del mismo.

Referencias bibliográficas

- Al-Damook, A., Kapur, N., Summers, J. L. & Thompson, H. M. (2015). An experimental and computational investigation of thermal air flows through perforated pin heat sinks. *Applied Thermal Engineering*, 89, 365–376. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.06.036>
- Andersson, B., Andersson, R., Håkansson, L., Mortensen, M., Sudiyo, R. & Van Wachem, B. (2011). *Computational fluid dynamics for engineers*.
- Bar-Cohen, Avram, Peng Wang & E. R. (2007). Thermal management of high heat flux nano-electronic chips. *Microgravity Science and Technology*, 19(3), 48–52.
- Bhattacharya, A. & Mahajan, R. L. (2006). Metal foam and finned metal foam heat sinks for electronics cooling in buoyancy-induced convection. *Journal of Electronic Packaging, Transactions of the ASME*, 128(3), 259–266. <https://doi.org/10.1115/1.2229225>
- Chamanroy, Z. & Khoshvaght-Aliabadi, M. (2019). Analysis of straight and wavy miniature heat sinks equipped with straight and wavy pin-fins. *International Journal of Thermal Sciences*, 146. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.106071>
- Charles, R. & Wang, C. C. (2014). A novel heat dissipation fin design applicable for natural convection augmentation. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 59, 24–29. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.10.014>
- Chu, W. X., Lin, Y. C., Chen, C. Y. & Wang, C. C. (2019). Experimental and numerical study on the performance of passive heat sink having alternating layout. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 135, 822–836. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.02.034>
- Dziubińska, A. & Gontarz, A. (2014). A new method for producing finned heat sinks for electronic applications. *Przegląd Elektrotechniczny*, 90(4), 74–77. <https://doi.org/10.12915/pe.2014.04.16>

- Flores, F., Garreaud, R. & Muñoz, R. C. (2013). CFD simulations of turbulent buoyant atmospheric flows over complex geometry: Solver development in OpenFOAM. *Computers and Fluids*, 82, 1–13. <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2013.04.029>
- Guide, O. U. (n.d.). Programmers guide. *JDT Core.*, Retrieved from on Apr.
- Ibrahim, T. K., Al-Sammarraie, A. T., Al-Taha, W. H., Salimpour, M. R., Al-Jethelah, M., Abdalla, A. N. & Tao, H. (2019). Experimental and numerical investigation of heat transfer augmentation in heat sinks using perforation technique. *Applied Thermal Engineering*, 160. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.113974>
- Khoshvaght-Aliabadi, M., Hassani, S. M. & Mazloumi, S. H. (2017). Performance enhancement of straight and wavy miniature heat sinks using pin-fin interruptions and nanofluids. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 122, 90–108. <https://doi.org/10.1016/j.cep.2017.10.002>
- Lazarov, B. S., Sigmund, O., Meyer, K. E. & Alexandersen, J. (2018). Experimental validation of additively manufactured optimized shapes for passive cooling. *Applied Energy*, 226, 330–339. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.05.106>
- Lee, H. (2022). *A new method for producing finned heat sinks for electronic application*. John Wiley & Sons.
- Lee, S. W. C. H. & Qu, W. (2007). Thermal design methodology for low flow rate single-phase and two-phase micro-channel heat sinks. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 30(4), 830–841. <https://doi.org/10.1109/TCAPT.2007.910157>
- Lei, T., Alexandersen, J., Lazarov, B. S., Wang, F., Haertel, J. H. K., De Angelis, S., Sanna, S., Sigmund, O. & Engelbrecht, K. (2018). Investment casting and experimental testing of heat sinks designed by topology optimization. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 127, 396–412. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.07.060>
- Lu, G., Zhao, J., Lin, L., Wang, X. D. & Yan, W. M. (2017). A new scheme for reducing pressure drop and thermal resistance simultaneously in microchannel heat sinks with wavy porous fins. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 111, 1071–1078. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.04.086>
- Nellis, G. & Klein, S. (2008). *Heat transfer* (Issue 1). Cambridge University Press.
- Ploteau, J., Nicolas, V. & Glouannec, P. (2012). Numerical and experimental characterization of a batch bread baking oven. *Applied Thermal Engineering*, 48, 289–295. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.04.060>
- Ramírez-Gil, F. J., Delgado-Mejía, Á., Foronda-Obando, E. & Olmos-Villalba, L. C. (2020). Thermal finite element analysis of complex heat sinks using open source tools and high-performance computing. *Revista Facultad de Ingeniería Universidad de Antioquia*.
- Shadlaghani, A., Tavakoli, M. R., Farzaneh, M. & Salimpour, M. R. (2016). Optimization of triangular fins with/without longitudinal perforate for thermal performance enhancement. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 30(4), 1903–1910. <https://doi.org/10.1007/s12206-016-0349-5>
- Tuckerman, D. B. & Pease, R. F. W. (1981). High-performance heat sinking for VLSI. *IEEE Electron Device Letters*, 2, 126–129.

Anexos

Condiciones de frontera

```
/*-----*- C++ -*-----*\
=====
\\      /  F ield          | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
\\      /  O peration     | Website: https://openfoam.org
\\      /  A nd           | Version: 8
|\\     /  M anipulation  |
\*-----*-
FoamFile
{
  version      2.0;
  format       ascii;
  class        volScalarField;
  object       T;
}
// *****

dimensions    [0 0 0 1 0 0 0];

internalField uniform 298;

boundaryField
{
  Cuerpo
  {
    type        groovyBC;
    gradientExpression "-0.06667 *T";
    fractionExpression "0";
    value       uniform 298;
  }
}
```

Estudio del desempeño de un disipador de calor con geometría compleja utilizando el método de volúmenes finitos con la herramienta Openfoam

```
BaseInf
{
    type          fixedValue;
    value         uniform 393;
}

BaseAis
{
    type          zeroGradient;
}

BaseLat
{
    type          zeroGradient;
}
}
```

```
// ***** //
```

Propiedades de transporte

```
/*-----* C++ *-----*\
=====
\\ / F ield | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
\\ / O peration | Website: https://openfoam.org
\\ / A nd | Version: 8
| \\ / M anipulation |
\*-----*/
FoamFile
{
    version      2.0;
    format       ascii;
    class        dictionary;
    location     "constant";
    object       transportProperties;
}
// ***** //

DT          DT [0 2 -1 0 0 0 0] 7.5757e-5;

// ***** //
```

Desarrollo de gasificadores para el aprovechamiento energético de biomasa en bajas potencias

Yuhan A. Lenis¹

Andrés David Morales Rojas²

Aprovechamiento energético de biomasa mediante gasificación

La biomasa es considerada un recurso energético renovable de gran potencial para alcanzar la meta de diversificación de la canasta energética mundial. Algunas de sus características más importantes son su alta disponibilidad, distribución descentralizada y capacidad para ser transformada mediante procesos biológicos y termoquímicos en otros energéticos de fácil aprovechamiento en equipos térmicos convencionales (Bridgwater, 1995; Pérez *et al.*, 2012; Raman *et al.*, 2013).

También se destaca la capacidad que tienen los sistemas basados en este energético, para gestionar la transformación de acuerdo con la demanda; lo anterior, sin que haya un desaprovechamiento del recurso, característica que claramente diferencia la biomasa de las demás fuentes de energía renovable, exceptuada la hidroelectricidad. Entre los procesos disponibles para la transformación energética, se destaca la gasificación, mediante la cual se obtiene un gas combustible de baja densidad energética compuesto, principalmente, por monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO₂), metano (CH₄), hidrógeno (H₂), nitrógeno (N₂) y bajas cantidades de otros hidrocarburos (HCs) e impurezas.

1 PhD en Ingeniería Mecánica, Institución Universitaria Pascual Bravo. Correo electrónico: yuhan.lenis@pascualbravo.edu.co. ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0003-2468-7874>

2 Magíster en Ingeniería, Institución Universitaria Pascual Bravo. Correo electrónico: andres.morales@pascualbravo.edu.co. ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0003-2876-8719>

La gasificación también puede ser clasificada como un proceso de combustión incompleta con el cual se busca maximizar la generación de *inquemados* tales como CO, HCs y H₂, a la vez que se mantiene una alta tasa de transformación del sólido, aunque, a diferencia de la combustión convencional, no se busca el aprovechamiento del calor, sino la generación de un gas combustible. Como todo proceso de combustión, en la gasificación se requiere de un oxidante, en este caso llamado *agente gasificante*. Por disponibilidad, el más empleado es el aire, el cual está compuesto por 21% O₂ y 79% N₂ (%Vol.); de ahí que su uso conlleve a la principal desventaja encontrada para el proceso. Y es que en la corriente de gases combustibles, se tienen concentraciones de gases inertes (N₂ + CO₂) cercanas al 60%. Lo anterior deriva en un gas de bajo contenido energético, con una concentración energética (en adelante, poder calorífico inferior, PCI) entre 4 y 6 MJ/Nm³, denominado también *gas pobre*.

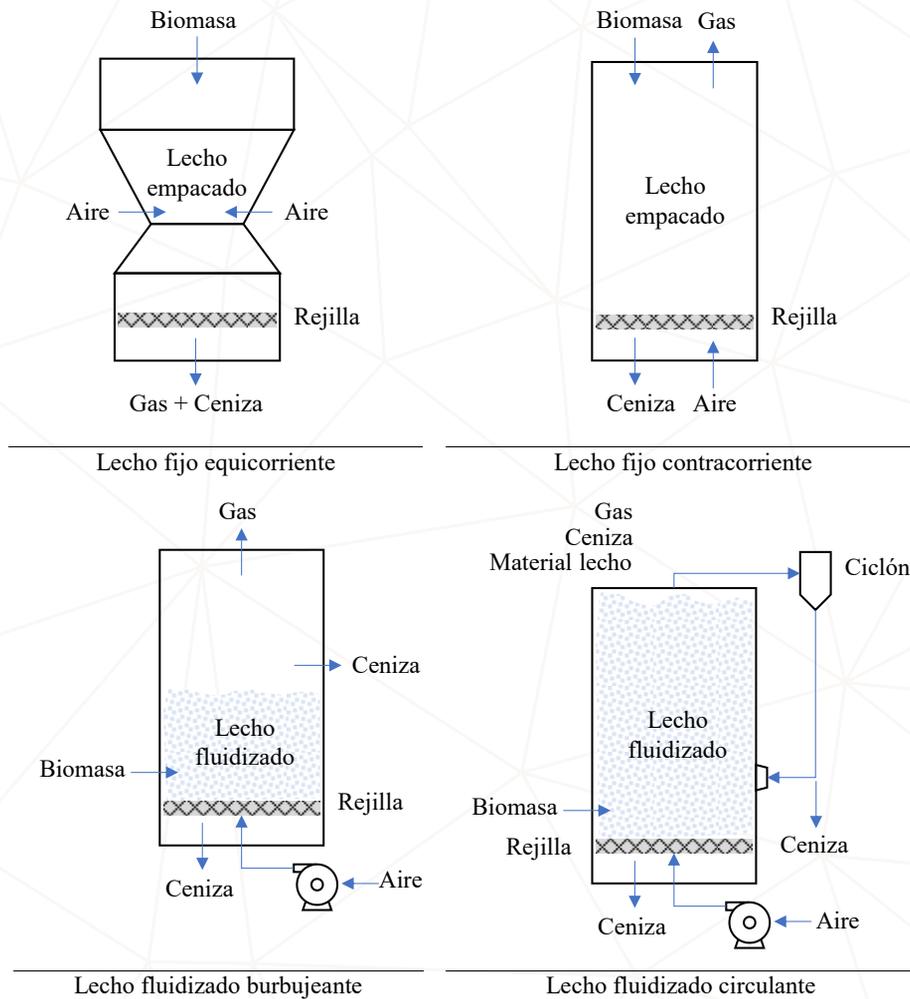
En un reactor de gasificación se pueden identificar los subprocesos de secado, desvolatilización o pirólisis, oxidación y reducción. El secado se logra cuando la biomasa alcanza temperaturas cercanas a 100 °C. Luego se tiene la pirólisis, proceso globalmente endotérmico que se da a temperaturas alrededor a 400 °C; desde la biomasa se libera la fracción más volátil (CO, CO₂, CH₄, H₂, N₂ y vapor de agua, principalmente) y los alquitranes, quedando la fracción sólida (carbono fijo + cenizas), llamada también *carbón vegetal*. Durante el subproceso de reducción, se descompone térmicamente el carbón y parte de los alquitranes, originando los principales gases combustibles del proceso de gasificación. Por su parte, la oxidación parcial se da a temperaturas entre 800 °C y 1200 °C; de esta manera se libera la energía requerida por los demás subprocesos.

Con más de dos siglos de desarrollo, la gasificación ha alcanzado el nivel comercial, principalmente, con los reactores clasificados como de lecho fijo (o empacado) y de lecho fluidizado. En la figura 1 se presentan cuatro de las principales configuraciones. Otras configuraciones se pueden encontrar en los siguientes trabajos Harting *et al.* (2014); Ruiz y otros (2013); The International Bank (1999).

Algunos de los factores que orientan la selección de la configuración del reactor son las propiedades fisicoquímicas y granulométricas de la biomasa disponible y la calidad del gas requerido. Estos aspectos serán analizados en la Sección 2.1. Para bajas potencias de generación eléctrica (< 2 MWe), la transformación energética de combustibles se da, esencialmente, en motores

de combustión interna alternativos, por lo que, si se quiere hacer uso de la gasificación, la configuración de lecho fijo equicorriente es la más adecuada, sobre todo, por la menor cantidad de impurezas y alquitranes en el gas generado. El orden de los subprocesos, así como temperaturas y productos típicos de esta tecnología, se presentan en la figura 2.

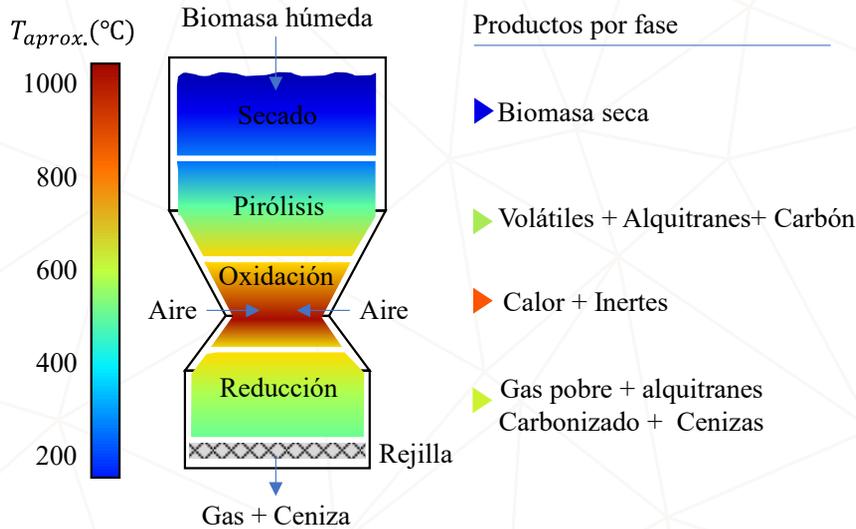
Figura 1
Principales tipos de gasificadores



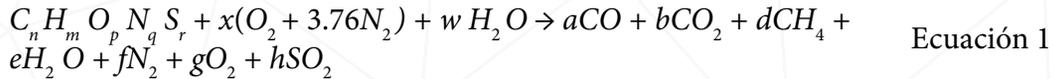
Fuente: Adaptado de Lenis (2013) y The International Bank (1999).

Figura 2

Gasificador de lecho fijo equicorriente, temperaturas y procesos



Fuente: Adaptada de Lenis (2013).



Representando la biomasa, a partir de su análisis elemental como $C_n H_m O_p N_q S_r$, y el aire como $(O_2 + 3.76N_2)$, la reacción global de gasificación se muestra en la Ecuación 1 (Pérez, 2009). Con dicha reacción como base, el efecto de las principales variables del proceso de gasificación sobre el desempeño del sistema se analiza a continuación:

- Temperatura del proceso: con su aumento, se ve favorecida la cinética de las reacciones de desvolatilización, oxidación y reducción. En particular, en la zona de reducción, mayores temperaturas facilitan la descomposición térmica del carbón y de los alquitranes que vienen desde la zona de pirólisis, lo que favorece el PCI del gas y, en general, todos los indicadores de desempeño del proceso. También se ha indicado que valores bajos de temperatura reducen el rendimiento de conversión del carbón y aumentan la producción de alquitranes (Sansaniwal *et al.*, 2017; Tinaut *et al.*, 2008).

- Humedad de la biomasa: el subproceso de secado es endotérmico, por lo que a mayor humedad menor energía disponible para los demás subprocesos, lo que deriva en menor temperatura del proceso. Al respecto, se ha indicado que para procesos de gasificación la máxima humedad admisible es del 20%.
- Composición química de la biomasa: se han probado diversas biomasa entre las que se encuentran residuos agroindustriales, residuos sólidos urbanos, biomasa provenientes de cultivos energéticos, entre otros. Todos ellos con caracterizaciones químicas diferentes; sin embargo, no se ha establecido completamente qué elementos o compuestos favorecen más el desempeño del proceso. Es claro que entre mayor sea el PCI de la biomasa, y menor su contenido de cenizas y azufre, mejor desempeño tendrá el gasificador (Lenis, 2013).
- Tamaño de partícula: es claro que el tamaño de la partícula de biomasa impacta directamente sobre la selección del tipo de reactor y en el desempeño del proceso. En el caso de los reactores de lecho fluidizado, el tamaño suele ser menor a 5 mm, y este parámetro junto con su densidad inciden en la selección del tiempo de residencia. En el caso de los sistemas de lecho fijo, cuando se tienen biomasa con diámetros considerablemente grandes en relación con el diámetro de la garganta del lecho, se pueden presentar problemas de obstrucción o atascamiento del lecho; además, con el tamaño disminuye el área superficial para la misma cantidad de masa, razón por lo cual también se ve afectada la velocidad de reacción del proceso. Por otro lado, partículas muy pequeñas ocasionan que la radiación de energía, desde la zona de oxidación, tenga poca penetración; por ello, disminuye el espesor del frente de llama y, además, se ve reducida la tasa de reacción del proceso (Porteiro *et al.*, 2010; Verdeza *et al.*, 2019).
- Densidad de la biomasa: la mayoría de los equipos disponibles comercialmente para gasificación en lecho fijo tienen la capacidad de procesar, de forma práctica, cualquier tipo de biomasa, con limitaciones de densidad mínima que oscilan entre 200kg/m³ y 250 kg/m³; no obstante, y pese a que la tecnología sea de gasificación en lecho fijo, se han desarrollado sistemas

especializados en procesar biomasa con baja densidad aparente, por ejemplo, los gasificadores de lecho fijo para procesar cascarilla de arroz, cuya densidad suele estar en torno a los 125 kg/m³. La densidad de la biomasa juega un rol importante en la termoquímica del proceso, pues para la misma cantidad de aire, una mayor densidad ocasiona que el proceso se desarrolle con un menor dosado relativo; es decir, más alejado de la zona de combustión estequiométrica. Esta condición se puede regular modificando el flujo de aire, por lo que su efecto estaría más centrado en el tamaño del equipo de gasificación. De esta manera, para la misma potencia térmica, cuando se procesan materiales con mayor densidad, el equipo suele ser de menor tamaño que en el caso contrario (Bharath *et al.*, 2018; Li y Chen, 2018; Po, 2007).

- Flujo de biomasa y flujo de aire: cuando el oxidante es aire, la cantidad empleada se suele caracterizar mediante el dosado relativo del proceso o la relación de equivalencia (ER); ambos indican la relación en masa entre la cantidad de combustible y aire usado, en comparación con la requerida para un proceso de combustión estequiométrica (ver Ecuación 2).

$$F_{rg} = \frac{F_{real}}{F_{stq.}} = \frac{\left(\frac{\dot{m}_{bms}}{\dot{m}_{aire}} \right)_{real}}{\left(\frac{\dot{m}_{bms}}{\dot{m}_{aire}} \right)_{stq.}}, ER = \frac{1}{F_{rg}} \quad \text{Ecuación 2}$$

Usualmente, se indica un F_{rg} cercano a 3.0 como un valor óptimo para procesos de gasificación. Con este dosado relativo se logra un equilibrio entre la restricción del aire para el proceso y la temperatura máxima alcanzada por el mismo, de manera que se obtiene la mayor generación de componentes combustibles. Sin embargo, varios autores coinciden en que el valor óptimo depende de la composición físico-química de la biomasa, de su granulometría y de las características del lecho. De esta manera, se han indicado dosados relativos entre 4.0 y 6.0 para la gasificación en lecho fijo de cascarilla de arroz (Susastriawan *et al.* 2019a), y cercanos a 3.0 para el mismo material, pero en lecho fluidizado (Loha *et al.*, 2013).

Toda vez que se han identificado los factores que más influyen el desempeño del proceso, se han propuesto modificaciones estructurales y de funcionamiento a los reactores buscando un mayor rendimiento; en este sentido, los cambios más destacables se han logrado modificando el agente gasificante y la forma de aportar el calor al lecho. Con el uso de agentes oxidantes alternativos, como vapor de agua, aire enriquecido en oxígeno, dióxido de carbono, entre otros, se ha identificado que se puede aumentar el PCI del gas y orientar el proceso hacia la formación de componentes específicos.

De esta manera, se ha establecido, por ejemplo, que el vapor de agua favorece la formación de H_2 , mientras que el CO_2 , de CO . Lo anterior, si se consigue mantener la temperatura del proceso en valores cercanos a los 800 (Gokon *et al.*, 2012; Loutzenhiser & Muroyama, 2017). Siempre que se pueda reducir la cantidad de nitrógeno que ingresa al reactor, se obtendrán beneficios tanto en calidad del gas como en desempeño térmico del proceso, debido a que el nitrógeno aumenta la velocidad del gasificante, actúa como un sumidero de calor disminuyendo la temperatura máxima, y, por lo tanto, reduce el contenido energético del gas producido.

Diseño de gasificadores de lecho fijo

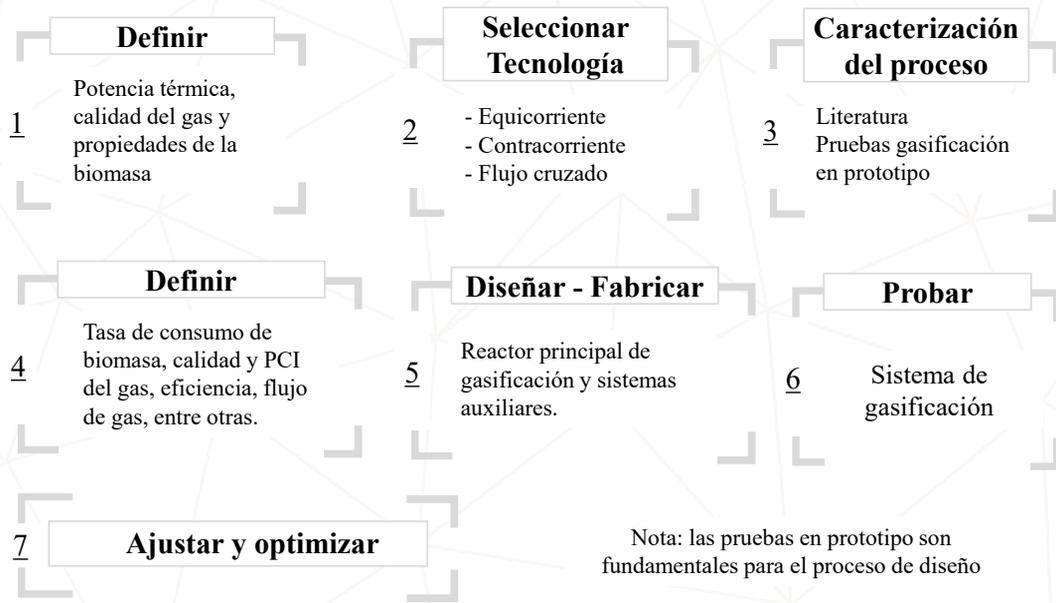
Como primer paso para el diseño del reactor, se debe definir la potencia térmica requerida a la salida del equipo, el tipo y propiedades de la biomasa por emplear y la calidad deseada para el gas de gasificación. Seguidamente, se procede con la selección de la tecnología. En este estudio, solo se consideran los tres sistemas con mayor nivel de madurez tecnológica. Aunque existen diversas metodologías para el diseño de este tipo de equipos, se recomienda que para sistemas de lecho fijo se proceda con pruebas de desempeño desarrolladas en sistemas de caracterización, de donde se debe obtener, principalmente, tasa específica de gasificación (SGR por sus siglas en inglés), PCI del gas, y rendimiento en frío del sistema (CGE por sus siglas en inglés).

A partir de dicha información, y empleando balances de masa y energía, así como algunas relaciones heurísticas, se pueden determinar las dimensiones principales del reactor, lo que da paso al dimensionamiento y modelado CAD del sistema y de sus principales componentes. Finalmente, se tendría el proceso

de puesta en marcha y optimización del sistema. De esta manera, la figura 3 presenta la metodología propuesta. Se destaca que a diferencia de otras propuestas de diseño, la realización de pruebas experimentales en prototipos se considera de gran importancia para el dimensionamiento del equipo.

Figura 3

Metodología de diseño para sistemas de lecho fijo



Debido a que la potencia térmica de diseño, los requerimientos de calidad del gas y la biomasa de la que se disponga son condiciones particulares de cada proyecto, en este trabajo no se detalla su definición. De igual manera, sucede con los procesos de puesta a punto y optimización del equipo, por lo que tampoco son abordados a profundidad.

Selección de la tecnología de gasificación

Tal como se presenta en la Sección 1, existen diversas tecnologías de gasificación, cada una con características, niveles de complejidad y calidad del gas diferente. Los reactores en los que las partículas permanecen semiestáticas y en constante contacto entre ellas son conocidos como reactores de lecho fijo; en cambio, en los de lecho fluidizado, como su nombre lo indica, las partículas se mantienen suspendidas en una corriente de flujo. Las principales configuraciones de los reactores se presentan en la figura 1. Sus características se resumen en la tabla 1, de donde se destaca que la temperatura máxima típica de operación de estos sistemas se encuentra por encima de 800 °C, y que el sistema con menor generación de alquitranes es el de lecho fijo en equicorriente. La generación de alquitranes cobra vital importancia, si se considera el uso final del gas en motores de combustión interna, donde un alto contenido de alquitranes podría generar depósitos en las válvulas y ocasionar un desempeño inadecuado de la máquina térmica. Por otro lado, es de resaltar que por lo general las tecnologías de gasificación tienen un CGE alrededor del 70% cuando operan a su capacidad de diseño; sin embargo, su desempeño se reduce sustancialmente cuando se tiene operación a carga parcial. Adicionalmente, su capacidad de procesar biomasa depende del tamaño y número de reactores que se utilicen y usualmente presentan dificultades de escalado, cuando se busca ampliar la capacidad de una sola unidad.

Tabla 1
Características principales de los sistemas de gasificación

Tipo de reactor	Temperatura de reacción (°C)	Generación de alquitranes	Generación de partículas	Rango de potencia (MW) Min. -Máx.
Fijo equicorriente	1000	Muy bajo	Moderado	0.01-2
Fijo contracorriente	1000	Muy alto	Moderado	1-10
Fijo cruzado	900	Muy alto	Alto	0.1-2
Arrastrado	1000	Bajo	Muy alto	5-50
Fluidizado rápido	850	Bajo	Muy alto	2-50
Fluidizado circundante	850	Bajo	Muy alto	2-50

Fuente: Adaptada de Pérez y Osorio (2014)

Como se puede observar en la tabla 1, uno de los parámetros que delimita la selección de la tecnología, es el nivel de potencia; en muchos casos se toma como base la potencia eléctrica generada. De esta manera, para instalaciones de baja capacidad se suelen emplear reactores de lecho fijo, primordialmente, en equicorriente, mientras que las mayores potencias son dominadas por sistemas de lecho fluidizado, cuya capacidad de procesamiento de biomasa suele ser diez veces o más que la alcanzada en reactores de lecho fijo (Pérez y Osorio, 2014). Esta delimitación se debe al nivel de complejidad de la instalación y a que no se recomiendan diámetros superiores a 1.5 m en sistemas de lecho fijo; esto con el fin de garantizar la adecuada distribución del aire al interior del reactor (Basu, 2010).

Cuando el fin último del proceso no es generar energía eléctrica, sino, simplemente, generar calor con la combustión del gas, la selección de la tecnología obedece a los requerimientos de potencia térmica, a la calidad del gas requerida y las características del combustible, especialmente su granulometría. En cuanto a la potencia, la delimitación es similar, es decir, reactores de lecho fijo en bajas potencias y fluidizados para altas. Por otro lado, los sistemas de lecho fluidizado operan con partículas, cuyo tamaño se encuentra en el rango de los milímetros; lo anterior, debido a que el tamaño de partícula es directamente proporcional a los requerimientos de potencia del sistema de fluidización. Mientras los reactores de lecho fijo requieren tamaños un poco mayores, en el orden de los centímetros (Bridgwater, 1995), aunque en algunos casos se ha logrado gasificar bajo lecho fijo partículas tan pequeñas como las del aserrín, en equipos diseñados específicamente para esa biomasa (Lenis *et al.*, 2013; Susastriawan *et al.*, 2018).

Caracterización fisicoquímica de la biomasa

Antes de iniciar con el diseño de un reactor, es recomendable realizar el análisis próximo a la biomasa de interés, con el fin de determinar la fracción másica de material volátil, humedad, carbono fijo, ceniza y PCI. Otro estudio típico recomendado es el elemental, el cual indica las fracciones de Carbono (C), Hidrógeno (H), Oxígeno (O), Nitrógeno (N) y Azufre (S). Estos análisis posibilitan, mediante modelos, acercarse a la concentración esperada para cada

uno de los componentes del gas pobre, e identificar el desempeño esperado para los reactores.

Otras características de la biomasa que pueden ser consideradas en el diseño del sistema son: factor de empaquetamiento, densidad de partícula, área superficial de partícula, distribución granulométrica de tamaños, forma y tamaño característico, esfericidad, entre otras. Para mayor detalle se puede consultar la referencia (Lenis, 2013).

Caracterización de un combustible mediante gasificación

Si bien el desempeño del proceso de gasificación en lecho fijo con el uso de una biomasa, en particular, puede ser proyectado mediante el uso de modelos termoquímicos y estadísticos o mediante la revisión de la literatura especializada, como principal insumo para el proceso de diseño de sistemas de lecho fijo, se propone el desarrollo de pruebas experimentales de caracterización. Uno de los sistemas que puede ser empleado para este propósito es la configuración de lecho fijo equicorriente invertido que se muestra en la figura 3.

El equipo propuesto consta de un lecho de 0.1 m de diámetro interno y 0.5 m de longitud, el cual debe contar con un aislamiento térmico para disminuir las pérdidas de calor hacia el ambiente. El reactor debe disponer de por lo menos tres termopares tipo K, igualmente espaciados, y debe ir montando sobre una celda de carga balanceada que permita determinar el peso del reactor en todo momento. También se debe contar con un dispositivo para la medición del flujo de aire. Buscando disminuir el impacto ambiental del gas producido durante las pruebas, este debe ser quemado con ayuda de un sistema de antorcha.

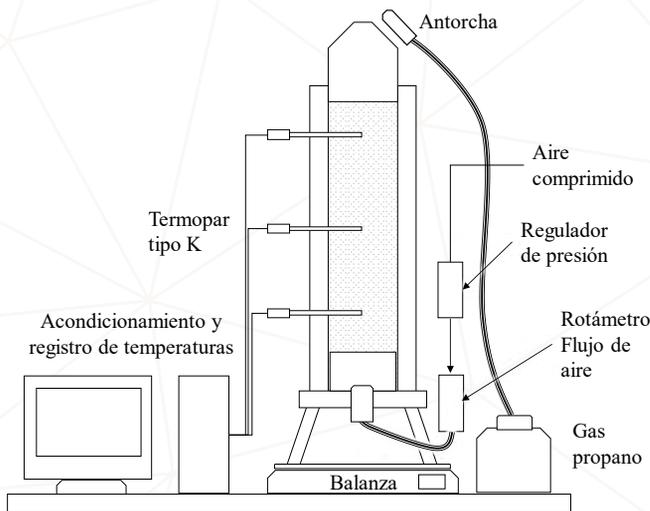
Con las mediciones de temperatura, de la pérdida de peso del reactor y de la medida del flujo de aire de alimentación se determinan los parámetros característicos del proceso. Para mayor claridad sobre el procedimiento se recomienda la revisión de la referencia (Lenis *et al.*, 2022).

La configuración presentada en la figura 4 puede presentar variaciones de acuerdo con la prueba deseada; además, no permite realizar pruebas en estacionario con alimentación continua de biomasa, por lo que los ensayos se desarrollan por lotes (tipo *batch*). Los ensayos siguen las siguientes etapas:

- El lecho del gasificador se llena del material a gasificar (biomasa), siguiendo una metodología que evite la formación de caminos preferentes.
- Se suministra el agente gasificante por la parte inferior.
- Se enciende la biomasa en la parte superior del gasificador.
- El frente de llama desciende por el gasificador, consumiendo el material que se ha depositado en el lecho. Al mismo tiempo, con ayuda de al menos tres termopares y un sistema de adquisición de datos, se miden y se almacenan los datos la temperatura y tiempo de manera dinámica, lo que permite conocer la ubicación del frente de llama.
- Durante el experimento se debe tomar la pérdida de peso del gasificador, con datos registrados por lo menos cada minuto.
- El experimento se termina una vez el frente de llama ha alcanzado la parte inferior del gasificador.

Figura 4

Instalación experimental



A partir de los datos medidos de temperatura, variación de la masa y tiempo, se pueden calcular los demás parámetros característicos del proceso, como la velocidad del frente de llama y la tasa de consumo de biomasa. Las relaciones para su cálculo se presentan en la tabla 2.

Tabla 2

Parámetros característicos de procesos de gasificación en lecho fijo

Parámetro	Ecuación
Velocidad del frente de llama	$V_{ff} = \frac{X}{t_{3,1}}$ $\therefore \Delta t = t_3 - t_1 @ 400^\circ C$
Consumo volumétrico de biomasa	$\dot{V}_{bms} = A \cdot V_{ff}$
Tasa de consumo de biomasa	$\dot{m}_{bms} = \dot{V}_{bms} \cdot \rho_{bms}$
Tasa específica de gasificación	$SGR = \frac{\dot{m}_{bms}}{A}$
Relación de equivalencia	$ER = \frac{1}{F_{rg}}$
Flujo másico de gas de gasificación*	$\dot{m}_{gp} = \dot{m}_{air} - \frac{dW(t)}{dt}$
Poder calorífico inferior del gas volumétrico	$PCI_{gp} = \sum_i Y_i \cdot PCI_i$ $\therefore i = CO, CH_4, H_2$
Poder calorífico inferior del gas base másica	$PCI_{gp}^* = \frac{1}{\dot{m}_{gp}} \cdot \dot{m}_{gp} \cdot PCI_{gp}$
Densidad del gas	$\rho_{gp} = \frac{P}{RT}$
Potencia térmica del gas	$P_{th, gp} = \dot{m}_{gp} \cdot PCI_{gp}^*$

Parámetro	Ecuación
Potencia térmica primaria	$P_{th,bms} = \dot{m}_{bms} \cdot PCI_{bms}$
Eficiencia del gas en frío (%)	$CGE = \frac{P_{th,gp}}{P_{th,bms}}$
Tasa de generación de carbonizado	$\dot{m}_{char} = \dot{m}_{bms} - \dot{m}_{gp}$

* es medida de la masa de biomasa en el reactor en el tiempo.

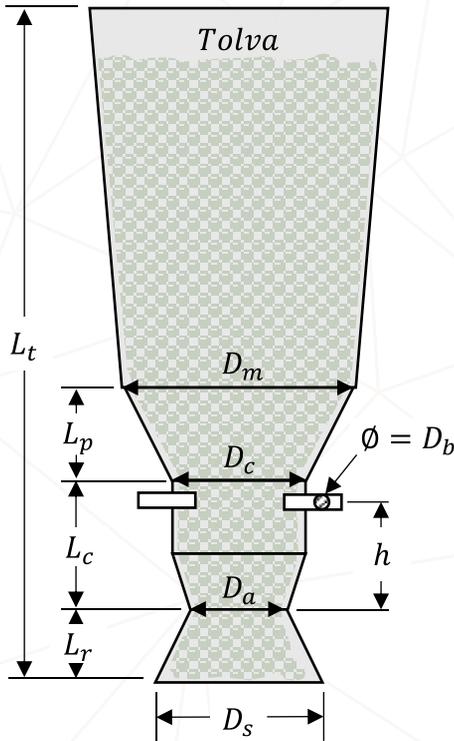
Dimensionamiento del reactor

Existen diversas metodologías de gasificación en lecho fijo equicorriente, muchas de las cuales emplean relaciones empíricas para el dimensionamiento del sistema. En estas se parte, bien sea del flujo requerido de gas o de la cantidad de biomasa a procesar, información que puede provenir de modelos o de la suposición de parámetros de desempeño y su relación con la potencia de diseño (Pérez *et al.*, 2008). Estas metodologías han sido empleadas con éxito en el dimensionamiento de gasificadores de cono invertido (o de garganta), usados en el procesamiento de materiales sólidos con densidades aparentes superiores a los 200 kg/m³.

En la figura 5 se presentan las relaciones matemáticas utilizadas para el dimensionamiento de este tipo de reactores (Castello, 2014), muchas de las cuales se derivan de la metodología descrita en (Reed & Golden, 1988). Vale la pena destacar que la existencia de un cono invertido facilita la operación en estado estable del sistema, ya que favorece que el frente de llama se mantenga en cercanías a los puertos de entrada del aire (Castello, 2014; Pérez *et al.*, 2008; Reed & Golden, 1988). Respecto a la tolva, para su pendiente de caída, se debe utilizar un ángulo superior a 45 grados sobre la horizontal, demandando que este sea mayor cuanto más granulado sea el material.

Figura 5

Dimensionamiento de gasificador de lecho fijo equicorriente con garganta



$$0.4 \leq \frac{F_{gp}}{\pi \cdot \left(\frac{D_a}{2}\right)^2} \leq 0.9$$

$$1.8 \leq \frac{D_c}{D_a} \leq 2.1$$

$$2.0 \leq \frac{D_s}{D_a} \leq 2.6$$

$$3.4 \leq \frac{D_m}{D_a} \leq 7.7$$

$$0.03 \leq \frac{n\pi \frac{D_b^2}{4}}{\pi \frac{D_a^2}{4}} \leq 0.08$$

$$0.7 \leq \frac{h}{D_a} \leq 1.2$$

$$0.65 \leq \frac{2L_r}{D_a + D_s} \leq 1$$

$$1.4 \leq \frac{L_c}{L_r} \leq 1.6$$

$$0.2 \leq \frac{L_r + L_c}{L_t} \leq 0.35$$

$$L_p = L_t - L_c - L_r$$

Fuente: Adaptado de Castello, A. (2014).

Por otra parte, el diseño de gasificadores de lecho fijo para biomásas con baja densidad aparente, ha sido abordado en muy pocas oportunidades, debido, especialmente, a dificultades asociadas al flujo de biomasa al interior del lecho y a la fluidización de las partículas más pequeñas (Lenis y Pérez, 2014; Susastriawan y Saptoadi, 2017). Aunque actualmente se dispone de ofertas comerciales para este tipo de biomásas, el proceso de diseño de los reactores no se encuentra completamente documentado o hace parte del *know-how* de las empresas.

Considerando la anterior problemática y buscando aportar en este campo de conocimiento, en el siguiente apartado se detalla, a manera de caso de estudio, el diseño de un reactor para aprovechamiento energético de cascarilla de arroz para una potencia nominal de 20 kWth. Vale la pena destacar que en las investigaciones reportadas en la literatura para este tipo de biomasa, no se cuenta con una propuesta de diseño que considere desde la realización de pruebas experimentales hasta el diseño y fabricación del equipo. Este aspecto constituye el principal aporte del presente estudio.

Caso de estudio: diseño de un reactor de 20 kWth para cascarilla de arroz

Aunque se tienen referencias documentadas de sistemas de gasificación fluidizados operando con cascarilla de arroz, en los que se hace uso de catalizadores para la reducción de los alquitranes generados (Bharath *et al.*, 2018; Makwana y Mishra, 2019; Zhang *et al.* 2018), en el presente caso de estudio no se consideran estos sistemas, debido a su nivel de complejidad. Por lo tanto, se opta por la tecnología de lecho fijo, que además es la recomendada para el rango de potencia seleccionado. Dentro de esta subcategoría, se selecciona la configuración en equicorriente por permitir la generación de un gas con bajo nivel de alquitranes, lo cual facilitaría el uso futuro del gas en motores de combustión interna, aspecto de gran relevancia, si se considera su aprovechamiento energético en molinos arroceros.

A pesar del bajo tamaño de partícula y densidad aparente de la cascarilla de arroz, existen referencias del diseño y la operación de gasificadores de lecho fijo, considerando este tipo de biomasa, tanto aen el ámbito experimental

como en el comercial. Se selecciona el sistema en el que no se consideran variaciones de área al interior del reactor, con el fin de facilitar el flujo de material sólido al interior del lecho.

En las siguientes secciones, siguiendo la metodología propuesta, se parte de la definición de propiedades del combustible; luego, partiendo de la revisión de experiencias previas de gasificación de cascarilla, se diseña un grupo de experimentos conducentes a determinar los parámetros de desempeño característicos del proceso, con lo que finalmente se diseña el sistema.

Propiedades físicas y químicas de la cascarilla de arroz

La cascarilla es un residuo del proceso de producción del arroz; sus propiedades físicas y químicas dependen del tipo de arroz y, por ende, de la zona geográfica en la que se cultiva. En general, esta biomasa presenta una baja densidad, cercana a 125 kg/m^3 , característica que dificulta su transporte y almacenamiento. Pese a tener un PCI bajo (13 MJ/kg) y alta dificultad para encender, la cascarilla de arroz encuentra aplicación como combustible en calderas y hornos, especialmente, por su bajo contenido de azufre.

En las tablas 3 y 4 se presentan los análisis próximo y elemental, respectivamente, para esta biomasa.

Tabla 3

Análisis próximo de la cascarilla de arroz, %w.t.

Ref.	Humedad	Ceniza	Carbono fijo	Volátiles
Estudio 1	11.51	17.49	14.64	56.35
Estudio 2	0	19.5	19.9	60.6
Estudio 3	0	23.2	15.3	61.5
Estudio 4	9.8	23.0	12.5	54.7
	10.1 -12	15.8-23.0	12.7-17.4	56.4-69.3

Fuente: Adaptada de Htet, M. T. (2018).

Tabla 4*Análisis último y poder calorífico de la cascarilla de arroz, porcentaje por peso*

Ref.	C	H	O	N	S	Ceniza	Hum.	PCI (MJ/kg)	PCS (MJ/kg)
Estudio 1	35.49	4.56	30.44	0.51	Poco	17.49	11.51	13.1	14.7
Estudio 2	39.0	4.9	33.97	0.53	<0.01	21.6	10.1 – 12	13.4	15.3
Estudio 3	35.6	5.2	35.8	0.2	-	23.2	0	14.5	14.5

Fuente: Htet, M. T. (2018).

Gasificación de cascarilla bajo sistemas de lecho fijo

El uso de sistemas de lecho fijo para gasificación de cascarilla, se viene refiriendo desde hace ya varias décadas; de hecho, en 2015 se presentó un informe de sistemas de gasificación comerciales usados en Camboya para la generación de electricidad con base en este residuo, en el cual se detallan instalaciones con unidades que van hasta los 750 kWe (Nguyen & Ha-duong, 2014). Estudios como el de Son Ling *et al.* (1998), Ma *et al.* (2015) y Yoon *et al.* (2012); también muestran un proceso de gasificación exitoso en sistemas de lecho fijo equicorriente.

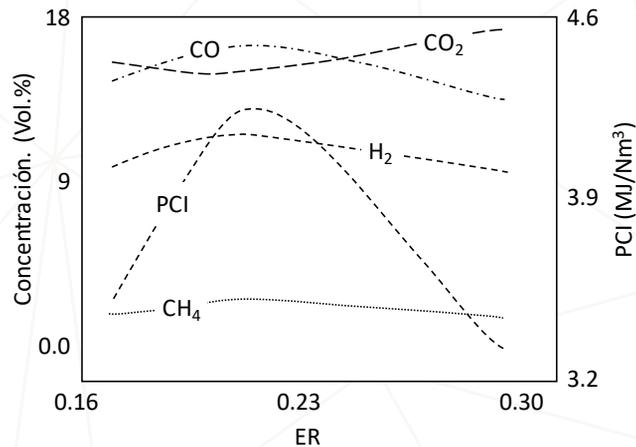
Recientemente, se han presentado varios estudios en los que se detalla el diseño de este tipo de equipos, como es el caso del gasificador de 14 kWe diseñado por Htet (2018), quien detalla el proceso de definición de las dimensiones principales del reactor y su eficiencia, aunque a la fecha no se tenga documentada la operación de este. Un diseño similar fue presentado por Susastriawan *et al.* (2018); Susastriawan *et al.* (2018, 2019b) quienes presentan el diseño y la caracterización del reactor operando con cascarilla de arroz. De sus resultados se destaca el haber alcanzado eficiencias de hasta 76% con temperaturas cercanas a 900 °C, estudio que, además, sirve de fundamento para la selección de la tecnología de lecho fijo equicorriente como la más adecuada para la transformación en el nivel de potencia del que trata este caso de estudio. Si bien en estos trabajos se documenta el diseño de los equipos, en ellos se consideran parámetros de desempeño obtenidos a partir de la literatura, información que podría estar sujeta a condiciones particulares de las pruebas, lo que, finalmente, derivaría en un dimensionamiento inadecuado del reactor.

Respecto a la composición del gas y su PCI, en el análisis de gasificación de cascarilla bajo lecho fijo equicorriente desarrollado, Yoon *et al.* (2012), se obtiene un gas con concentraciones similares para CO, CO₂ y H₂, cercanas a 15%Vol. Mientras que el CH₄, como es típico en estos sistemas, mantiene una generación entre 2 y 4% Vol. Esta composición deriva en un PCI promedio para el gas de 4.54 MJ/Nm³, valor similar al presentado por Ma *et al.* (2015). En su trabajo, se midieron tasas de consumo de biomasa entre 40 y 45 kg/h, demandas de aire de proceso entre 60 y 75 Nm³/h y temperaturas de gasificación entre 600 °C y 800 °C.

Debido a que la ER permite definir el estado termoquímico del proceso, en varios casos es empleada como variable para optimización. En ese sentido, el máximo rendimiento de los gasificadores de lecho fijo se ha reportado con ER entre 0.2 y 0.3 (Basu, 2010). En la figura 6 se muestra cómo la composición y el poder calorífico del gas producido son afectados por este parámetro.

Figura 6

Efecto de la relación de equivalencia en la composición y el poder calorífico del gas producido



Fuente: Adaptado de Ma, Z., Ye, J., Zhao, C., & Zhang, Q. (2015).

Como se observa en la figura 6, el PCI del gas obtenido incrementa a medida que la cantidad de aire en el proceso aumenta, hasta alcanzar un valor

aproximado a 4.3 MJ/Nm^3 con una relación de equivalencia cercana a 0.2 y luego decrece. Esta tendencia es análoga a la presentada con la concentración de CO , H_2 y CH_4 e inversa a la presentada por el CO_2 y el O_2 . Vale la pena destacar que en el trabajo de Susastriawan *et al.* (2018), donde se muestra la misma tendencia en el comportamiento para el poder calorífico en función de la ER.

Otro de los parámetros de gran interés en la caracterización del proceso es la tasa de consumo de la biomasa (SGR). En el trabajo de Ma *et al.* (2015) se presentan SGR ($\text{kg/h}\cdot\text{m}^2$) de 91.7, 107.2, 125, 150.5, 174.2 para ER de 0.17, 0.19, 0.21, 0.26 y 0.29, respectivamente.

Gasificación de cascarilla de arroz en prototipo de caracterización

En la tabla 5 se presenta la composición de la cascarilla empleada en las pruebas experimentales. En ella se puede notar su correspondencia con lo previamente reportado por (Htet, 2018).

Tabla 5

Caracterización química de la cascarilla de arroz usada en el proyecto

Análisis elemental	(%)	Metodología
Carbono	37.28	UNE-EN-15407
Hidrógeno	5.03	UNE-EN-15407
Nitrógeno	37.56	UNE-EN-15407
Oxígeno	1.07	ASTM-D5622-95
Azufre	0.0	Por diferencia
Ceniza	19.06	ASTM D 7282-15
PCS (kJ/g)	15.06	ASTM D 7282-13

Buscando dar confiabilidad a los resultados, en este estudio se desarrollan pruebas experimentales de gasificación de la biomasa de interés, en un prototipo de bajo nivel de complejidad y cuyo esquema generalizado se presenta en la figura 3. Tomando como resultado base lo reportado en la literatura, la

caracterización del proceso se hace para los flujos de aire: 20, 25, 30, 35 y 40 SLPM, pruebas en las que se registran temperaturas, flujos y peso. A manera de ejemplo, en la figura 7a se presenta el campo de temperatura y pérdida de peso para el flujo de 30 SLPM, el cual se considera característico del proceso. Allí se puede observar cómo este se mantiene estable, mientras el frente de llama descende por eeste. Tanto los perfiles de temperatura, como el espacio temporal entre ellos y la pendiente de la curva de pérdida de peso, presentan pocas variaciones.

En la figura 7b, se muestra la variación en la temperatura máxima y la tasa específica de gasificación (SGR), en función de la velocidad del aire. De allí se puede establecer que la SGR para cascarilla, bajo las condiciones probadas, se encuentra entre 120 kg/hm² y 280 kg/hm², mientras que la temperatura no supera los 1 000 °C.

Figura 7a

Temperaturas y pérdida de peso

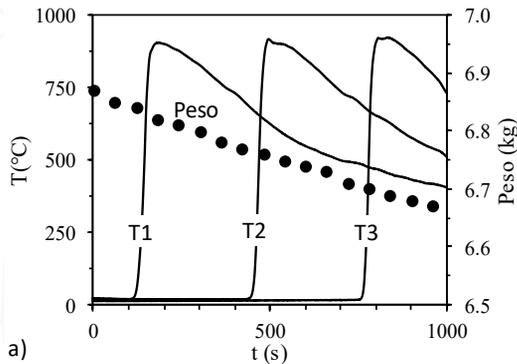
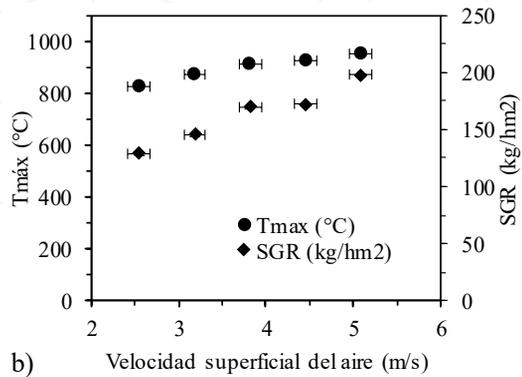


Figura 7b

Velocidad de avance del proceso



Siguiendo las relaciones presentadas en la tabla 2, también se estiman la ER, el PCI, el flujo másico de gas, la potencia térmica del gas y la CGE, resultados que se presentan en la tabla 6. Vale la pena destacar que la concentración del gas se calcula haciendo uso del modelo de regresión que se describe en detalle en Lenis *et al.* (2022).

Tabla 6*Parámetros característicos de la gasificación de cascarilla de arroz*

Parámetro	Vair (SLPM)				
	20	25	30	35	40
SGR (kg/hm ²)	129.03	145.75	169.94	171.97	198.17
T _{máx} (°C)	825.58	871.58	914.17	925.42	950.75
ER	0.29	0.33	0.34	0.39	0.39
LHV (MJ/Nm ³)	4.64	4.27	4.17	3.63	3.67
mgas (kg/h)	2.13	2.56	3.07	3.51	3.99
Pot _{gas} (kW)	2.52	2.77	3.25	3.14	3.62
CGE (%)	68.87	66.91	67.45	64.38	64.40

A partir de dichos parámetros se procede con el dimensionamiento del reactor.

Diseño del reactor de gasificación

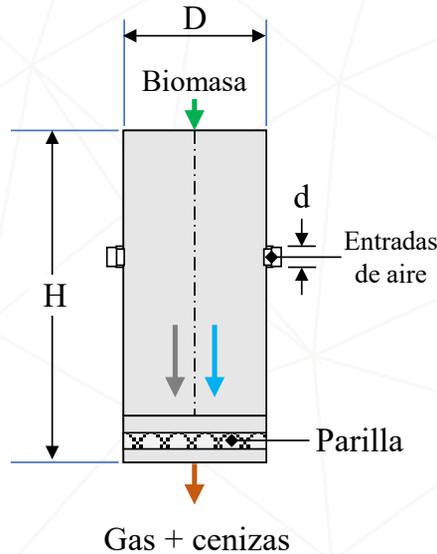
Pese a las bondades que supone el uso de la garganta para la operación en continuo, en este caso de estudio se ha optado por un gasificador sin garganta (similar a los conocidos como *stratified*, *open-top* o *topless*), en el cual no se considera ningún estrechamiento a lo largo del reactor. Lo anterior, debido a que por la baja densidad de la biomasa se podrían formar atascamientos que conducirían a la eventual extinción del frente de llama. Adicionalmente, tal como se detalla en (Reed & Golden, 1988), este tipo de reactor es más fácil de construir. Reactores de este tipo han sido diseñados por Htet (2018) y por Susastriawan *et al.* (2018, 2019b), considerando cascarilla arroz como combustible. En estos últimos trabajos se demostró el adecuado funcionamiento del sistema, aunque solo se ha documentado su operación en estado transitorio.

De esta manera, el reactor por diseñar estará constituido, en esencia, por una sección tubular recta, al final de la cual se ubicará una parrilla. El sistema, además, estará dotado de medidores de temperatura, entradas y salidas para los flujos de aire, gas, biomasa y ceniza. En la figura 8 se muestra de manera

esquemática la configuración del gasificador. Las dimensiones para ajustar, de acuerdo con la biomasa usada, son: diámetro de las entradas de aire (d), diámetro del reactor (D) y altura del reactor (H).

Figura 8

Esquema del sistema de gasificación a diseñar y construir



Para el dimensionamiento, inicialmente se considera la metodología empleada por (Htet, 2018), donde se parte de la potencia de diseño $P_d = 20 \text{ kW}$, y se requiere suponer el PCI del gas y la eficiencia en frío, para los cuales se han seleccionado $PCI_{gas} = 3,000 \text{ kJ/Nm}_3$ y $CGE=60\%$, de acuerdo con el desempeño esperado del sistema. De esta manera, el caudal de gas a generar se estima como se muestra en la Ecuación 3.

Se obtiene, de esta manera, un $Q_{gas} = 0.0067 \text{ m}^3/\text{s}$. Ahora bien, si la potencia de diseño es 20 kW y la eficiencia del gasificador es del 60% , la potencia que debe entrar al sistema con la biomasa sería $P_{bms} = 33.4 \text{ kW}$. Tomando el PCI de la biomasa de 13000 kJ/kg y con base en lo mostrado en la tabla 4, se estima la tasa de consumo de biomasa FCR haciendo uso de la Ecuación 4; así, el sistema tendría una $FCR=9.23 \text{ kg/h}$.

Mediante las mediciones experimentales, se determina el rango para la SGR entre 130 kg/hm² y 200 kg/hm², mientras que Htet (2018), reporta un rango entre 110 kg/hm² y 210 kg/hm²; por su parte, Susastriawan *et al.* (2018), emplea 110 kg/h m². Los mayores valores en SGR conducen a reactores más pequeños, por lo que se decide diseñar el sistema para un valor promedio de $SGR=110 \text{ kg/h m}^2$.

Para calcular el diámetro del reactor se emplea la relación empírica mostrada en la Ecuación 5; de esta forma, el diámetro del reactor sería $D=95 \text{ mm}$, la altura mínima del reactor sugerida es $H=2.5D$, de modo tal que se tendría una altura $H=237 \text{ mm}$. Se destaca que, bajo la metodología presentada por Htet (2018) no se especifica el área que deben cumplir las entradas de aire.

Con un procedimiento similar al empleado por Susastriawan *et al.* (2018), considerando el desempeño dinámico del lecho y un tiempo de operación de $t = 1 \text{ h}$, además, tomando la densidad de la biomasa presentada en la sección anterior $\rho_{bms} = 125 \text{ kg/m}^3$ se determina la altura del reactor como $H = 880 \text{ mm}$ de acuerdo con la Ecuación 6. Esta sería la distancia que recorrería el frente de llama en una hora de operación. Por otro lado, usando la misma tasa de consumo de biomasa, $FCR = 9.23 \text{ kg/h}$, se determina el diámetro del reactor mediante la ecuación de continuidad (Ecuación 7):

$$Q_{gas} = \frac{P_d}{PCI_{gas}} \quad \text{Ecuación 3}$$

$$FCR = \frac{P_{bms}}{PCI_{bms}} \quad \text{Ecuación 4}$$

$$D = \frac{1130FCR}{SGR} \quad \text{Ecuación 5}$$

$$H = \frac{SGR \cdot t}{\rho_{bms}} \quad \text{Ecuación 6}$$

$$FCR = SGR \cdot \frac{\pi}{4} D^2 \quad \text{Ecuación 7}$$

De esta manera, y de acuerdo con la metodología presentada en Susastriawan *et al.* (2018), el diámetro del reactor sería: $D = 326.8 \text{ mm}$, considerablemente mayor que el propuesto por Htet (2018).

Si se tiene en cuenta que el sistema operará con relaciones de equivalencia ER, cercanas a 0.20, lo cual es típico en estos procesos, y se toma la relación aire combustible estequiométrica, presentada también en la sección anterior como $[A/F]_{stq} = 5.15$, se puede determinar la demanda de aire del proceso AFR, tal como se muestra en la Ecuación 8.

$$AFR = \frac{ER \cdot FCR \cdot \left[\frac{A}{F} \right]_{stq}}{\rho_{air}} \quad \text{Ecuación 8}$$

Así, el flujo de aire para la ciudad de Medellín sería $AFR = 9.5 \text{ m}^3/\text{h}$. Usando tres entradas de aire ($n = 3$) y procurando no superar una velocidad superficial de 8 m/s, se determina el diámetro de la tubería a emplear como $d = 11.2 \text{ mm}$, para cada una de las entradas (Ecuación 9).

$$d = \left(\frac{1.27 \cdot AFR}{n \cdot vel} \right)^{0.5} \quad \text{Ecuación 9}$$

Dimensiones principales del gasificador

De acuerdo con las dos metodologías presentadas, las dimensiones principales del gasificador estarían en los siguientes rangos: $95 \text{ mm} < D < 348 \text{ mm}$, $237 \text{ mm} < H < 880 \text{ mm}$ y un diámetro mínimo $d = 14 \text{ mm}$. Buscando un diseño moderado y el uso de materiales comerciales, las dimensiones seleccionadas son $D = 304 \text{ mm}$, $H = 1000 \text{ mm}$, y tres entradas de aire cada una con un diámetro $d = 25.4 \text{ mm}$.

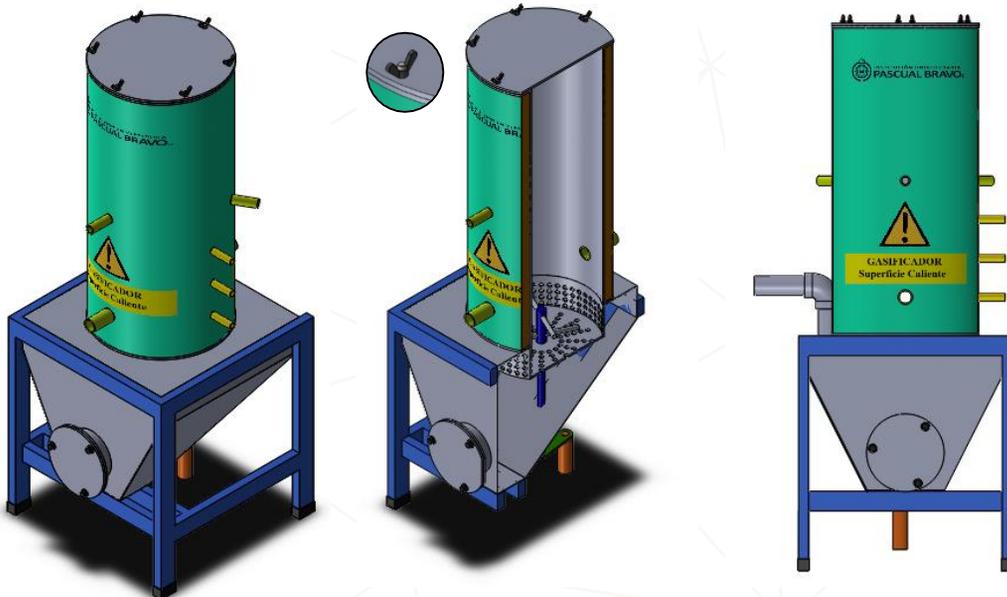
Modelado CAD del gasificador

Partiendo de las dimensiones determinadas en la sección anterior, se procede con el diseño completo del sistema con ayuda de un programa de dibujo mecánico. En este se tiene en consideración que el sistema permitiera fácil acceso a la zona de reducción y a la parrilla; lo anterior, con el fin de facilitar las labores

de mantenimiento de estos componentes. En la figura 9, se presenta el diseño general del sistema; en él se pueden diferenciar tres grandes componentes: i) el sistema de soporte, ii) el lecho del reactor y iii) el cenicero.

Figura 9

Gasificador de lecho fijo en equicorriente con capacidad de 20 kWth



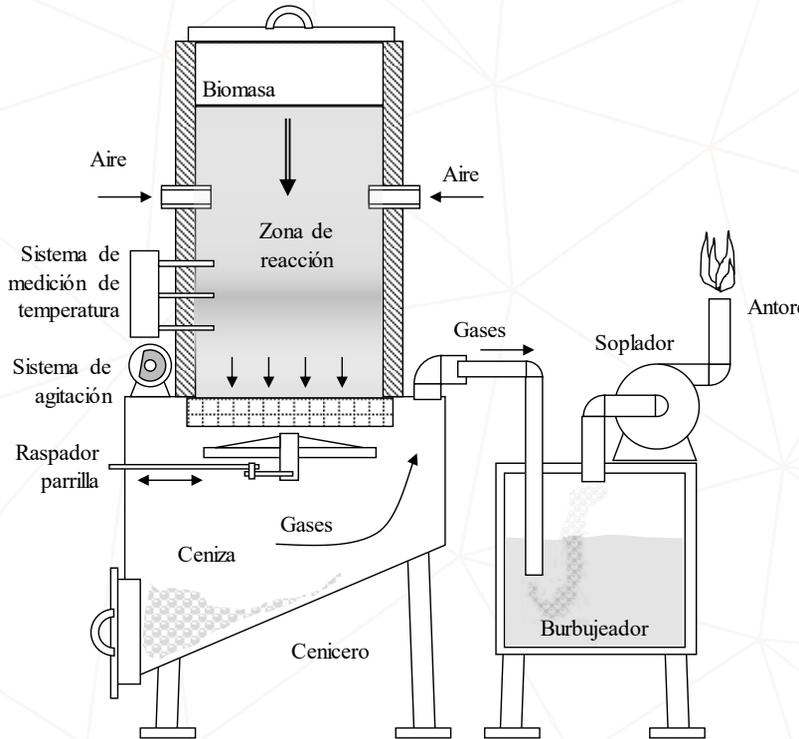
El cenicero, que comprende la parte inferior del gasificador, se proyecta en lámina de acero galvanizado liza, de 2.5 mm de espesor. Su diseño facilita la remoción de la ceniza producida en el proceso. El lecho por su parte, se proyecta para ser fabricado en tubería de acero inoxidable AISI 304, con 12 pulgadas de diámetro y calibre 10. Además, se considera un recubrimiento de fibra mineral protegido con lámina de acero inoxidable AISI 304. El sistema tiene dispuestas tres perforaciones para medidores de temperatura, tres entradas de aire y dos puertos dispuestos en la parte inferior del reactor, para facilitar la ignición de la biomasa.

Para facilitar la circulación de la biomasa a través del reactor, se recomienda emplear sobre el lecho un sistema de vibración que emplea una masa descentrada y con un motor de mínimo 125W, con la posibilidad de regular la velocidad. Lo anterior, con el fin de acelerar y desacelerar la circulación de la biomasa a través del lecho.

En la figura 10 se presenta el esquema completo para el sistema desarrollado; consta de dos unidades: i) el sistema de gasificación de cascarilla, diseñado para 20 kWth, y operación en continuo; ii) El sistema de arrastre de los gases, el cual dispone de un soplador para la generación de vacío y la inducción de los gases a través del lecho.

Figura 10

Esquema del sistema de gasificación de cascarilla de 20 kWth.

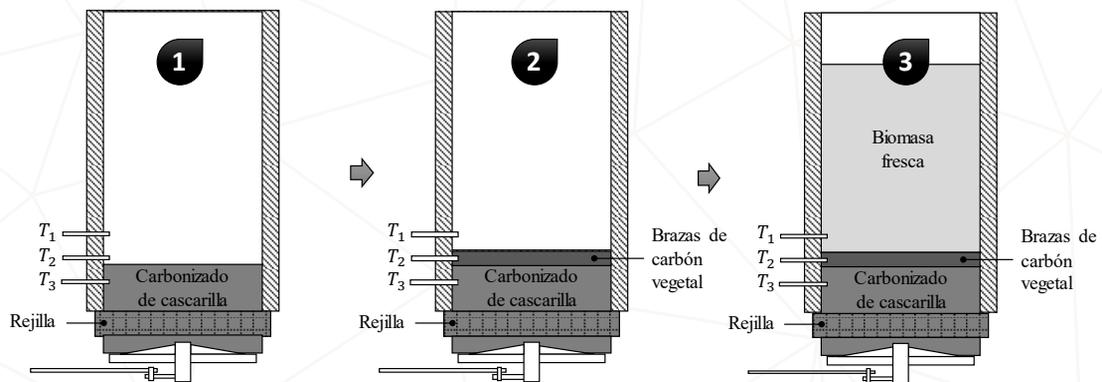


Propuesta de caracterización y puesta en marcha del sistema

Para probar la operación del sistema empleando cascarilla, inicialmente se realizan ensayos de verificación de flujos y pérdida de presión en frío. Posteriormente, se ejecuta una prueba de funcionamiento en la que se verifica la generación del gas en un tiempo de operación aproximado de dos horas. En el caso del reactor diseñado y construido, para su inicio se hace uso de una capa de carbón vegetal, previamente encendido y ubicado a la altura de la zona de oxidación, y dispuesto sobre carbonizado de cascarilla. En la figura 11 se presenta un esquema del proceso.

Figura 11

Proceso de encendido del lecho



Para el caso de estudio, se estima que el flujo que atraviesa el lecho se encuentra en valores cercanos a 250 SLPM. Por su parte, la temperatura en la zona de oxidación, se estabilizó en 759.75 °C. El gas medido presentó la siguiente concentración $O_2 = 3.81\%$, $CO = 11.9\%$, $H_2 = 3.5\%$, $CO_2 = 15.8\%$. El metano fue estimado en $CH_4 = 0.65\%$ haciendo uso de las relaciones presentadas en Lenis Rodas *et al.* (2022).

Sin considerar el oxígeno, debido a que se supone proveniente de filtraciones, el gas producido presenta la siguiente concentración en volumen:

$CO = 12.4\%$, $H_2 = 3.6\%$, $CH_4 = 0.7\%$, $CO_2 = 16.5\%$, $N_2 = 66.8\%$. El PCI aproximado del gas para esta concentración es $2.2 \text{ MJ}/\text{Nm}^3$. Si bien el gas producido dista de la concentración y el PCI esperado en sistemas de lecho fijo, operando con cascarilla, es de anotar que, mediante labores de optimización del proceso, especialmente, en lo que se refiere al control experimental de la posición del frente de llama, se puede llegar a los valores esperados en este tipo de reactores. En la figura 12 se presenta una fotografía del sistema durante las pruebas de caracterización en caliente.

Figura 12
Prueba de desempeño en caliente



Conclusiones

En este capítulo se presenta la metodología propuesta para el diseño de reactores de gasificación de lecho fijo, la cual se emplea para el diseño de un reactor que se toma como caso de estudio. En este, se considera la generación a partir de cascarilla con una potencia térmica de 20 kWth. Se parte de la selección de la tecnología más adecuada para la gasificación; se desarrollan pruebas preliminares en un prototipo de caracterización; se diseña, construye y evalúa el sistema. Las principales conclusiones se presentan a continuación:

- La gasificación de cascarilla de arroz bajo la configuración de lecho fijo se puede plantear siempre que se empleen reactores sin garganta, bien sea en equicorriente o en contracorriente. Debido a su granulometría y densidad, el uso de gargantas conduce a la obstrucción del lecho y, por tanto, a la extinción del frente de llama.
- Cuando se plantea el uso del gas de gasificación en motores de combustión interna, la alternativa de gasificación que mejor se adapta, es la de equicorriente. Esto, gracias a la menor producción de alquitranes, en comparación con las demás configuraciones. En estos sistemas, los alquitranes generados durante la pirólisis se ven forzados a transitar por la zona de oxidación, donde gracias a las altas temperaturas se descomponen térmicamente dando lugar a otros gases combustibles no condensables a temperatura ambiente.
- La gasificación de cascarilla de arroz, bajo lecho fijo en equicorriente invertido (también conocido como TLUD), permitió identificar los principales indicadores de desempeño del proceso, los cuales para variaciones del flujo de aire entre 20 y 40 SLPM se mantuvieron en los siguientes rangos: V_{ff} (17-26) mm/min, tasa de consumo de biomasa (1.0-1.6) kg/h, temperatura máxima (825 – 950) C, ER (0.3-0.4) y CGE entre 44 y 64%. A partir de dicha información, y empleando algunas relaciones heurísticas, se proyectaron las dimensiones principales de un gasificador equicorriente para operar en continuo.
- El diseño del gasificador para operación en continuo, requirió de la incorporación de un sistema de vibración del lecho de intensidad variable,

operando conjuntamente con una parrilla raspadora con movimiento de vaivén. Ambos sistemas conjugados con un set de tres termopares tipo K, son empleados para las labores de monitoreo y control manual de la posición del frente de llama en la zona de oxidación.

- El gas producido en el sistema de operación continua alcanzó una concentración de 12.4% CO , 3.6% H_2 , 0.7% CH_4 , 16.5 CO_2 y 66.8 N_2 . Su PCI aproximado es 2.2 MJ/Nm^3 . Si bien la calidad del gas, aún no se encuentra en los niveles deseados para el proceso, se verifica la ocurrencia de gasificación al interior del reactor.

Referencias bibliográficas

- Basu, P. (2010). Gasification Theory and Modeling of Gasifiers. In *Biomass Gasification Design Handbook* (pp. 117–165). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-374988-8.00005-2>
- Bharath, M., Raghavan, V., Prasad, B. V. S. S. S. & Chakravarthy, S. R. (2018). Co-gasification of Indian rice husk and Indian coal with high-ash in bubbling fluidized bed gasification reactor. *Applied Thermal Engineering*, 137(March), 608–615. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.04.035>
- Bridgwater, A. V. V. (1995). The technical and economic feasibility of biomass gasification for power generation. *Fuel*, 74(5), 631–653. [https://doi.org/10.1016/0016-2361\(95\)00001-L](https://doi.org/10.1016/0016-2361(95)00001-L)
- Castello, A. (2014). Diseño de un reactor continuo de gasificación de biomasa. *Universidad de Chile*.
- Fernández, J. (2007). Las energías renovables. *Energías renovables-Energía de la biomasa*, (1), 20.
- Gokon, N., Ono, R., Hatamachi, T., Liuyun, L., Kim, H. J. & Kodama, T. (2012). CO₂ gasification of coal cokes using internally circulating fluidized bed reactor by concentrated X-ray irradiation for solar gasification. *International Journal of Hydrogen Energy*, 37(17), 12128–12137. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2012.05.133>
- Harting, J., Frijters, S., Ramaioli, M., Robinson, M., Wolf, D. E. & Luding, S. (2014). Recent advances in the simulation of particle-laden flows. *The European Physical Journal Special Topics*, 223(11), 2253–2267. <https://doi.org/10.1140/epjst/e2014-02262-3>
- Htet, M. T. (2018). Design and Performance for 14kW Downdraft Open Core Gasifier. *International Journal of Scientific and Research Publications (IJSRP)*, 8(7), 290–294. <https://doi.org/10.29322/ijsrp.8.7.2018.p7946>
- Lenis Rodas, Y. A., Morales Rojas, A. D., Jaramillo Marín, S., Salcedo Jiménez, C. y Pérez Bayer, J. F. (2022). Rice husk fixed bed gasification for circular economy in compact rice mills. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization and Environmental Effects*, 44(1), 1875–1887. <https://doi.org/10.1080/15567036.2022.2056268>

- Lenis, Y. A., Agudelo, A. F., & Pérez, J. F. (2013). Analysis of statistical repeatability of a fixed bed downdraft biomass gasification facility. *Applied Thermal Engineering*, 51(1–2), 1006–1016. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.09.046>
- Lenis, Y. a., & Pérez, J. F. (2014). Gasification of Sawdust and Wood Chips in a Fixed Bed under Autothermal and Stable Conditions. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 36(23), 2555–2565. <https://doi.org/10.1080/15567036.2013.875081>
- Lenis, Yuhán. (2013). *Estudio del proceso de gasificación de biomasa en lecho fijo equicorriente*. Universidad de Antioquia.
- Li, Y. H., & Chen, H. H. (2018). Analysis of syngas production rate in empty fruit bunch steam gasification with varying control factors. *International Journal of Hydrogen Energy*, 43(2), 667–675. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.11.117>
- Lin, K. S., Wang, H. P., Lin, C. J., & Juch, C. I. (1998). A process development for gasification of rice husk. *Fuel Processing Technology*, 55(3), 185–192. [https://doi.org/10.1016/S0378-3820\(98\)00049-6](https://doi.org/10.1016/S0378-3820(98)00049-6)
- Loha, C., Chattopadhyay, H., Chatterjee, P. K., Loha, C., Chattopadhyay, H., & Chatterjee, P. K. (2013). *Energy generation from fluidized bed gasification of rice husk*. 043111. <https://doi.org/10.1063/1.4816496>
- Loutzenhiser, P. G., & Muroyama, A. P. (2017). A review of the state-of-the-art in solar-driven gasification processes with carbonaceous materials. *Solar Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.05.008>
- Ma, Z., Ye, J., Zhao, C., & Zhang, Q. (2015). Gasification of rice husk in a downdraft gasifier: The effect of equivalence ratio on the gasification performance, properties, and utilization analysis of byproducts of char and tar. *BioResources*, 10(2), 2888–2902. <https://doi.org/10.15376/biores.10.2.2888-2902>
- Makwana, J. P., Pandey, J., & Mishra, G. (2019). Improving the properties of producer gas using high temperature gasification of rice husk in a pilot scale fluidized bed gasifier (FBG). *Renewable Energy*, 130, 943–951. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.07.011>
- Ministerio de Industria y Comercio - Gobierno de España. (2007). *Energías Renovables: Energía de la Biomasa*.
- Nguyen, H. N., & Ha-duong, M. (2015). *Rice husk gasification for electricity generation in Cambodia in December 2014*. *Rice husk gasification for electricity generation in Cambodia in December 2014 Introductory summary*. December 2014, 0–12.
- Pérez, J. F., Díaz, O. H., Obando, R. C., & Molina, A. (2008). Diseño conceptual de un gasificador de biomasa de lecho fijo en equicorriente a escala piloto. *Tecnológicas Segunda Época*, 22, 121–140.
- Pérez, J.F., Lenis, Y., Rojas, S., & León, C. (2012). Decentralized power generation through biomass gasification: A technical-economic analysis and implications by reduction of CO₂ emissions | Generación distribuida mediante gasificación de biomasa: Un análisis técnico - económico e implicaciones por reduc. *Revista Facultad de Ingeniería*, 62.

- Perez, Juan Fernando. (2009). *Modelado unidimensional del proceso de gasificación de biomasa lignocelulósica en lechos empacados en equicorriente*. Universidad de Valladolid.
- Pérez, J. F. y Osorio Vélez, L. F. (2014). *Biomasa forestal plantada como alternativa energética*. Editorial Universidad de Antioquia.
- Porteiro, J., Patiño, D., Collazo, J., Granada, E., Moran, J. y Miguez, J. L. (2010). Experimental analysis of the ignition front propagation of several biomass fuels in a fixed-bed combustor. *Fuel*, 89(1), 26–35. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2009.01.024>
- Porteiro, J., Patiño, D., Moran, J. y Granada, E. (2010). Study of a Fixed-Bed Biomass Combustor: Influential Parameters on Ignition Front Propagation Using Parametric Analysis. *Energy & Fuels*, 24(7), 3890–3897. <https://doi.org/10.1021/ef100422y>
- Raman, P., Ram, N. K. & Gupta, R. (2013). A dual fired downdraft gasifier system to produce cleaner gas for power generation: Design, development and performance analysis. *Energy*, 54, 302–314. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.03.019>
- Reed, T. B., & Golden, A. (1988). *Handbook of Biomass Downdraft Gasifier Engine Systems*. SERI. U.S. Department of Energy, March, 148. <https://doi.org/10.2172/5206099>
- Ruiz, J. A. A., Juárez, M. C. C., Morales, M. P. P., Muñoz, P. y Mendivil, M. A. A. (2013). Biomass gasification for electricity generation: Review of current technology barriers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 18(0), 174–183. <https://doi.org/http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2012.10.021>
- Sansaniwal, S. K., Pal, K., Rosen, M. A. & Tyagi, S. K. (2017). *Recent advances in the development of biomass gasification technology: A comprehensive review*. 72(December 2015), 363–384. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.01.038>
- Susastriawan, A., & Saptoadi, H. (2017). *Small-scale downdraft gasifiers for biomass gasification: A review*. 76(March), 989–1003.
- Susastriawan, A., Saptoadi, H. & Purnomo. (2018). Design and experimental study of pilot scale throat-less downdraft gasifier fed by rice husk and wood sawdust. *International Journal of Sustainable Energy*, 37(9), 873–885. <https://doi.org/10.1080/14786451.2017.1383992>
- Susastriawan, A., Saptoadi, H. & Purnomo. (2019a). *Comparison of the gasification performance in the downdraft fixed-bed gasifier fed by different feedstocks: Rice husk, sawdust, and their mixture*. 34(October 2018), 27–34. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2019.04.008>
- ___ (2019b). Effect of tuyer distance above grate on propagation front and performance of downdraft gasifier with the feedstock of rice husk. *Renewable Energy*, 134, 1034–1041. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.11.110>
- The International Bank. (1999). *Energy from Biomass a Review of Combustion and Gasification Technologies*.
- Tinaut, F. V, Melgar, A., Pérez, J. F., & Horrillo, A. (2008). Effect of biomass particle size and air superficial velocity on the gasification process in a downdraft fixed bed gasifier. An experimental and modelling study. *Fuel Processing Technology*, 89(11), 1076–1089. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2008.04.010>

- Verdeza, A., Lenis, Y. A., Bula, A., Mendoza, J. & Gomez, R. (2019). *Performance Analysis of a Commercial Fixed Bed Downdraft Gasifier Using Palm Kernel Shells*. 9(December), 79–88.
- Yoon, S. J., Son, Y. Il, Kim, Y. K. & Lee, J. G. (2012). Gasification and power generation characteristics of rice husk and rice husk pellet using a downdraft fixed-bed gasifier. *Renewable Energy*, 42, 163–167. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2011.08.028>
- Zhang, G., Liu, H., Wang, J., & Wu, B. (2018). Catalytic gasification characteristics of rice husk with calcined dolomite. *Energy*, 165, 1173–1177. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.10.030>

En este libro, el lector podrá encontrar metodologías para el diseño y análisis de sistemas térmicos, especialmente para gasificadores y disipadores de calor. Metodologías que van de la mano de herramientas computacionales y de nuevas estrategias que permiten optimizar estos sistemas. En los primeros dos capítulos se presentan dos métodos para mejorar el desempeño térmico de disipadores de calor, jugando con la modificación del área superficial, en los que, además, se realiza un análisis térmico mediante software de fuente abierta y comercial con el objetivo de mostrar las bondades de cada uno. En el tercer capítulo se plantea un estudio detallado para el diseño y análisis de gasificadores de cascarilla de arroz de lecho fijo, en el que se definen algunas consideraciones derivadas de la experiencia acumulada por el equipo de investigadores de la I.U. Pascual Bravo donde se dan a conocer aquellos parámetros característicos del proceso.

Tradición Transformación Innovación

 **IUPascualBravo**
www.pascualbravo.edu.co

VIGILADA Mineducación

Más información:

Teléfono: 604 448 05 20

Calle 73 # 73a - 226 Robledo, Vía El Volador
Medellín - Colombia



Alcaldía de Medellín
Distrito de
Ciencia, Tecnología e Innovación