



UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

**EFFECTOS DE LA GEOMETRÍA INTERNA DEL TUBO ABSORBEDOR EN LA TRANSFERENCIA
DE CALOR PARA CONCENTRADORES CILINDRO PARABÓLICOS.**

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

RODRIGO ANDRÉS CONTRERAS ROJAS

PROFESORA GUÍA:
Mónica Zamora Zapata

Miembros de la comisión:
Álvaro Valencia Musalem
Francisco Torres Sartori

SANTIAGO DE CHILE
2022

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR
AL TÍTULO DE: Ingeniero Civil Mecánico
POR: Rodrigo Andrés Contreras Rojas
FECHA: 2022
PROF. GUÍA: Mónica Zamora Zapata

EFECTOS DE LA GEOMETRÍA INTERNA DEL TUBO ABSORBEDOR EN LA TRANSFERENCIA DE CALOR PARA CONCENTRADORES CILINDRO PARABÓLICOS.

Ante la necesidad de mitigar el problema del cambio climático, en el presente trabajo de título, se realiza un estudio que aborda mejoras en la eficiencia de concentradores cilindro parabólicos. Estos corresponden a un tipo de tecnología de energía solar que ha estado bajo constante desarrollo dentro del creciente uso de energías renovables.

En este trabajo de título se realiza una comparación de la fluidodinámica y transferencia de calor en tubos absorbedores de concentradores cilindro parabólicos, aplicando un total de 5 geometrías interiores: Cinta Torsionada, Helicoidal, Estrella, Sinusoidal y Cónica, todas generadas en INVENTOR. Para ello, se realizan simulaciones en Ansys FLUENT en régimen estacionario con un modelo de turbulencia $k - \epsilon$. Se aplica una condición de borde periódica y un flujo de calor no uniforme alrededor del tubo absorbedor.

Se analizan tres flujo másicos distintos y en todos se mantiene como mejor geometría la helicoidal. La geometría de estrella presenta el peor rendimiento en los tres casos.

Los resultados obtenidos muestran un incremento en el número de Nusselt superior al 50% en todas las geometrías. Aumenta también el factor de fricción en un rango aproximado entre 290% y 1530%. El factor de incremento de calor es favorable para la geometría helicoidal y cinta torsionada siendo estas las con mejor rendimiento.

La aplicación de geometrías interiores disminuye la concentración de la temperatura circunferencial del tubo, evitando esfuerzos térmicos localizados. Esta disminución es mayor en la geometría helicoidal y se mantiene prácticamente invariante con respecto al flujo másico. La geometría de estrella posee una menor disminución conforme se aumenta el flujo másico. Los resultados obtenidos en este trabajo se enmarcan dentro del rango establecido por estudios anteriores.

Tabla de Contenido

1. Introducción	1
1.1. Antecedentes Básicos Generales	1
1.2. Motivación	2
1.3. Objetivos	2
1.3.1. Objetivo General	2
1.3.2. Objetivos específicos	2
1.4. Alcances	3
2. Antecedentes	4
2.1. Energía solar	4
2.2. Tecnologías	6
2.2.1. Colectores de placa plana	6
2.2.2. Plantas de concentración solar	7
2.3. Estudios previos	11
2.4. Formulación del modelo físico y matemático	14
2.5. Calidad de Mallado	15
2.6. Variables de interés.	15
3. Metodología	17
3.1. Selección de parámetros y condiciones de borde.	17
3.2. Diseño de geometrías	20
3.2.1. Estrella	21
3.2.2. Cinta torsionada	21
3.2.3. Helicoide	22
3.2.4. Sinusoide	22
3.2.5. Cónica	23
3.3. Mallado	23
3.4. Modelación CFD	26
3.5. Extracción de resultados	28
4. Resultados y discusión	29
4.1. Comparativa general parámetros	32
4.2. Análisis de dinámicas del flujo	34
4.3. Gradiente circunferencial de temperatura.	50
4.4. Análisis de flujos másicos	54

4.5. Comparación con estudios previos.	58
5. Conclusiones y Recomendaciones	59
5.1. Conclusiones	59
5.2. Recomendaciones	60
Bibliografía	61
Anexos	63
Anexo A: Resultados Ansys FLUENT	63
Anexo B: Código de flujo de calor	73

1. Introducción

1.1. Antecedentes Básicos Generales

El actual contexto de cambio climático representa un problema a nivel mundial que afecta ecosistemas y amenaza la supervivencia de especies enteras. Si bien el clima global ha estado bajo constantes variaciones a lo largo de los siglos, se registra un aumento de la temperatura promedio de la superficie a partir de mediados del siglo XX. Este aumento corresponde con el proceso de la revolución industrial desde la cual se comenzaron a emitir grandes cantidades de gases contaminantes hacia la atmósfera. Son precisamente estos gases (como el CO_2) los que absorben la radiación solar reflejada por la superficie de la tierra y provocan el denominado calentamiento global.

Son actividades humanas como la quema de combustibles fósiles, prácticas agrícolas industriales y deforestación las que provocan un incremento y acumulación de gases de efecto invernadero. Particularmente, para producir energía eléctrica, se queman combustibles fósiles de forma convencional liberando dióxido de carbono, cuya concentración en la atmósfera se ha duplicado desde el siglo XX.

Ante esta problemática mundial, es menester tomar acciones que permitan frenar derechamente el ritmo del calentamiento global que se está produciendo actualmente. La ingeniería por tanto, al igual que muchas otras disciplinas, no debe quedarse atrás y generar nuevas tecnologías en pos de este objetivo.

Muchos países han implementado políticas que buscan promover soluciones ante la problemática, principalmente asociadas a la disminución de la dependencia de combustibles fósiles. Chile por su parte, en el año 2015 estableció una hoja de ruta energética para el año 2050 contar con un sistema energético sustentable. En esta se plantea que al menos un 70% de la matriz eléctrica provenga de fuentes solares y eólicas. [1]

Las energías renovables no convencionales son aquellas que se obtienen a partir de fuentes naturales y de forma inagotable en escala de tiempo humana. Corresponden a una solución sustentable que destacan por la nula liberación de gases de efecto invernadero durante su operación, por lo que mucha investigación reciente en ingeniería se ha enfocado en el desarrollo de sus tecnologías.

1.2. Motivación

El presente trabajo de título se suma a los esfuerzos interdisciplinarios con el fin de presentar mejoras y soluciones a la mitigación del cambio climático. Concretamente, la evaluación de mejoras a la eficiencia de sistemas sustentables de generación de energía eléctrica favorecen su utilización en el mercado energético y los convierten en alternativas más atractivas económicamente. Lo anterior, sumado a las actuales políticas medioambientales en Chile, buscan perfilar a las energías renovables como una competencia a los métodos de generación de electricidad convencionales basados en la quema de combustibles fósiles.

Los concentradores solares de tipo cilindro parabólico son una alternativa ante los métodos convencionales. Actualmente representa la mayor parte de plantas termosolares. En este contexto surge la idea de poder aportar una comparativa entre posibles mejoras en el diseño de sus componentes que puedan incrementar la transferencia de calor del sistema aumentando así su eficiencia.

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo General

El objetivo general del presente trabajo corresponde a caracterizar la transferencia de calor y la fluidodinámica al interior del tubo absorbedor en concentradores cilindro parabólicos, realizando una comparativa para 5 geometrías interiores.

1.3.2. Objetivos específicos

- Determinar condiciones y parámetros realistas del sistema a utilizar en la simulación.
- Definir y diseñar las 5 geometrías.
- Simular la transferencia de calor y fluidodinámica del caso base y cada una de las geometrías mediante software.
- Identificar y analizar los mecanismos de transferencia de calor realizando una comparativa de las geometrías y determinar cuál tuvo un mejor rendimiento.

1.4. Alcances

A continuación se listan los alcances del trabajo aquí presentado:

- El estudio realizado se enfoca en la aplicación para concentradores de tipo cilindro parabólico.
- El estudio se concentra en la mejora de rendimiento por la modificación de nuevas geometrías interiores del tubo.
- Los resultados se obtienen usando un software de modelación CFD sin considerar la realización experimental.

2. Antecedentes

2.1. Energía solar

El sol corresponde a la principal fuente de radiación que recibimos en el planeta tierra. Esta se produce en el centro del sol, donde ocurre la fusión nuclear entre átomos de hidrógeno para formar átomos de helio liberando energía a una potencia de $3,83 \cdot 10^{26} [W]$.

La superficie del sol, llamada Fotósfera, tiene una temperatura promedio de 6050 [K]. Su irradiación equivale a $6,33 \cdot 10^7 [W/m^2]$. Sin embargo, debido a la distancia entre la Tierra y el sol de 149,6 millones de kilómetros y a la diferencia entre sus tamaños, a la Tierra solo llegan $1367 [W/m^2]$, la que es conocida como la constante solar. Lo anterior queda ejemplificado en el esquema mostrado en la figura 2.1. La constante solar se interpreta como la energía por unidad de tiempo recibido en una unidad de área de superficie perpendicular a la dirección de propagación de la radiación a la distancia media Tierra-Sol fuera de la atmósfera.

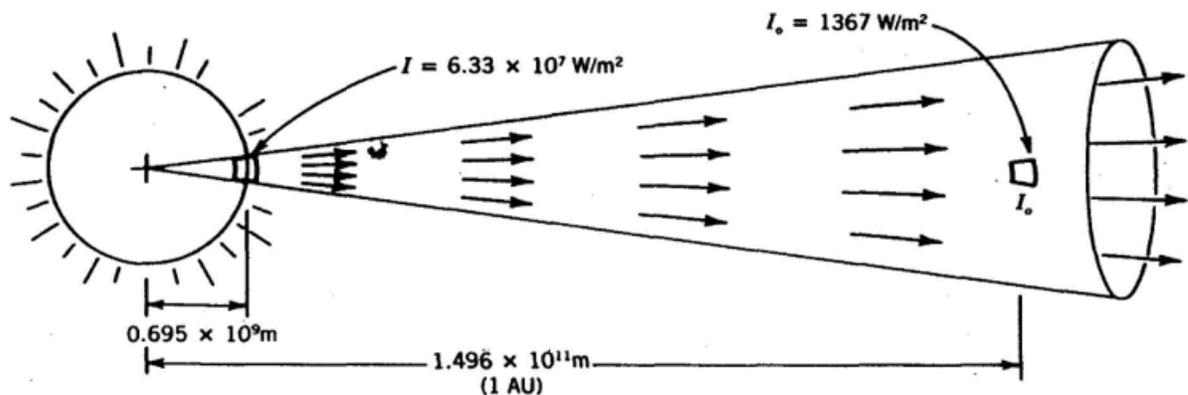


Figura 2.1: Constante Solar [2].

La radiación solar, si bien tiene variaciones mínimas (1,5%), se considera constante en el espacio exterior. Una vez va atravesando la atmósfera terrestre, existen diversos factores que absorben o reflejan parte de la radiación. La capa de ozono, el vapor de agua, moléculas de aire y polvo provocan que a la superficie de la tierra llegue alrededor de un 70% de la radiación total incidente.

Esta radiación se descompone en dos: la radiación directa, la cual llega directamente desde el sol, y la radiación difusa, proveniente desde todas direcciones y reflejada por diferentes cuerpos. La suma de ambas corresponde a la radiación global.

La figura 2.2 muestra los datos de radiación directa en el mundo. Como se puede observar, para los climas locales áridos se concentran mayores niveles de radiación, como lo son Australia, el sur de África y el norte de Chile. Esto se debe a que al ser climas más secos, hay menor cantidad de vapor de agua que pueda absorber y reflejar la radiación.

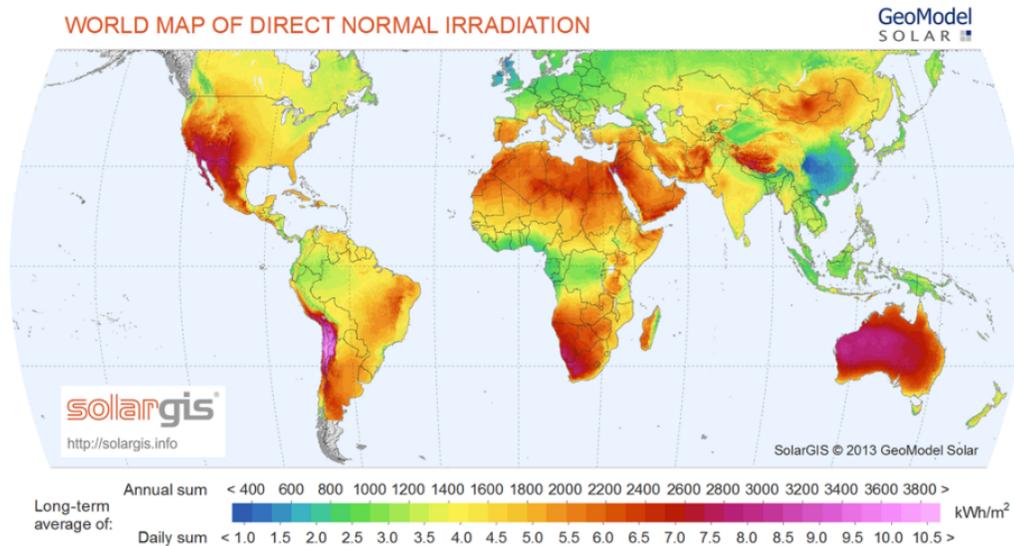


Figura 2.2: Mapa mundial de radiación directa [3].

Para una misma localidad, la radiación solar puede poseer una alta variabilidad, tanto para el largo de un día como para un año completo. El primero es más evidente y se debe al movimiento de rotación de la Tierra generando un aumento paulatino de la radiación hasta alcanzar su valor máximo, luego disminuye hasta desaparecer por completo durante la noche. Cabe destacar que la presencia de nubes también afecta la variabilidad diaria del recurso solar en escala más pequeñas. La variabilidad anual ocurre debido al movimiento de traslación de la Tierra alrededor del sol, dibujando una curva elíptica que genera valores máximos de radiación para los meses de verano en cada hemisferio. La variabilidad del recurso solar representa uno de los mayores desafíos a la hora de emplear la energía solar en procesos que requieren de un flujo constante.

2.2. Tecnologías

La energía proveniente de la radiación solar tiene múltiples aplicaciones. Para la producción de energía eléctrica se utilizan principalmente plantas fotovoltaicas y plantas termosolares. Para propósitos de este trabajo de título, se exponen a continuación las principales tecnologías termosolares:

2.2.1. Colectores de placa plana

Los colectores solares son un tipo de intercambiador de calor que transforman la energía de radiación solar a energía calórica transferida hacia un fluido de trabajo. Estos se componen principalmente de una placa oscura que absorbe la energía calórica y la conduce hacia los ductos que transportan el fluido de trabajo en su interior.

Para su funcionamiento, los colectores utilizan la radiación global por lo que estos están fijos y no requieren de un sistema de seguimiento al movimiento del sol. Están sujetos a pérdidas de calor mediante conducción, convección y radiación, por lo que para disminuirlas se emplea el uso de cubiertas en su superficie que evitan que el flujo de aire del ambiente absorba energía del colector. También se utiliza un aislante térmico en su base que evitan un excesivo flujo de calor por conducción hacia el exterior del sistema. Lo anterior se ve esquematizado en la figura 2.3.

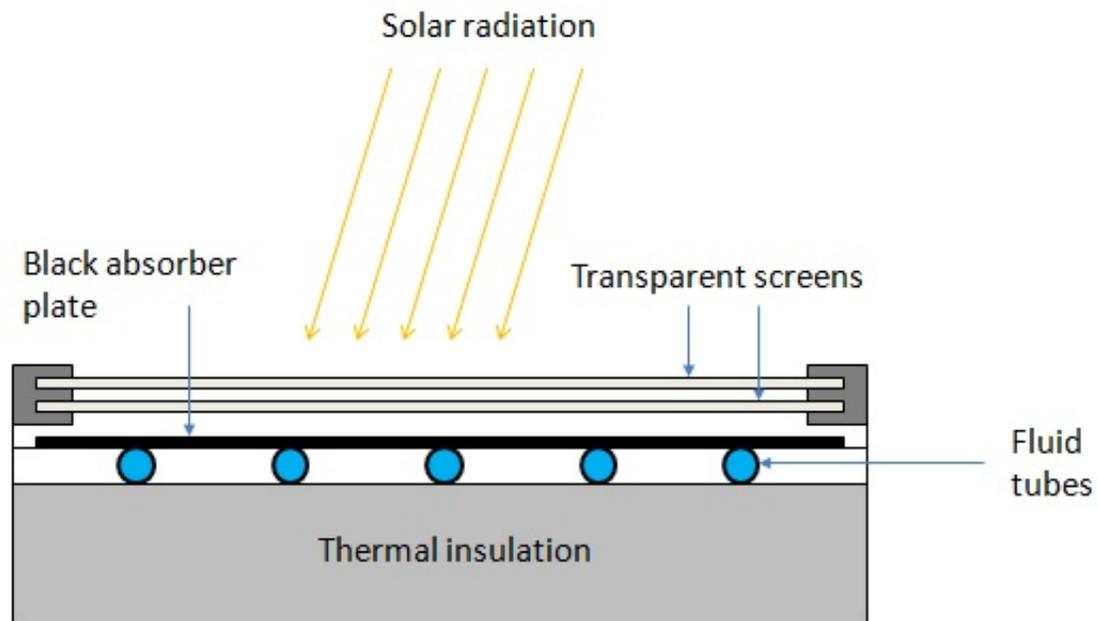


Figura 2.3: Colector de placa plana [4].

Los colectores solares pueden alcanzar temperaturas de alrededor de 100°C por lo que sus principales aplicaciones corresponden a suministrar calor a fluidos en procesos industriales y calefacción. Sus grandes ventajas son su bajo costo, bajo mantenimiento y fácil instalación.

2.2.2. Plantas de concentración solar

Las plantas de concentración solar o CSP (Concentrated Solar Power) son plantas de generación de electricidad que utilizan concentradores que reflejan la radiación solar, permitiendo aumentar la temperatura de fluidos de trabajo que entregarán la energía a un ciclo de potencia.

Se dividen en tres principales secciones: el campo solar, el sistema de almacenamiento y el ciclo de potencia termodinámico. En el campo solar se sitúan los componentes que reflejan y absorben la radiación solar para ser convertida a energía calórica transferida hacia un fluido de trabajo. Los concentradores solares utilizan grandes superficies de espejos para reflejar y a su vez concentrar la radiación solar en superficies mucho más pequeñas, alcanzando grandes cantidades de calor en volúmenes reducidos por lo que la temperatura aumenta de manera considerable. Estas plantas pueden incluir un sistema de almacenamiento térmico que consta usualmente de dos estanques que contienen energía en forma de calor para ser utilizado cuando el recurso solar no está disponible. Esto permite que la planta pueda funcionar en la noche, aumentando así la electricidad producida y su factor de planta. Por último, en el ciclo de potencia termodinámico se transfiere el calor capturado en el campo solar hacia un fluido que hará funcionar una turbina. Se compone principalmente por una serie de intercambiadores de calor, turbinas, condensador y bombas. La figura 2.4 muestra un esquema de lo descrito anteriormente.

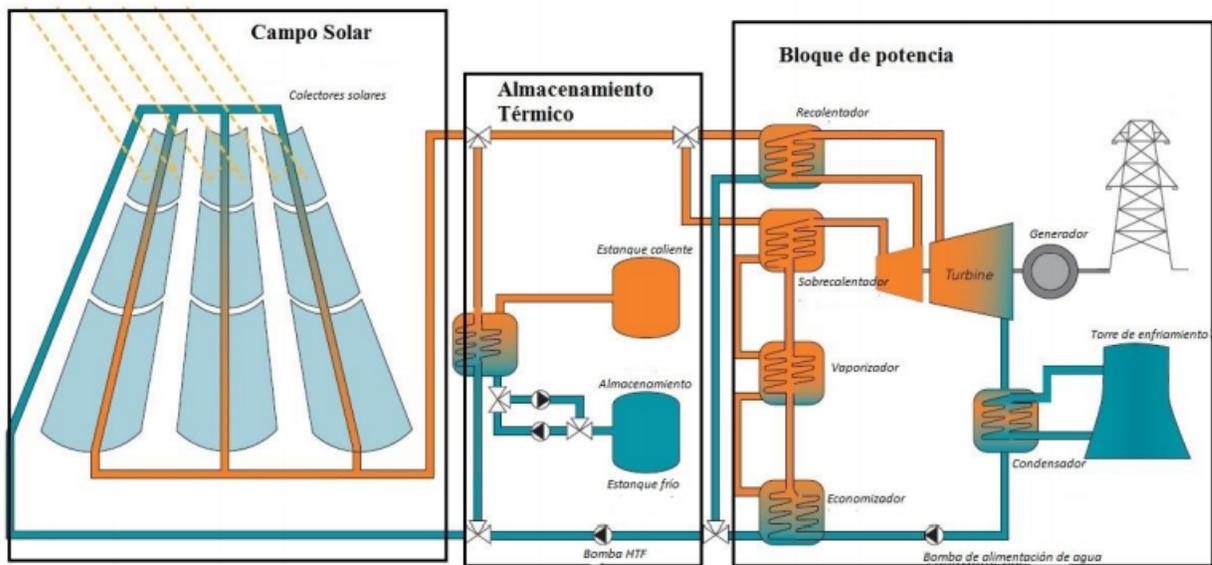


Figura 2.4: Esquema de secciones de una planta CSP [5].

Los concentradores solares se clasifican en dos tipos según la forma del receptor: lineales (cilindro parabólico y Fresnel) y focales (disco parabólico y torre solar). Para cada tipo de concentradores se define el concepto de *factor de concentración geométrico* la cual representa la razón de concentración según los valores de área de cada una de las superficies, se calcula mediante la división del área total del concentrador por el área total del receptor. Para valores más altos se habla de mayores niveles de concentración.

Las plantas termosolares de tipo Torre Solar, como la recientemente inaugurada Cerro Dominador en Antofagasta, consisten en un conjunto de grandes espejos llamados helióstatos que siguen el movimiento del sol en dos ejes. Están distribuidos alrededor de una gran torre que en su punto más alto contiene el punto receptor, hasta donde sube un fluido de trabajo que aumenta su temperatura.

Las plantas de Disco Parabólico corresponden a un gran disco con forma de paraboloides elípticas que contiene múltiples espejos en su superficie. De esta forma se concentra la radiación hacia un solo punto focal que contiene una unidad de conversión de potencia. Dentro de estas unidades, una de las más utilizadas corresponde al motor Stirling que funciona a partir de la compresión y expansión cíclica de un fluido de trabajo por efecto del aumento de la temperatura. El factor de concentración para este tipo de tecnologías varía entre 1500 y 4000, siendo valores relativamente altos debido a su sistema de concentración puntual.

Dentro de los sistemas de concentración lineal, en donde la radiación solar se concentra a lo largo de una línea y no de forma puntual, se encuentran los de tipo Fresnel los cuales consisten en un conjunto de espejos planos situados cerca del suelo que reflejan la radiación y la concentran en el tubo absorbedor dispuesto en altura. Su factor de concentración es de alrededor de 34-54 dependiendo de la configuración del sistema. Comúnmente se utiliza vapor de agua como fluido de trabajo y se pueden alcanzar temperaturas de hasta 530°C.

La tecnología de concentración más utilizada corresponde a la denominada Cilindro Parabólico, la cual consiste en un espejo curvo con forma parabólica que refleja la luz solar hacia un tubo absorbedor situado en la línea focal. Por el interior del tubo circula un fluido de trabajo que es calentado por las paredes del tubo. La estructura metálica sobre la cual se sostienen los espejos, cuenta con un mecanismo que realiza un seguimiento al sol en un eje. Su factor de concentración es del orden de 80 y alcanzan temperaturas de alrededor de 400°C.

El tubo receptor es de acero inoxidable y cuenta con un revestimiento exterior que le permite absorber hasta un 95 % de la radiación reflejada por los espejos. Además, los tubos de acero están contenidos dentro de otro tubo de vidrio. Entre ambos tubos se tiene un vacío que permite minimizar las pérdidas de calor. Debido a la diferencia en los coeficientes de dilatación térmica entre el tubo de acero y el tubo de vidrio, se emplea el uso de dilatadores en los extremos que permiten mantener el vacío entre ambos tubos. La figura 2.5 muestra un esquema de un tubo receptor y sus componentes.

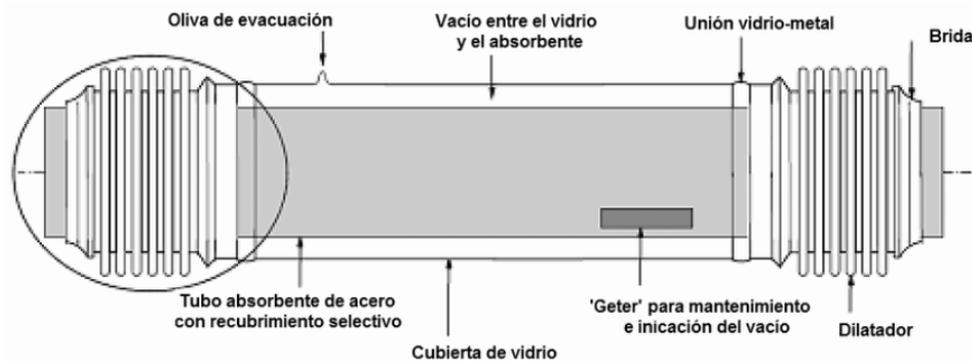


Figura 2.5: Esquema del tubo receptor [6].

El fluido de trabajo utilizado en las plantas Cilindro Parabólico corresponden principalmente a aceites térmicos. Entre ellos se destacan Therminol VP-1, el cual puede ser calentado hasta 400°C y Syltherm 800, el cual puede ser calentado por sobre los 400°C. La tabla 2.1 muestra una comparativa de ambos fluidos de trabajos en sus principales propiedades.

Tabla 2.1: Propiedades aceites térmicos [7] [8].

Propiedad a 400°C	Therminol VP-1	Syltherm 800
Conductividad térmica k [W/mK]	0,0756	0,1149
Densidad ρ [kg/m^3]	694	840,3
Viscosidad dinámica μ [Pa s]	0,000146	0,00222
Capacidad calorífica C_p [J/Kg K]	2628	1791

En el tubo receptor ocurre transferencia de energía en forma de calor mediante tres métodos: conducción, convección y radiación. La figura 2.6 muestra la red térmica del sistema como una sección transversal del conjunto tubo receptor. El tubo exterior hecho de vidrio tiene asociadas pérdidas de calor por radiación y convección hacia el ambiente y el cielo respectivamente. Esto se debe a la emisividad del vidrio y la presencia de aire alrededor del exterior del tubo. Luego, por la conductividad del vidrio, se tiene una transferencia de calor por conducción radial al tubo. Entre el tubo absorbedor y el tubo de vidrio se mantiene un vacío, por lo que al no haber fluido en su interior solo está presente la conducción de calor por la superficie del tubo absorbedor y la radiación debido a la emisividad del aislante. Por último, la transferencia de calor principal que se desea mejorar, corresponde a la convección entre la superficie interior del tubo absorbedor y el fluido de trabajo.

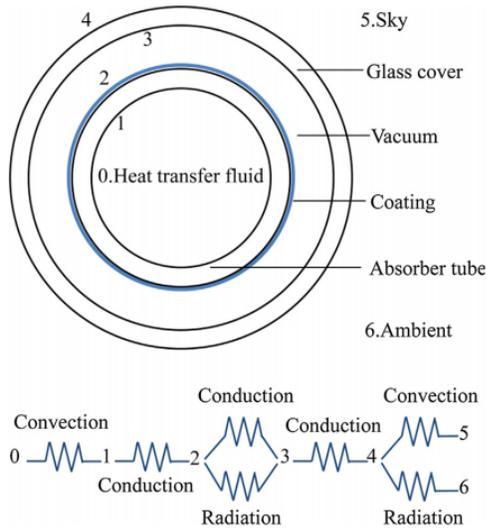


Figura 2.6: Transferencia de Calor en tubo receptor [9].

La distribución del flujo de calor incidente en el tubo receptor no es uniforme en su periferia. Esto se debe a que los rayos reflejados por los espejos se concentran en la zona inferior del tubo receptor, mientras que en la parte superior, solo está presente la radiación proveniente directamente desde el sol. Esto genera un alto gradiente de temperatura en la superficie del tubo absorbedor, que puede significar en fallas asociadas a esfuerzo térmico.

La figura 2.7 muestra el *Local Concentration ratio* (LCR) en función de la periferia del tubo absorbedor. El LCR corresponde a la energía concentrada en puntos locales del perímetro del tubo. Se puede notar que la energía es concentrada principalmente en dos zonas del tubo absorbedor 130° y 230° aproximadamente. Se observa también que en la línea central inferior del tubo hay una disminución en el LCR, esto se debe a que el propio tubo absorbedor proyecta su sombra sobre los espejos concentradores.

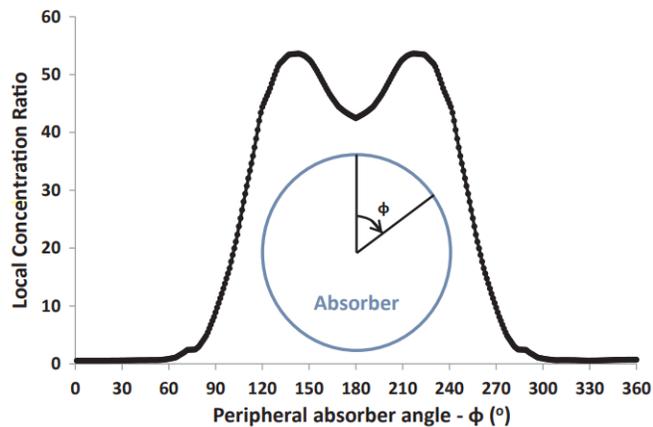


Figura 2.7: LCR en la periferia del tubo absorbedor [10].

2.3. Estudios previos

Diversas formas para incrementar la transferencia de calor por convección han sido estudiadas previamente. Una de ellas corresponde a insertar geometrías al interior del tubo absorbedor.[11]

El estudio realizado por Aggrey Mwesigye et al [12] analizó la transferencia de calor dentro del tubo absorbedor utilizando insertos con forma de cinta torsionada de acuerdo a lo mostrado en la figura 2.8. Se llevaron a cabo simulaciones en Ansys FLUENT por el método de volúmenes finitos y el fluido de trabajo utilizado correspondió a Syltherm 800. Los resultados demostraron que la utilización de estos insertos implicó un aumento de hasta un 236% en la transferencia de calor. Además hubo una disminución de hasta un 76% en el gradiente circunferencial de temperaturas del tubo absorbedor. Por su parte, el número de Nusselt aumentó hasta 3,36 veces con respecto al modelo sin la utilización de los insertos.

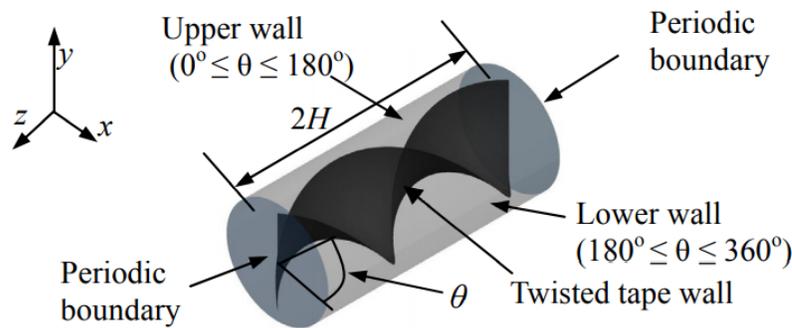


Figura 2.8: Inserto Cinta Torsionada [12].

Song et al [13], realizaron un análisis de la transferencia de calor y variación de la temperatura circunferencial del tubo absorbedor al incluir insertos con forma helicoidal tal como se muestra en la figura 2.9. Se empleó Syltherm 800 como fluido de trabajo. Los resultados obtenidos mostraron una disminución en el gradiente circunferencial de temperatura del tubo absorbedor. Se alcanzó una disminución en las pérdidas de calor de hasta 6 veces con respecto al caso base correspondiente al tubo absorbedor liso.

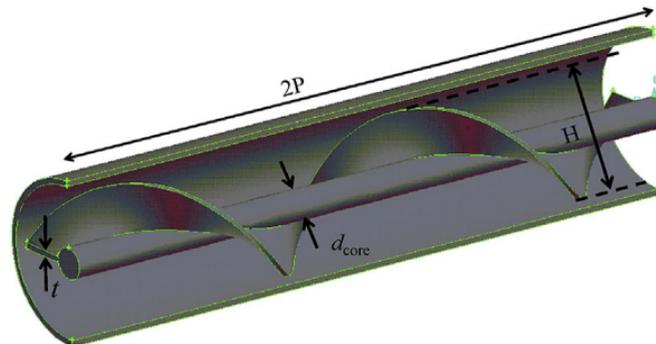


Figura 2.9: Inserto Helicoidal [13].

Evangelos Bellos y Christos Tzivanidis [10] desarrollaron su trabajo implementando insertos con forma de estrella para aumentar la eficiencia térmica en concentradores cilindro parabólicos. Estudiaron un total de 16 configuraciones distintas variando las principales dimensiones del inserto utilizado mostrado en la figura 2.10. La solución numérica fue obtenida utilizando el software SolidWorks Flow Simulation y el fluido de trabajo utilizado correspondió a Syltherm 800. Según lo obtenido el número de Nusselt aumentó hasta un 60% lo que implicó que las pérdidas de calor disminuyeran hasta un 14%. También se disminuyó la variación de temperatura en la periferia del tubo absorbedor hasta un 15% disminuyendo así los esfuerzos térmicos. Se obtuvo una mejora en la transferencia de calor para la totalidad de las configuraciones utilizadas siendo mayor en ellas con dimensiones mayores.

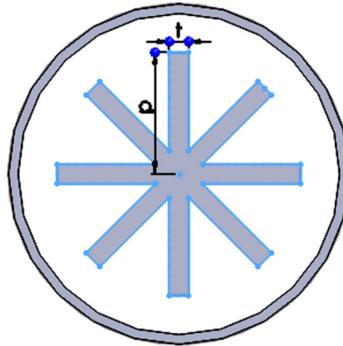


Figura 2.10: Inserto forma de estrella [10].

Peng Liu et al [9] llevaron a cabo un estudio numérico del desempeño termodinámico del tubo receptor utilizando insertos con forma de bandas cónicas como se muestran en la figura 2.11. Tomando rangos para el flujo másico de entrada, temperatura de entrada y el número de Reynolds, y usando Syltherm 800 como fluido de trabajo, se obtuvo que los insertos utilizados aumentaron el número de Nusselt hasta un 203% implicando una disminución en las pérdidas de calor hasta un 82,1%.

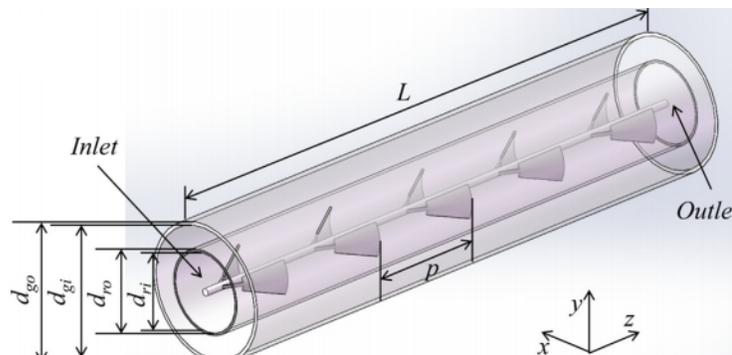


Figura 2.11: Inserto Bandas Cónicas [9].

Otro estudio en el cual se implementaron bandas cónicas, pero esta vez bidireccionales como las mostradas en la figura 2.12, corresponde al llevado a cabo nuevamente por Peng Liu et al [14]. En este se obtuvieron resultados en donde el número de Nusselt fue entre 2,35 y 9,85 veces mayor en comparación al caso sin geometría.

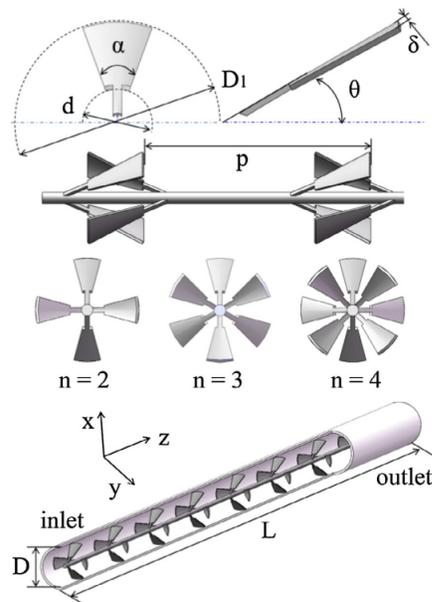


Figura 2.12: Inserto Bandas Cónicas bidireccionales [14].

El estudio realizado por Xiao Wei Zhu et al [15] empleó una geometría sinusoidal y agua como fluido de trabajo. El número de Nusselt alcanzó un valor de 3,54 veces el Nusselt sin la presencia de insertos.

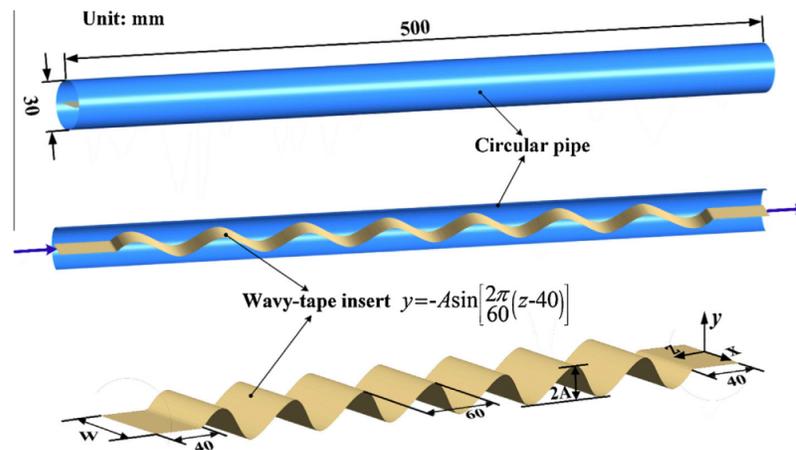


Figura 2.13: Inserto sinusoidal [15].

De acuerdo a la bibliografía estudiada, las mejoras en la transferencia de calor desde el tubo absorbedor hacia el fluido son posibles al emplear diversas geometrías interiores del tubo. Además, se genera una disminución en el gradiente de temperaturas en la periferia del tubo absorbedor significando un menor riesgo en fallas por esfuerzo térmico.

2.4. Formulación del modelo físico y matemático

Los programas de simulaciones fluidodinámicas permiten obtener soluciones a problemas complejos cuya solución analítica no es trivial. En particular, el modelo de volúmenes finitos realiza divisiones de un volumen de control, a las cuales se le aplican ecuaciones que describan la dinámica de fluidos, tales como las ecuaciones de Navier Stokes.

A continuación se presentan las principales ecuaciones empleadas por el programa Ansys FLUENT para la resolución de este problema, considerando un estado estacionario, es decir, la ausencia de la componente temporal:

- Ecuación de conservación de la masa:

$$\nabla \cdot (\rho \bar{u}) = 0 \quad (2.1)$$

- Ecuación de moméntum:

$$\frac{\partial(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} \delta_{ij} - \rho \overline{u_i' u_j'} \right] \quad (2.2)$$

- Ecuación de energía:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u} c_p \bar{T}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} + \frac{\mu_t}{\sigma_{h,t}} \frac{\partial (c_p \bar{T})}{\partial x_j} \right) + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_j} + \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} \delta_{ij} - \rho \overline{u_i' u_j'} \right] \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \quad (2.3)$$

Estas tres son las ecuaciones RANS, las cuales corresponden a las ecuaciones de Navier Stokes promediadas con la descomposición de Reynolds. De esta forma, la expresión $-\rho \overline{u_i' u_j'}$ corresponde a los esfuerzos de Reynolds, \bar{u} corresponde a la componente de velocidad promedio, \bar{T} a la temperatura promedio y \bar{P} la presión promedio. [16]

Las componentes de esfuerzo de Reynolds se determinan a través del modelo de viscosidad de Eddy, según la expresión:

$$-\rho \overline{u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (2.4)$$

Donde k es la energía cinética turbulenta por unidad de masa dada por:

$$k = \frac{1}{2} \left(\bar{u}^2 + \bar{v}^2 + \bar{w}^2 \right) \quad (2.5)$$

Y la viscosidad de Eddy está dada por:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.6)$$

Las constantes C_μ , k y ε dependen del modelo de turbulencia utilizado, el cual corresponde al modelo $k - \varepsilon$. Este posee una gran validación como modelo turbulento para aplicaciones de ingeniería. En este trabajo se seleccionan las constantes predefinidas por el programa de simulación correspondientes a: $C_\mu = 0,09$ $C_{\varepsilon 1} = 1,44$ $C_{\varepsilon 2} = 1,92$.

2.5. Calidad de Mallado

Un aspecto muy importante al momento de realizar simulaciones en programas como Ansys FLUENT corresponde al correcto mallado del volumen de control, ya que tiene en gran influencia en la convergencia de la solución.

Existen numerosos parámetros que ayudan a identificar si la malla realizada es adecuada para alcanzar convergencia. Dos de estos parámetros corresponden al *Skewness* y *Orthogonal Quality*:

1. *Skewness*: Es un parámetro que caracteriza la deformación de los elementos. Para esto compara el elemento real con uno de igual número de caras, pero con dimensiones regulares. Se le asocia una escala de 0-1 con un valor deseado mínimo. Se recomienda que el valor promedio no sea mayor a 0,25.
2. *Orthogonal Quality*: Evalúa la ortogonalidad de los ángulos de un elemento con respecto a los elementos adyacentes. Se le asocia una escala de 0-1 con un valor deseado máximo. Se recomienda que el valor promedio no sea inferior a 0,7.

2.6. Variables de interés.

Con el fin de cuantizar y comparar entre sí cada una de las geometrías, se definen las siguientes variables dependientes:

- El factor de fricción determina la pérdida de carga de un fluido producto de la fricción entre este y los materiales sólidos del volumen de control. Su cálculo se realiza mediante la ecuación:

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2}\rho \cdot u_m^2 \cdot \frac{L}{d_{ri}}} \quad (2.7)$$

Donde:

- ΔP : Caída de presión [Pa].
 - ρ : Densidad del fluido [kg/m^3].
 - u_m : Velocidad promedio del fluido [m/s].
 - L : Largo del tubo [m].
 - d_{ri} : Diámetro interior del tubo [m].
- El coeficiente convectivo del fluido interior es determinado por:

$$h = \frac{q}{T_{ri} - T_b} \quad (2.8)$$

Donde:

- q : Flujo de calor [W/m^2].
- T_{ri} : Temperatura promedio de la pared interior del tubo [K].
- T_b : Temperatura promedio del fluido en la entrada y salida del tubo [K].

- El número adimensional de Nusselt cuantifica la transferencia de calor por convección en relación a la transferencia de calor realizada únicamente por conducción. Esta se calcula mediante:

$$Nu = \frac{h \cdot d_{ri}}{k} \quad (2.9)$$

Donde:

- h : Coeficiente convectivo [W/m^2K].
- d_{ri} : Diámetro interior del tubo [m].
- k : Conductividad térmica del tubo [W/mK].

- El número de Reynolds caracteriza el comportamiento turbulento del flujo y se calcula mediante:

$$Re = \frac{u_m \cdot d_{ri}}{\nu} \quad (2.10)$$

Donde:

- u_m : Velocidad promedio del fluido [m/s].
- d_{ri} : Diámetro interior del tubo [m].
- ν : Viscosidad cinemática del fluido [$Pa \cdot s$].

- El factor de incremento de calor o TEF por sus siglas en inglés, caracteriza el aumento del número de Nusselt, pero teniendo en cuenta además el factor de fricción. Para valores superiores a 1, se dice que el incremento del Nusselt es efectivo en comparación a la pérdida de presión. Su cálculo se realiza a través de la ecuación:

$$TEF = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_p}\right)}{\left(\frac{f}{f_p}\right)^{\frac{1}{3}}} \quad (2.11)$$

Donde:

- Nu : Número de Nusselt.
- f : Factor de fricción.
- Nu_p : Número de Nusselt de tubería lisa.
- f_p : Factor de fricción de tubería lisa.

- La diferencia de temperatura circunferencial del tubo absorbedor es definida como la diferencia de las temperaturas promedio entre la mitad inferior del tubo y la mitad superior.

$$\phi = T_{rl} - T_{ru} \quad (2.12)$$

Donde:

- T_{rl} : Temperatura promedio de la mitad inferior del tubo absorbedor [K].
- T_{ru} : Temperatura promedio de la mitad superior del tubo absorbedor [K].

3. Metodología

En este capítulo se presenta la metodología y prácticas aplicadas en la realización del trabajo.

3.1. Selección de parámetros y condiciones de borde.

Se comienza por seleccionar y definir diferentes parámetros propios de las instalaciones de una planta solar térmico de tipo cilindro parabólico, según las fuentes bibliográficas consultadas.

Se selecciona como fluido de trabajo al aceite térmico Syltherm-800, utilizado ampliamente en estudios CFD [10] debido a sus propiedades térmicas, las cuales se muestran en la tabla 2.1.

El tubo absorbedor utilizado se enmarca con los utilizados en la mayoría de los artículos estudiados [12] [13] [10] [9], cuyas dimensiones son compatibles con los módulos *LS-2* y *Eurotrough*, ambos ampliamente reconocidos en plantas termosolares europeas. El tubo posee un diámetro interior de 66[mm], diámetro exterior de 70[mm] y largo de 7,8[m]. [17]

El flujo de calor incidente no es uniforme alrededor del tubo de acuerdo a lo observado en la figura 2.7. Se utiliza una aproximación de la función definida por partes según el ángulo, mostrada en la ecuación 3.1, la cual corresponde a una combinación lineal de funciones senos y cosenos. La aproximación se realiza con un promedio del flujo de calor con un paso de 20°. El flujo de calor es simétrico con respecto al eje vertical. La ecuación de flujo de calor se muestra a continuación, con las constantes de la tabla 3.1. [9]

$$q = a_0 + a_1 \cos(\omega\theta) + b_1 \sin(\omega\theta) + a_2 \cos(2\omega\theta) + b_2 \sin(2\omega\theta) \quad (3.1)$$

Tabla 3.1: Constantes ecuación de flujo de calor.

	ω	a_0 [W/m ²]	a_1 [W/m ²]	b_1 [W/m ²]	a_2 [W/m ²]	b_2 [W/m ²]
$0 \leq \theta < 41,6$	0	680	0	0	0	0
$41,6 \leq \theta < 88,6$	0,0588	35120	25470	-24250	1464	-671
$88,6 \leq \theta < 180$	0,0312	56160	-11290	10510	-4039	-1582

Además, de acuerdo a lo indicado en la figura 2.6 se deben considerar las pérdidas de calor por convección y radiación. Para las pérdidas por convección se utilizan estimaciones de las temperaturas del tubo de vidrio (T_g) y la temperatura ambiente (T_a), ambas mostradas en la tabla 3.2 en conjunto con la emisividad del vidrio y la constante de Stefan Boltzmann. [12] [9]

Tabla 3.2: Pérdidas de calor por radiación.

Emisividad vidrio ε	Stefan Boltzmann σ [W/m^2K^4]	Temperatura vidrio T_g [K]	Temperatura ambiente T_a [K]
0,89	$5,67 \times 10^{-8}$	300	298

Con estos valores, se emplea la ecuación 3.2 para calcular el calor perdido por radiación, obteniendo un resultado equivalente a $10,8 [W/m^2]$.

$$q_r = \varepsilon \sigma (T_g^4 - T_a^4) \quad (3.2)$$

Para las pérdidas por convección, se utilizan estimaciones para la velocidad del viento (V), diámetro del tubo de vidrio (D_g), la temperatura del vidrio (T_g) y la temperatura del aire (T_v). Dichas estimaciones se resumen en la tabla 3.3.

Tabla 3.3: Pérdidas de calor por convección.

Velocidad del viento V [m/s]	Diámetro del tubo de vidrio D_g [m]	Temperatura vidrio T_g [K]	Temperatura aire T_v [K]
2,5	115×10^{-3}	300	290

Luego, se calcula el coeficiente convectivo mediante la ecuación 3.3.

$$h = 4V^{0,58} D_g^{-0,42} \quad (3.3)$$

Utilizando la ecuación 3.4 se calcula el calor que sale del sistema producto de la convección del viento, entregando un resultado equivalente a $116,78 [W/m^2]$.

$$q_c = h(T_g - T_s) \quad (3.4)$$

Tanto el calor perdido por radiación como por convección son considerados en la aproximación utilizando la función por partes de la ecuación 3.1.

Se define también el flujo másico, que de acuerdo a la bibliografía consultada varía entre 50[L/min] y 250[L/min] [10]. Con el propósito de distinguir si ciertas geometrías poseen un mejor rendimiento con mayor o menor flujo másico, en este estudio se realiza un análisis de sensibilidad con los flujos másicos de la tabla 3.4.

Tabla 3.4: Flujos

L/min	Kg/s
50	0,7
100	1,4
150	2,1

El fluido de trabajo se almacena a temperaturas superiores a 400[K]. Para este estudio se selecciona dicha temperatura a la entrada del tubo absorbedor.[18]

3.2. Diseño de geometrías

Se muestran a continuación cada una de las geometrías a comparar, dibujadas en INVENTOR.

Este trabajo de título evalúa y compara 5 geometrías interiores diferentes. Sin embargo, todas comparten las dimensiones del tubo absorbedor, las cuales se muestran en la tabla 3.5.

Tabla 3.5: Dimensiones del tubo absorbedor.

Diámetro interior [mm]	Diámetro exterior [mm]	Largo [mm]
66	70	200

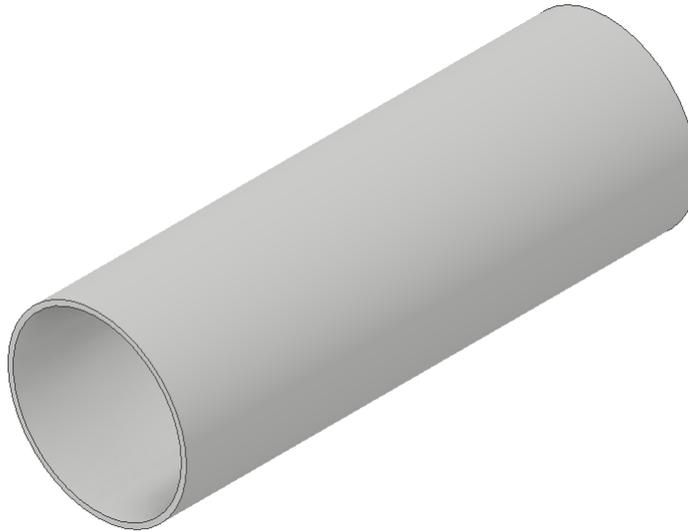


Figura 3.1: Tubo absorbedor.

Cabe destacar que, con el objetivo de ahorrar costo computacional, se simula tan solo 0,2[m] de los 7,8[m] del largo total del tubo. Este largo es suficiente para analizar la fluidodinámica del sistema al utilizar condiciones de borde periódicas.

3.2.1. Estrella

Corresponde a un inserto ubicado en el centro del tubo con un total de 8 aletas de ancho un ancho de 5 [mm] y largo de 20[mm].

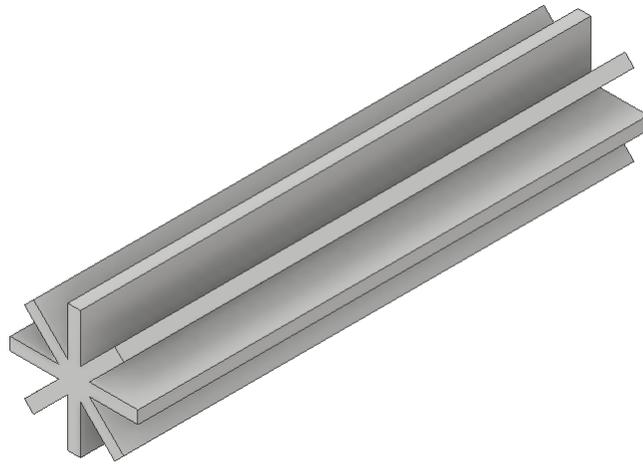


Figura 3.2: Geometría Estrella.

3.2.2. Cinta torsionada

La cinta torsionada se genera a partir de una plancha de largo de 200 [mm], ancho de 40[mm] y espesor de 1[mm], para luego torsionarla en dos períodos de 100[mm] cada uno.

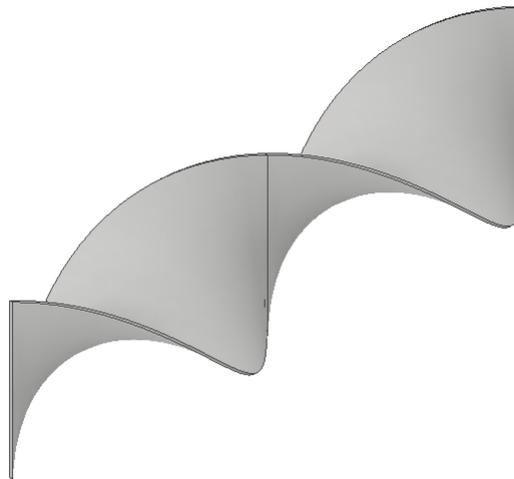


Figura 3.3: Geometría Cinta Torsionada.

3.2.3. Helicoide

Una geometría helicoidal rodea a un pequeño tubo macizo de diámetro de 5[mm] ubicado en el centro del tubo absorbedor. Dentro del largo total se generan 2 períodos de 100[mm] cada uno. El espesor de la helicoide es de 1[mm] y su radio es de 30[mm].

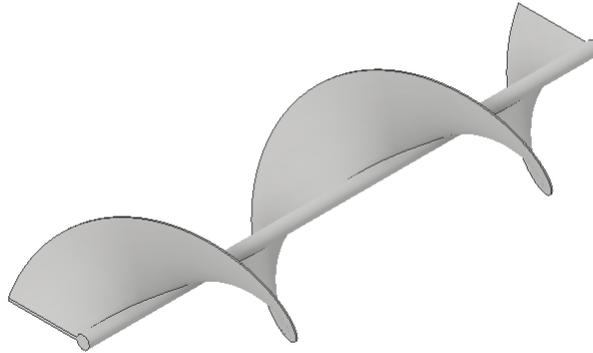


Figura 3.4: Geometría Helicoidal.

3.2.4. Sinusoide

De forma horizontal y a lo largo del tubo se ubica una geometría sinusoidal con amplitud de 12[mm] y período de 3,6[mm]. El ancho de la plancha es de 52[mm] y espesor de 2[mm].

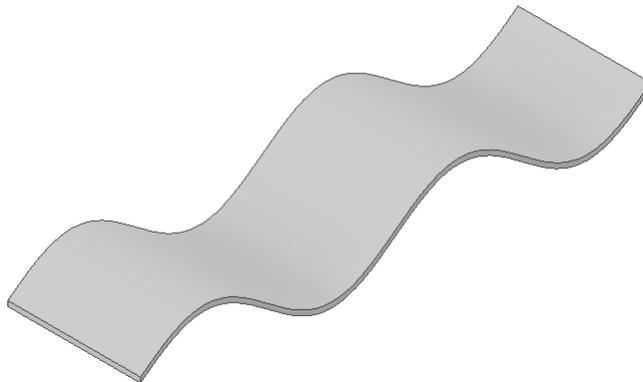


Figura 3.5: Geometría Sinusoidal.

3.2.5. Cónica

Se ubican bandas cónicas alrededor de un tubo intercalando la dirección y sentido de cada una cada 50 [mm]. El ángulo de elevación de cada una es de 30° y sus extremos están hecho a partir de un arco de 30° en una circunferencia con centro en la unión del tubo central y el inicio de la banda cónica. El extremo menor tiene un radio de 15[mm] mientras que el mayor es de 45[mm].

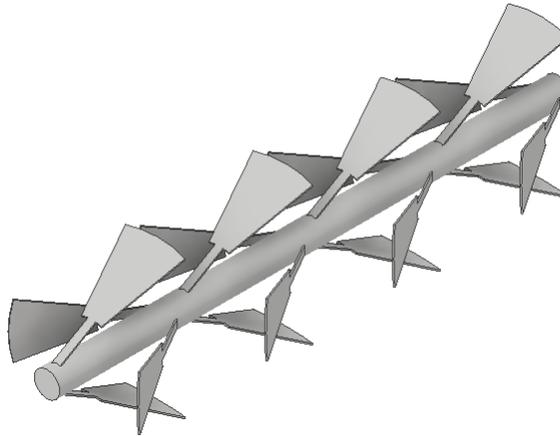


Figura 3.6: Geometría Cónica.

Cada una de estas geometrías dibujadas en INVENTOR son importadas a Ansys FLUENT, añadiendo las caras de entrada y salida, y generando el dominio del fluido mediante la herramienta *fill* en Desing modeler.

3.3. Mallado

Se realiza un análisis del mallado en base a los resultados de mayor interés, los cuales corresponden al factor de fricción y el número de Nusselt calculados con las ecuaciones 2.7 y 2.9 respectivamente. Se escoge como modelo para el análisis de malla a la geometría helicoidal.

Se parte con un tamaño de elemento de 0,9[mm] y se evalúa la variación de los resultados con respecto a un refinamiento en la malla. La tabla 3.6 muestra el resumen de dicho procedimiento.

Tabla 3.6: Análisis de Malla.

Tamaño de elemento [mm]		Variación Factor de Fricción	Variación Número de Nusselt
Tubo	Fluido	$(f^i + f^{i+1})/(f^{i+1})$	$(Nu^i + Nu^{i+1})/(Nu^{i+1})$
0,9	0,9	3,14 %	-4,28 %
0,85	0,85	-3,12 %	-6,43 %
0,8	0,8	2,11 %	1,1 %
0,8	2	0,54 %	0,02 %
0,75	2	-	-

El resultado del análisis de malla indica que una refinación en las paredes del tubo tiene mayor influencia en los resultados, por lo que para un ahorro computacional se agranda el tamaño de los elementos del fluido, presentando una variación virtualmente nula en los resultados.

Dentro del análisis también se destaca la importancia de un correcto mallado en el límite tubo/fluido, por lo que se emplea un *Inflation* cuyo tamaño sea mayor al de la capa límite utilizando la aproximación según el número de Reynolds.

$$\frac{\delta}{x} = \frac{0,38}{Re_x^{1/5}} \quad (3.5)$$

El mallado se muestra en la figura 3.7.

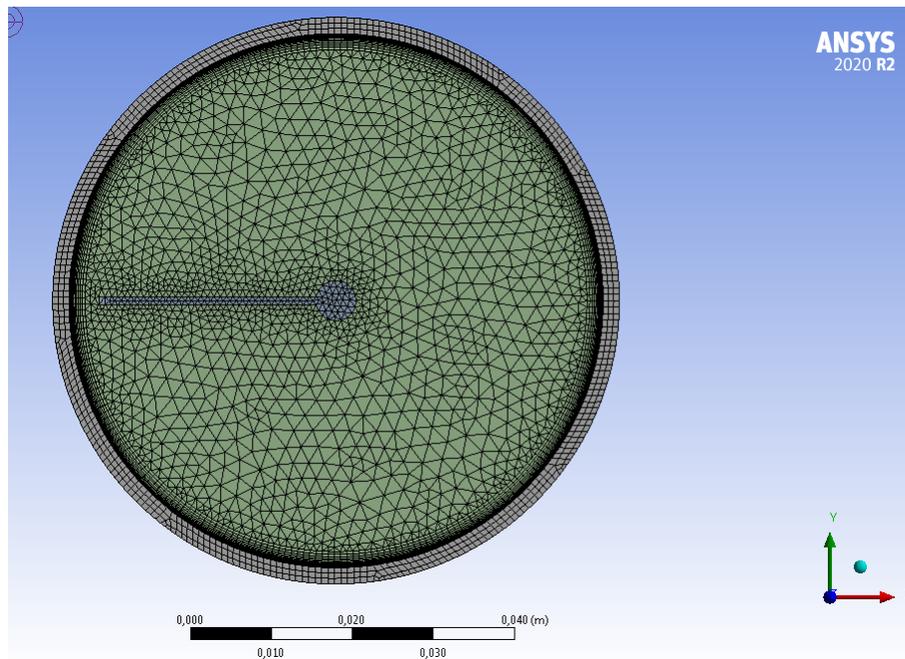
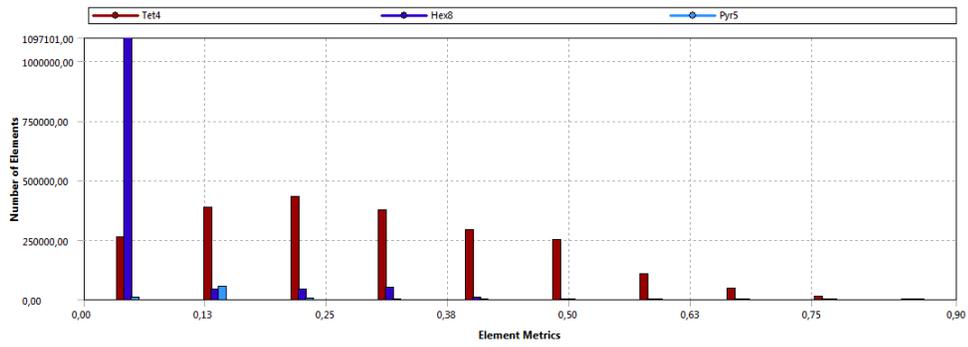
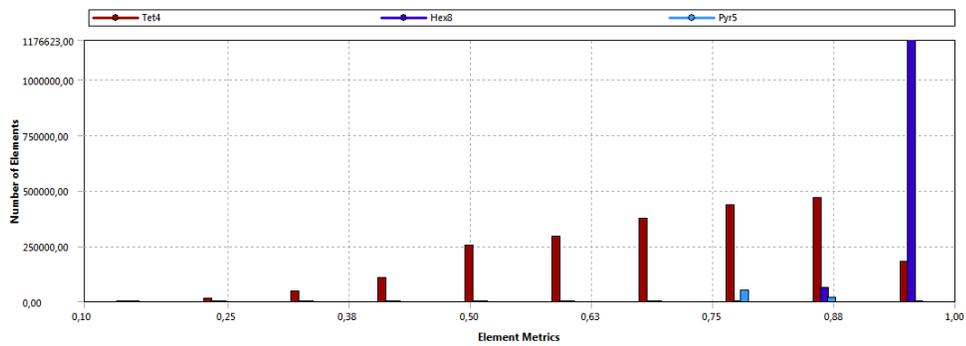


Figura 3.7: Ejemplo Malla geometría helicoidal.

Además se evalúa la calidad del mallado con los parámetros de Skewness y Orthogonal Quality. Para el primero se obtuvo un valor promedio de 0,19 y para el segundo 0,81. Según el criterio antes presentado se consideran como buenos valores y suficientes para la posterior simulación. En la figura 3.8 se muestran los ejemplos de gráficos para cada uno.



(a) Skewness



(b) Orthogonal Quality

Figura 3.8: Ejemplo de Skewness y Orthogonal Quality.

3.4. Modelación CFD

A continuación se detalla el procedimiento llevado a cabo para las simulaciones realizadas en Ansys FLUENT.

Se comienza por establecer un régimen estacionario y la gravedad en el eje y con un valor equivalente a $9,81 [m/s^2]$. Luego se activa la ecuación de energía y el modelo de turbulencia $k - \epsilon$ con los valores mostrados en la figura 3.9.

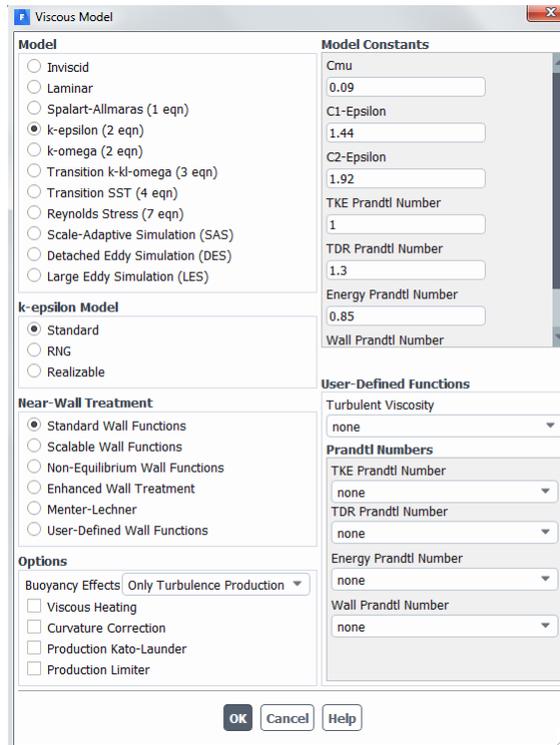


Figura 3.9: Modelo de turbulencia en Ansys FLUENT.

En la sección de materiales dispuesta en Ansys FLUENT se ingresan las propiedades del fluido y de los sólidos según la tabla 3.7.

Tabla 3.7: Propiedades Materiales.

Propiedad	Aluminio	Syltherm 800
Conductividad térmica $k [W/mK]$	202,4	0,1149
Densidad $\rho [kg/m^3]$	2719	840,3
Viscosidad dinámica $\mu [Pa s]$	-	0,00222
Capacidad calorífica $C_p [J/Kg K]$	871	1791

Empleando la herramienta de “*Named Expressions*” ofrecida por el software, se procede a designar la aproximación del flujo de calor en función del ángulo circunferencial del tubo absorbedor. Así, se ingresa el flujo de calor como una expresión constante para cada ángulos en un paso de 20° alrededor del tubo.

Para la definición de las condiciones de borde, se comienza por imponer una condición periódica en la entrada y salida del tubo. Se especifica el flujo másico, la dirección del flujo y la temperatura de entrada del fluido. La condición periódica se emplea cuando la geometría física de interés y el patrón esperado del flujo tienen una naturaleza que se repite periódicamente. Aplicado a este caso, todas las geometrías aquí estudiadas poseen dicha naturaleza periódica.

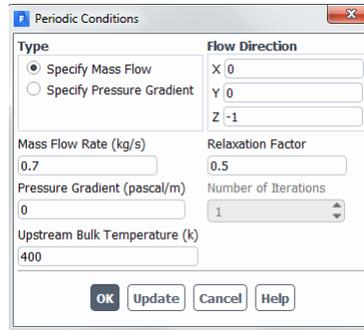


Figura 3.10: Condición de borde periódica en Ansys FLUENT.

Como condición de borde también se establece el flujo de calor definido previamente como expresión y se aplica sobre la pared exterior del tubo absorbedor, tal como lo mostrado en la figura 3.11.

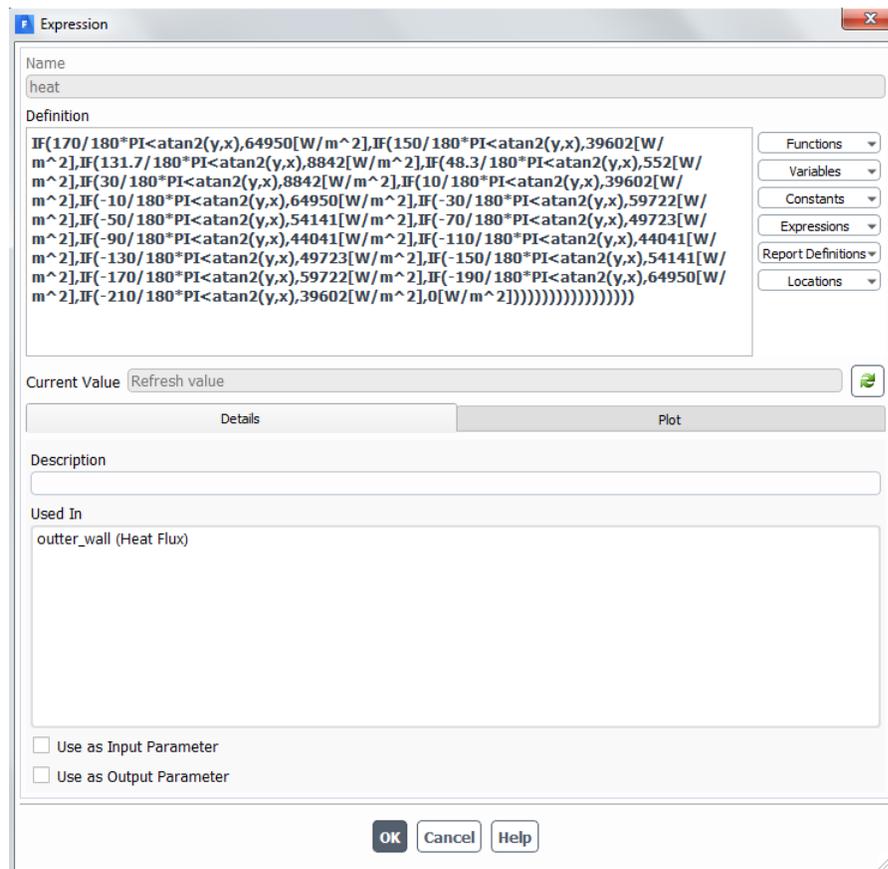


Figura 3.11: Expresión flujo de calor.

Una vez ingresadas las condiciones de borde, se genera como parámetro de monitoreo la temperatura de la pared interior del tubo y se designa el criterio de los residuos con un valor de 10^{-6} . Se establecen 1000 iteraciones y inicia la simulación hasta obtener la convergencia de los residuos y que el parámetro de monitoreo presente un comportamiento virtualmente invariante. Se muestra como ejemplo la figura 3.12.

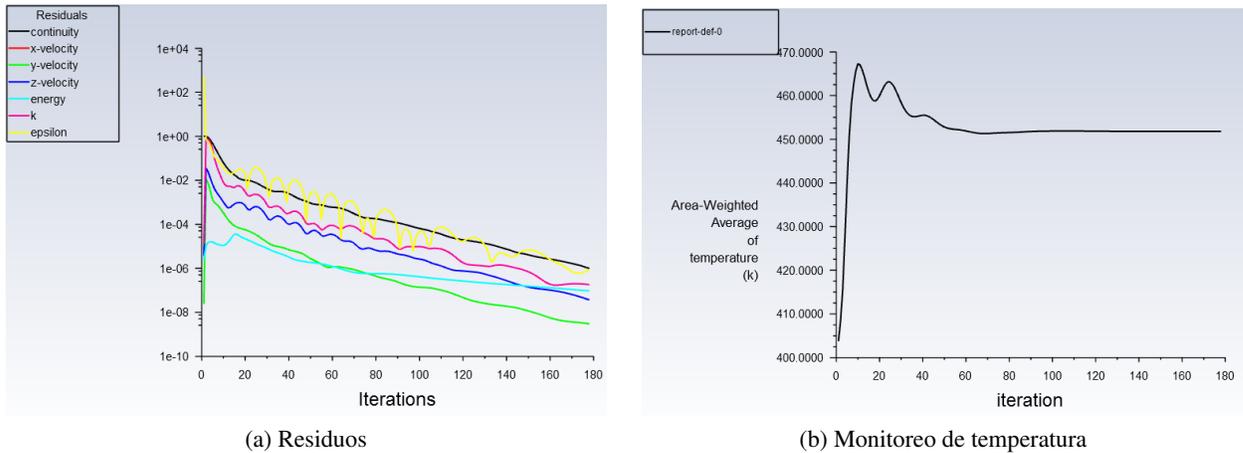


Figura 3.12: Ejemplo de convergencia de residuos y monitoreo de temperatura.

3.5. Extracción de resultados

En el módulo de post-procesamiento de Ansys FLUENT se extraen los valores de las siguientes variables de interés:

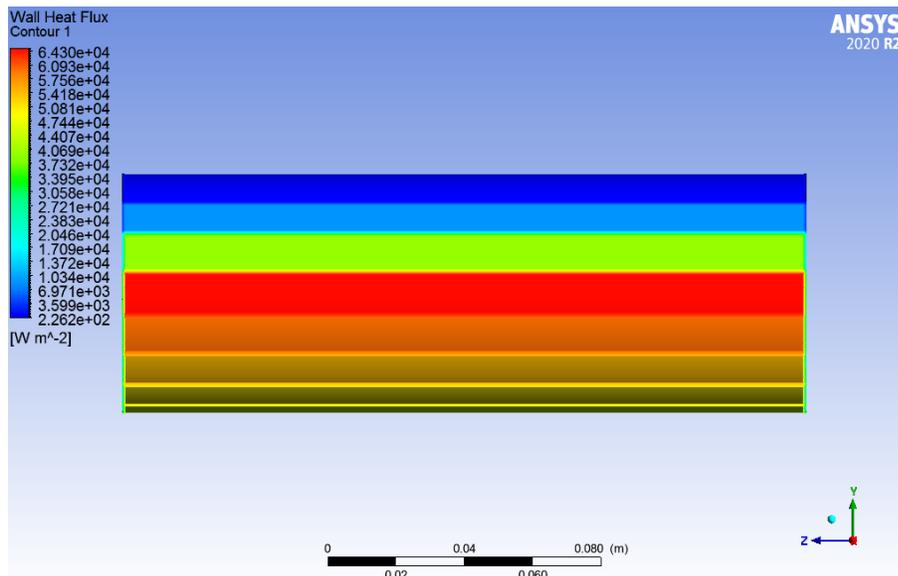
- Velocidad promedio.
- Diferencia de presión.
- Flujo de calor incidente.
- Temperatura promedio del fluido en la entrada.
- Temperatura promedio del fluido en la salida.
- Temperatura promedio de la pared interior del tubo.
- Temperatura promedio de la mitad superior del tubo.
- Temperatura promedio de la mitad inferior del tubo.

Tanto la modelación CFD como la extracción de resultados se repite para todas las geometrías tres veces cada una, únicamente cambiando el valor del flujo másico.

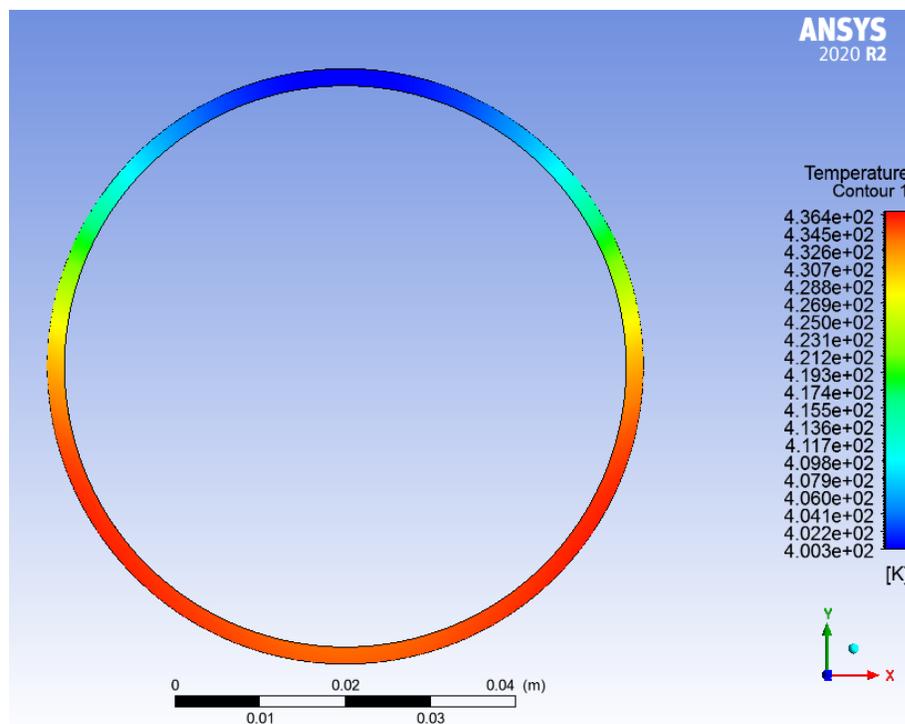
4. Resultados y discusión

Se presentan a continuación los resultados obtenidos de la totalidad de las simulaciones realizadas en CFD. Se realiza un análisis comparativo de la dinámica de los flujos de cada geometría y posteriormente se estudian las variaciones con respecto al flujo másico, por lo que el estudio en esta sección se concentra únicamente en el flujo másico estándar de 1,4 [kg/s]. El análisis se realiza en función de los parámetros y variables de interés presentadas en los antecedentes.

La primera simulación realizada corresponde al caso base, es decir, la tubería lisa sin la presencia de insertos en su interior. De esta simulación se extrae el flujo de calor aplicado alrededor del tubo absorbedor, en conjunto con la temperatura del mismo tubo, los cuales se observan en la figura 4.1.



(a) Flujo de Calor.



(b) Temperatura.

Figura 4.1: Tubo absorbedor liso.

La figura 4.1 (a) muestra la aproximación empleada para el flujo de calor incidente según la ecuación 3.1. Este flujo es simétrico según el plano ZY. La segunda imagen muestra el campo de temperatura alrededor del tubo. Se comprueba su no uniformidad, en cambio, una concentración en la mitad inferior debido a la distribución del flujo de calor. También es posible observar una clara simetría con respecto al eje y.

Otro aspecto interesante de analizar de este caso corresponde a la transferencia de calor que ocurre desde el tubo absorbedor hacia el fluido. Este se muestra en la figura 4.2, donde es posible observar un flujo no uniforme en el eje circunferencial, pero sí a lo largo del tubo. También, como es de esperar según lo visto en la figura 4.1 (a), hay una mayor transferencia de calor hacia el fluido con la mitad inferior, ya que es aquí donde el flujo externo incidente es a su vez también mayor.

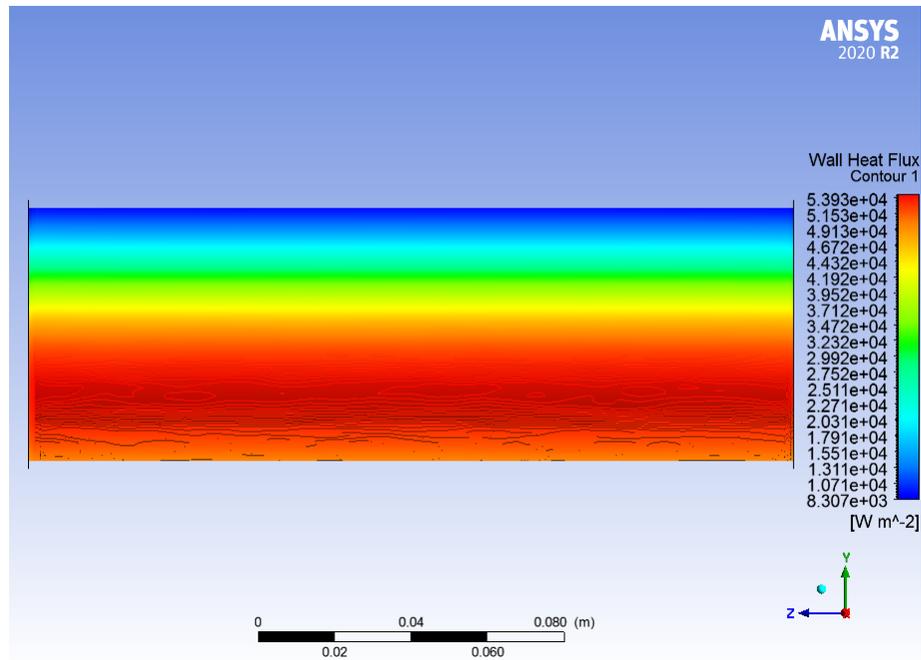


Figura 4.2: Transferencia de calor en caso tubería sin insertos.

Por último, vale la pena analizar como es el movimiento del fluido al interior del tubo para así poder realizar una futura comparación con la presencia de geometrías interiores. Para esto se muestra en la figura 4.3 el campo de velocidades al centro del tubo.

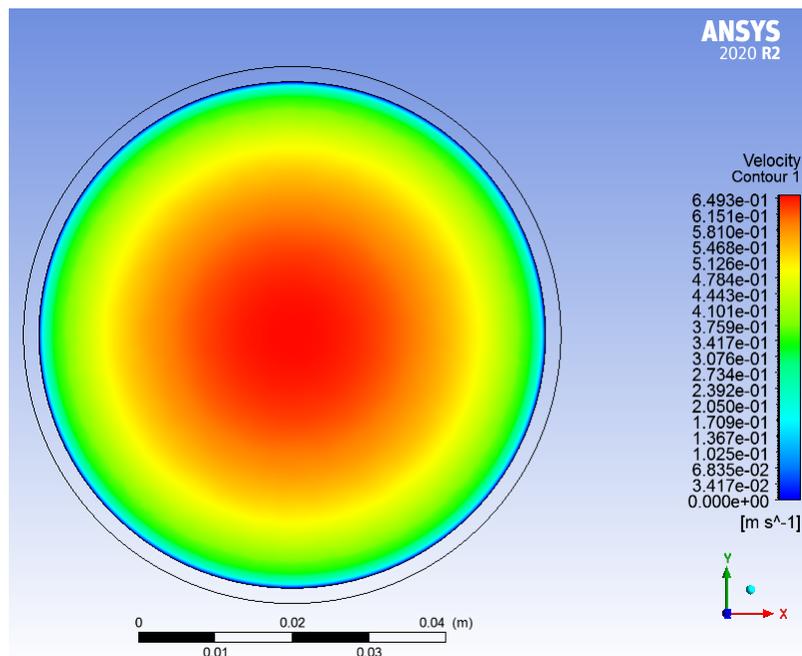


Figura 4.3: Campo de velocidades en caso tubería sin insertos.

Al no haber ninguna geometría que se interponga en el movimiento del fluido, este tiene un comportamiento únicamente regido por la condición de no desplazamiento con las paredes interiores del tubo, por lo que las menores velocidades del fluido se encuentran en las cercanías al tubo, mientras que el centro se observan las mayores velocidades.

4.1. Comparativa general parámetros

A continuación se presentan los resultados de los parámetros principales para cada una de las geometrías. La tabla 4.1 muestra la comparación de las geometrías con respecto al caso base, es decir, el tubo absorbedor liso. Los datos se encuentran ordenados en forma creciente para el factor de incremento de calor y corresponden al caso del flujo másico de 1.4[kg/s]. Esta tabla sirve como un primer punto de comparación de las geometrías y una guía para el posterior análisis de las dinámicas de los flujos.

Tabla 4.1: Variaciones porcentuales con respecto al caso base de parámetros principales y factor de incremento de calor.

Geometría	Factor de Fricción [%]	Número de Nusselt [%]	Diferencia de temperatura circunferencial [%]	Factor de incremento de calor (TEF)
Estrella	455	58	-12	0,89
Sinusoidal	1531	130	-57	0,91
Cónica	470	67	-51	0,94
Cinta Torsionada	294	58	-50	1,00
Helicoidal	422	100	-61	1,15

Se comienza por identificar los resultados más destacables de los valores visualizados para su posterior análisis. En primer lugar, la geometría helicoidal presenta los mejores resultados teniendo en cuenta el incremento en el número de Nusselt y su factor de fricción. Ambos parámetros se ven reflejados en el factor de incremento de calor, donde esta geometría destaca por sobre el resto con un valor de 1,15 seguido de la geometría de tipo cinta torsionada.

También, se muestra que para todas las geometrías empleadas existe una reducción en el gradiente de temperaturas del tubo absorbedor, es decir, se tiene una distribución más uniforme de la temperatura, disminuyendo así esfuerzos térmicos concentrados.

La geometría de estrella tiene el peor rendimiento según el factor de incremento de calor, incluso cuando comparativamente tiene el mismo incremento del número de Nusselt que la geometría de cinta torsionada. Esto se debe a que el incremento del factor de fricción para la geometría de estrella es de un 455%, mientras que para la cinta torsionada es de solo un 295%.

La geometría con mayor incremento en el número de Nusselt corresponde a la sinusoidal, pero es a su vez también la que tiene un mayor incremento en el factor de fricción.

4.2. Análisis de dinámicas del flujo

En esta sección se realiza un análisis más en detalle de las geometrías, comentando las diferencias en la dinámica de sus flujos, zonas de transferencia de calor, velocidades y temperaturas. Nuevamente, el análisis realizado en esta sección se enfoca para el flujo másico de $1,4[\text{kg/s}]$, el cual corresponde al valor medio de los flujos másicos a analizar.

Se comienza por comparar las dos geometrías con los mejores resultados según el factor de incremento de calor, las cuales corresponden a la helicoidal y la cinta torsionada. La figura 4.4 muestra los vectores de velocidad en ambas geometrías. Se observa cómo en ambos casos el fluido sigue un movimiento circular en sentido horario a lo largo del tubo. Esto se debe únicamente al sentido en que están torsionadas ambas geometrías, ya que éstas van direccionando y desplazando al flujo.

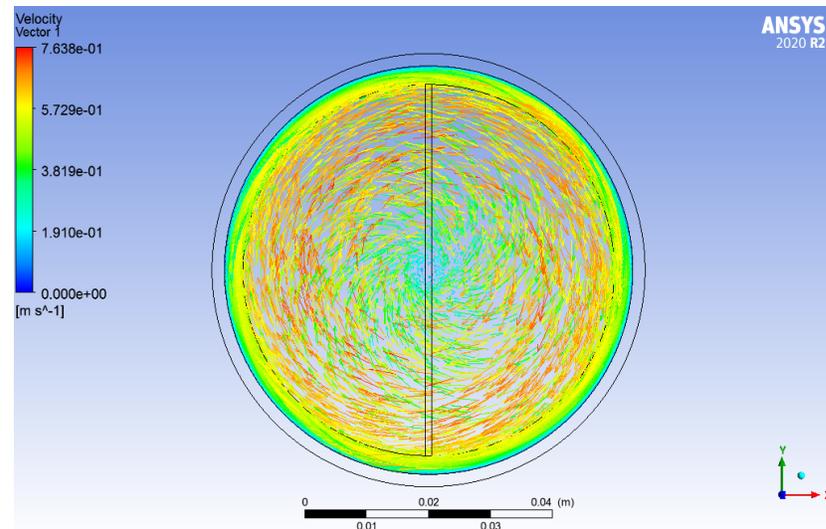
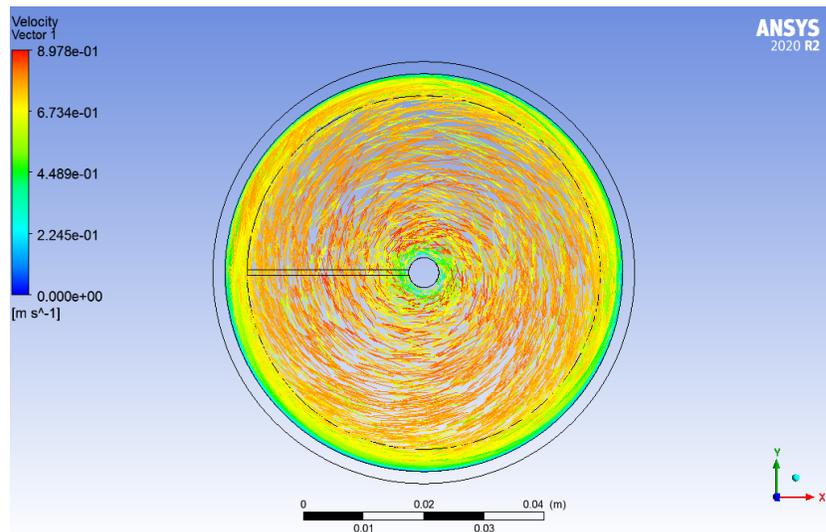
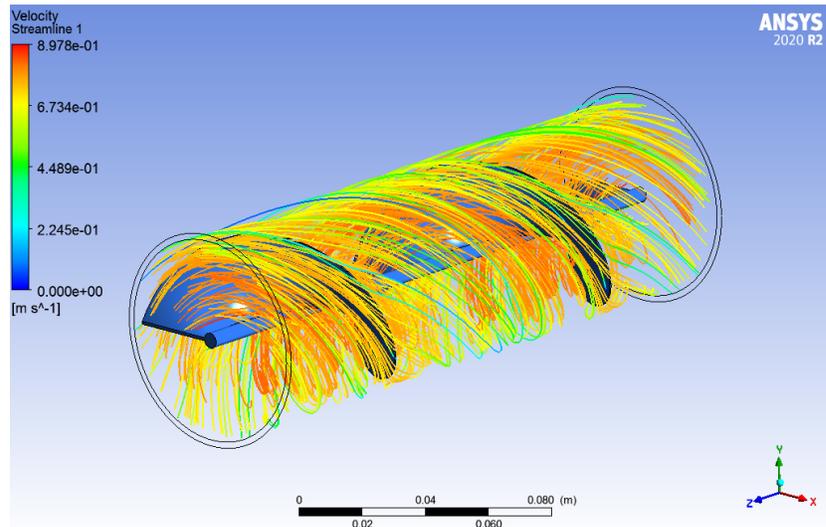
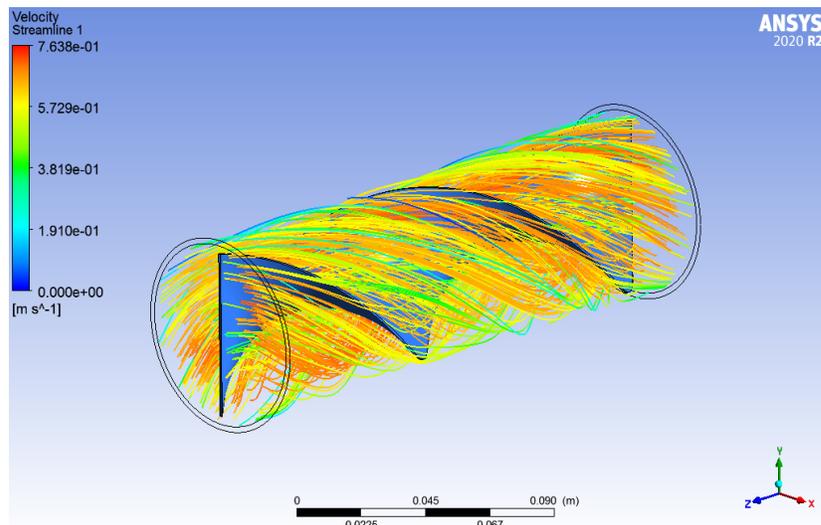


Figura 4.4: Vectores de velocidad en geometría helicoidal y cinta torsionada.

Si bien ambas geometrías tienen un flujo relativamente parecido, los resultados de la tabla 4.1 muestran que el incremento del número de Nusselt es muy superior en la geometría helicoidal, pero su factor de fricción es a su vez también mayor. Esto se explica al observar las líneas de corriente de la figura 4.5. Para la geometría helicoidal el fluido alcanza a realizar un mayor número de revoluciones antes de alcanzar la salida del tubo, lo que le permite tener un mejor intercambio de calor con el tubo absorbedor, pero que también trae consigo una mayor pérdida de presión. En la cinta torsionada el fluido describe un movimiento circular de más extensión en el eje z en comparación a la helicoidal.



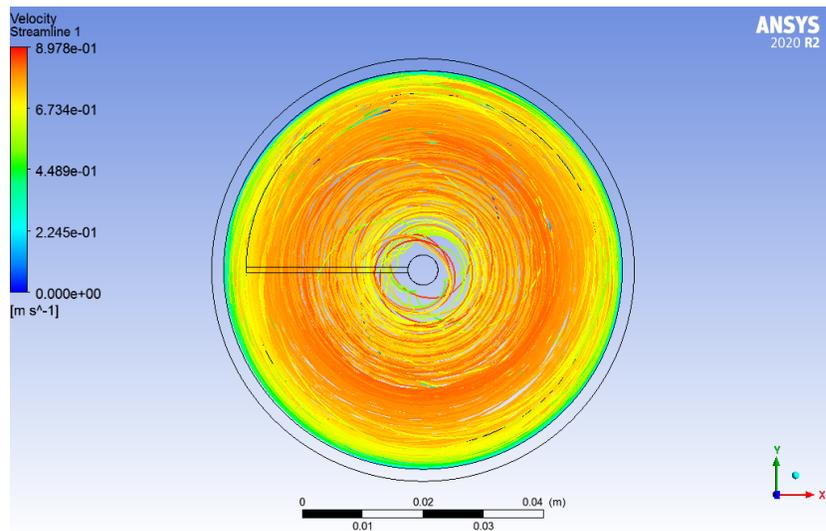
(a) Helicoidal.



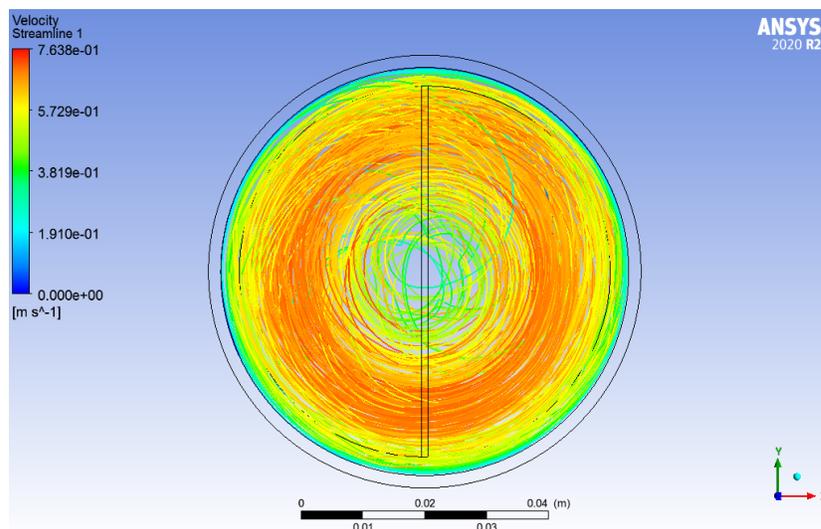
(b) Cinta Torsionada.

Figura 4.5: Líneas de corriente en geometría helicoidal y cinta torsionada.

Para explicar el mejor rendimiento de estas dos geometrías en comparación con el resto, se muestra la figura 4.6, en la cual se observan las líneas de corriente desde una vista frontal. Las líneas de corriente muestran que el fluido se concentra principalmente en la periferia del tubo y a una mayor velocidad en las zona más cercana al centro. Este comportamiento del fluido se explica a través del efecto de la fuerza centrífuga, es decir, cada partícula del fluido percibe sobre sí una fuerza que lo impulsa hacia fuera del eje de rotación, implicando que este se desplace hacia las paredes interiores del tubo absorbedor donde se concentran mayores temperaturas y conlleva a una mejor transferencia de calor hacia el fluido interior.



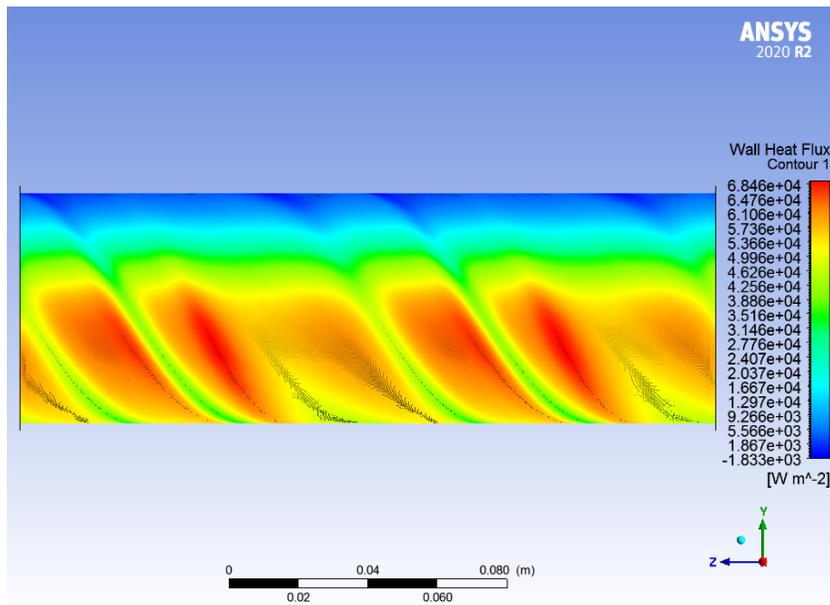
(a) Helicoidal.



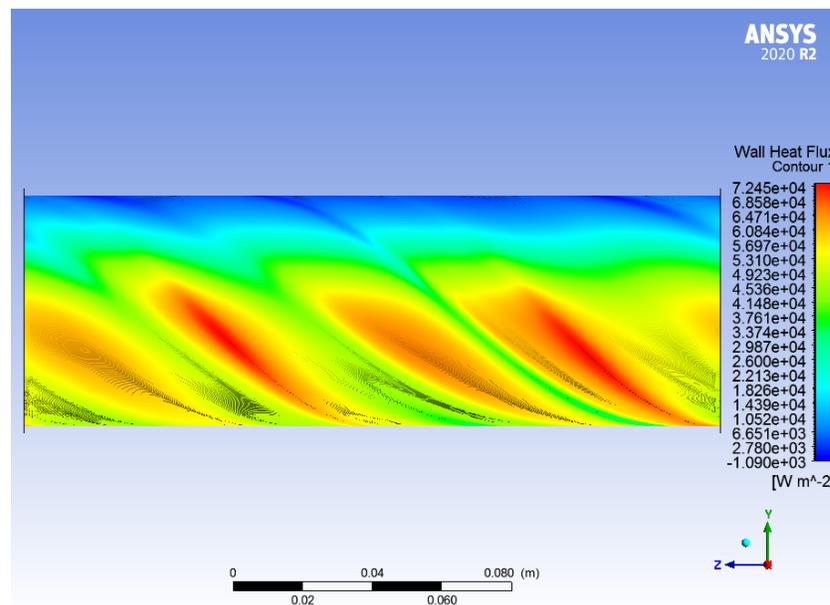
(b) Cinta Torsionada.

Figura 4.6: Líneas de corriente en vista frontal en geometría helicoidal y cinta torsionada.

Para identificar las zonas con mayor transferencia de calor y visualizar el efecto anteriormente descrito, se tiene la figura 4.7 que muestra el flujo de calor del fluido.



(a) Helicoidal.



(b) Cinta Torsionada.

Figura 4.7: Transferencia de calor en geometría helicoidal y cinta torsionada.

Se genera un patrón para ambas geometrías, en donde la mayor transferencia ocurre cuando el flujo realiza un movimiento descendente por el costado derecho. Esto se explica con el movimiento circular del fluido y al gradiente de temperaturas del tubo absorbedor. El fluido al realizar el movimiento circular, cuando se encuentra en la mitad superior tiene una menor temperatura por lo que al pasar por el costado derecho en forma descendente, ocurre una mayor transferencia de calor y el fluido adquiere una mayor temperatura. Esto se repite periódicamente a lo largo del tubo como se puede observar en la figura 4.7 en las zonas de mayor transferencia de calor. Además, esta figura sirve también para explicar el mejor rendimiento en cuanto al incremento del número de Nusselt por parte de la geometría helicoidal, ya que al realizar un mayor número de revoluciones alrededor del tubo, se aprovecha de mejor manera el flujo por el costado derecho de la tubería, tal como se señaló anteriormente.

Se destaca para ambas geometrías que la transferencia de calor ocurre en mayor proporción por los costados, especialmente el derecho debido al movimiento rotatorio en sentido horario y los mayores niveles de temperatura en la mitad inferior del tubo.

De acuerdo a la tabla 4.1 la geometría con un inserto sinusoidal tiene el mayor incremento en el número de Nusselt de un 130%. Sin embargo, esto no es suficiente para tener un factor de incremento de calor eficiente. Esto se debe a su alta pérdida de presión y consecuentemente factor de fricción.

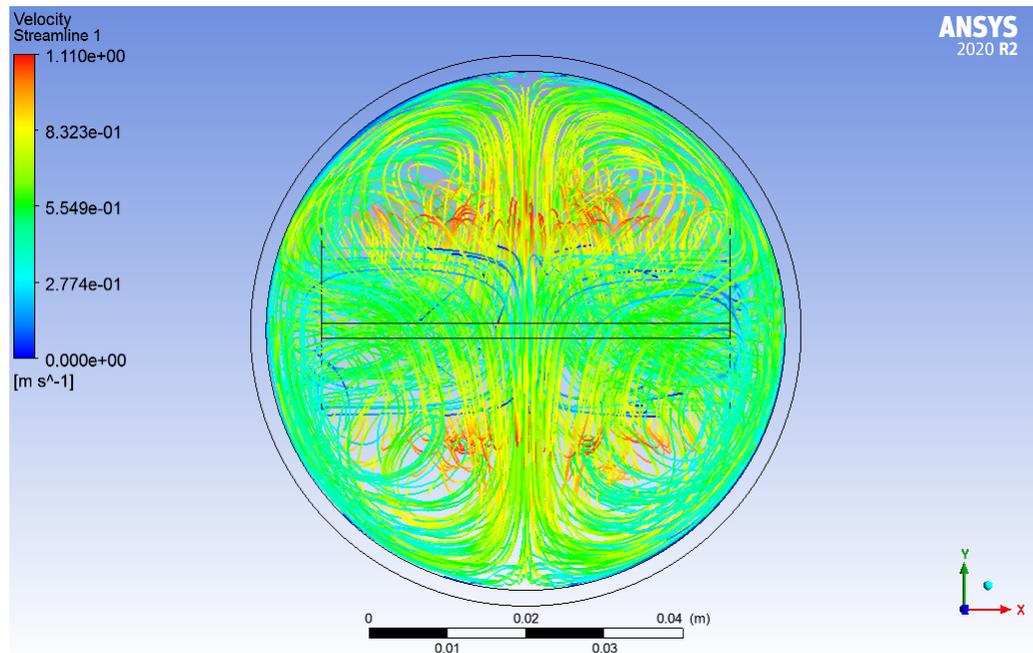
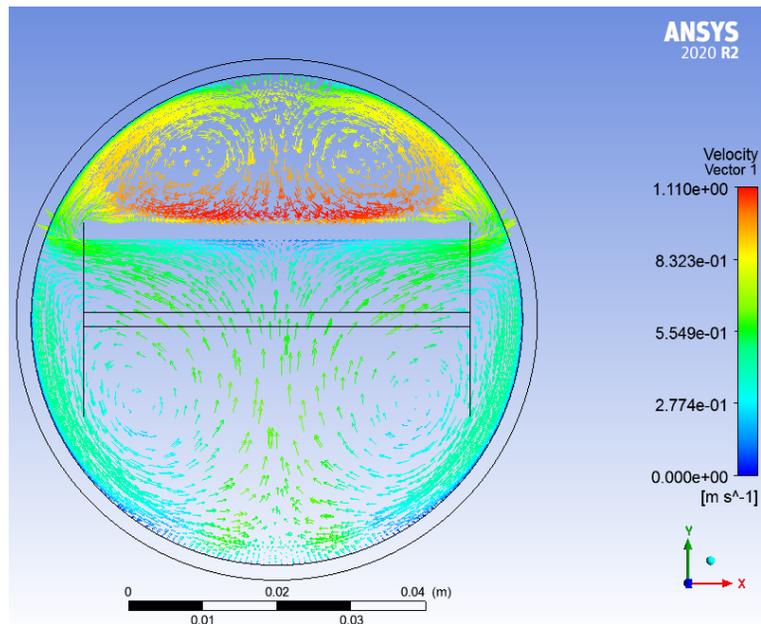


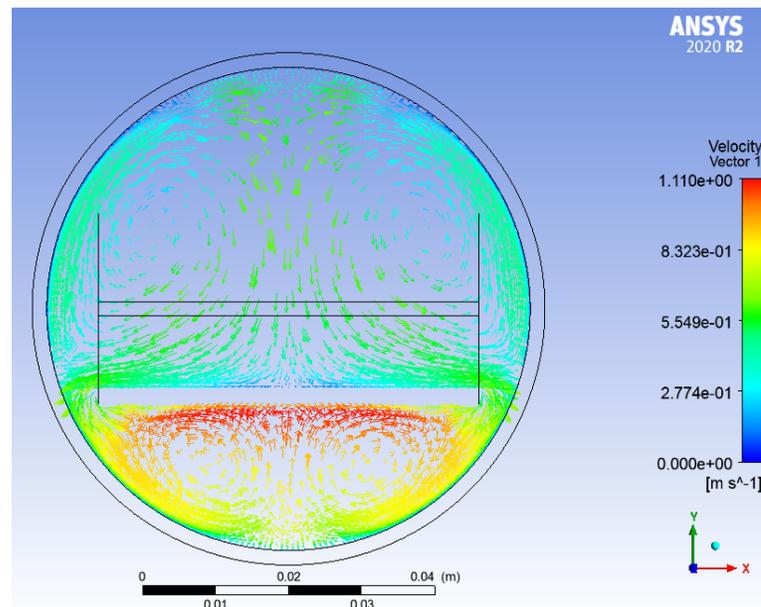
Figura 4.8: Líneas de corriente de geometría sinusoidal.

La figura 4.8 muestra las líneas de corriente para la geometría sinusoidal. En esta se aprecia un flujo caótico con cuatro principales recirculaciones, una en cada cuadrante.

Para entender de mejor manera este flujo caótico se tiene la figura 4.9, la cual muestra el campo de velocidades en una cresta y un valle de la sinusoide. Se observa la simetría del flujo y cómo la velocidad es mayor en la zona superior a la cresta y la zona inferior al valle. Esto se explica en que el flujo está prácticamente dividido por el inserto sinusoidal en una mitad superior y otra inferior. Esta división provoca que cuando se está en las proximidades de una cresta o un valle, el área por el cual pasa el fluido disminuye y este se ve forzado a desplazarse por los costados del tubo absorbedor hacia la mitad opuesta.



(a) Cresta.



(b) Valle.

Figura 4.9: Vectores de velocidad en cresta y valle en geometría sinusoidal.

Este desplazamiento de fluido por los costados es el motivo principal por el cual esta geometría tiene un incremento significativo del número del Nusselt, ya que trae consigo vorticidades cercanas a las zonas del tubo absorbedor con mayor flujo de calor incidente. Esto facilita una mayor transferencia de calor desde el tubo hacia el fluido y se ve claramente reflejado en la figura 4.10 que muestra las zonas de mayor transferencia de calor y coincide fuertemente con los costados del inserto inmediatamente después de cada cresta y valle. Este flujo es especialmente conveniente teniendo en cuenta que el flujo de calor externo incidente en el tubo absorbedor es mayor precisamente en los costados inferiores del tubo al igual que su temperatura circunferencial, tal como se mostró en la figura 4.1.

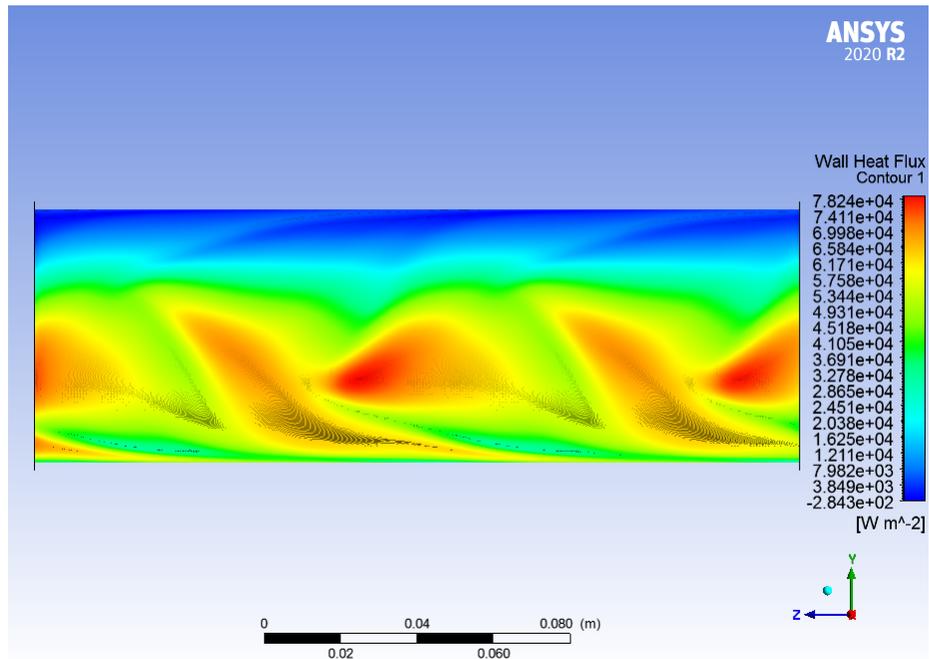
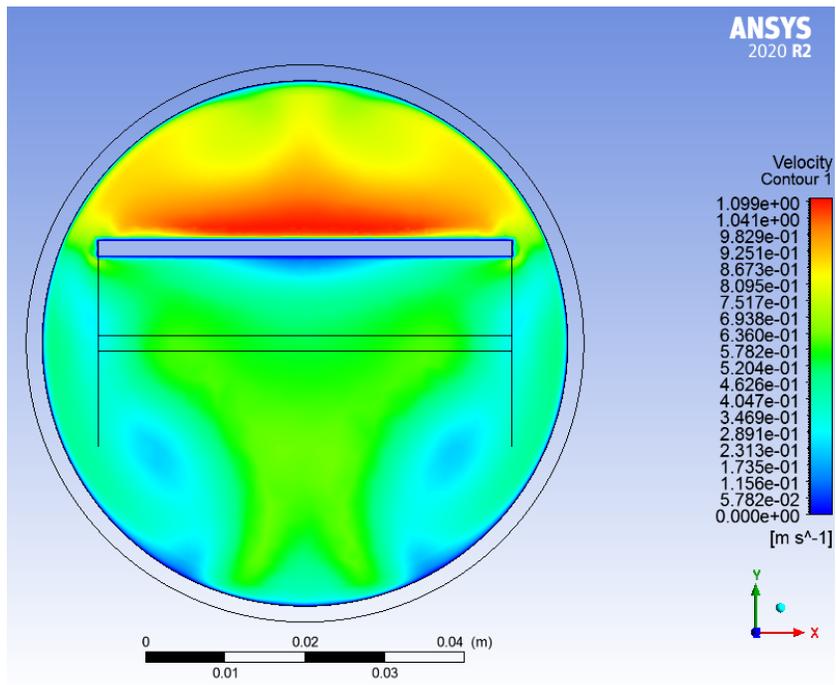
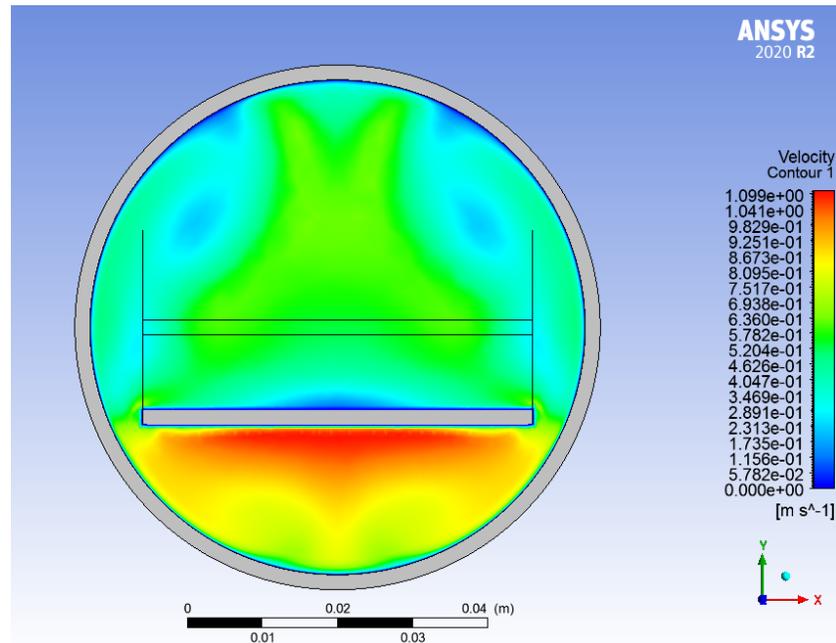


Figura 4.10: Transferencia de calor en geometría sinusoidal vista lateral.

Las figuras 4.11 y 4.12 muestran el campo de velocidades y las líneas de corriente desde una vista lateral del tubo respectivamente. En estas se puede distinguir de mejor manera que las velocidades por debajo de una cresta y por encima de un valle son inferiores.



(a) Cresta.



(b) Valle.

Figura 4.11: Campo de velocidades en cresta y valle en geometría sinusoidal.

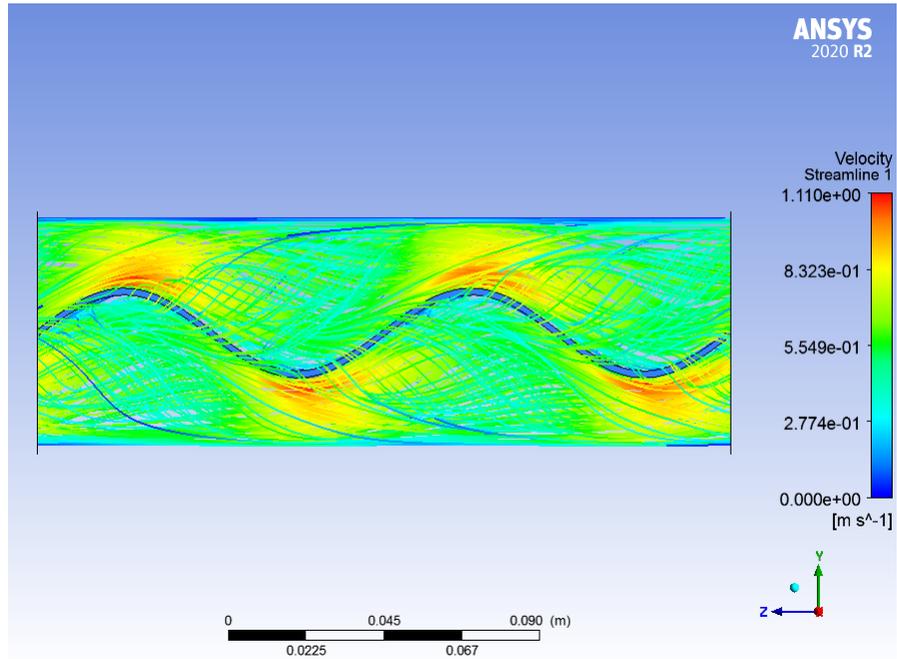


Figura 4.12: Líneas de corriente de geometría sinusoidal vista lateral.

Teniendo en cuenta que el flujo de calor es mayor en la mitad inferior del tubo absorbedor, entonces la transferencia de calor hacia el fluido ocurre de mejor manera en las zonas inferiores a cada cresta, donde el flujo viaja a una menor velocidad. Esto se comprueba al comparar el campo de temperaturas de una cresta con un valle, como el mostrado en la figura 4.13.

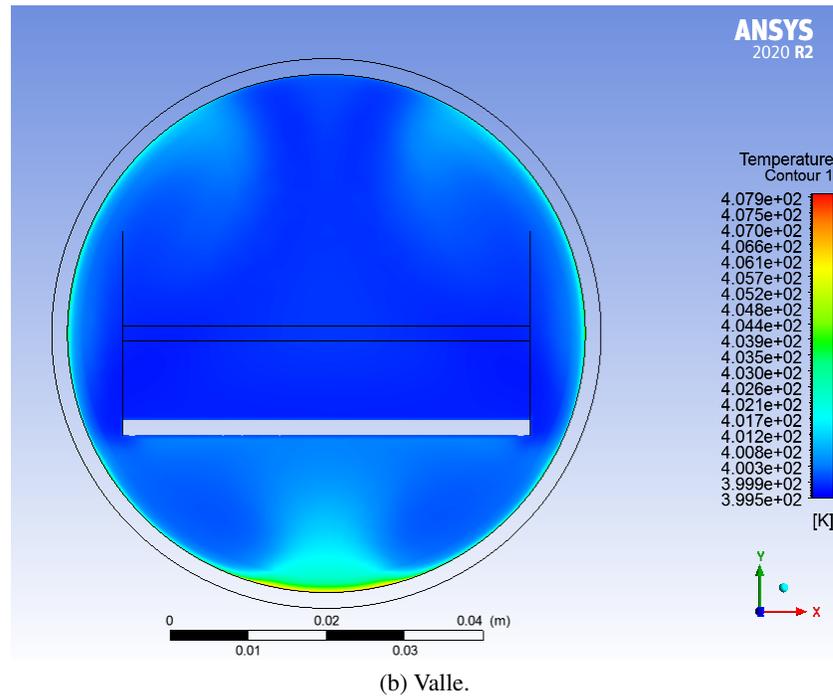
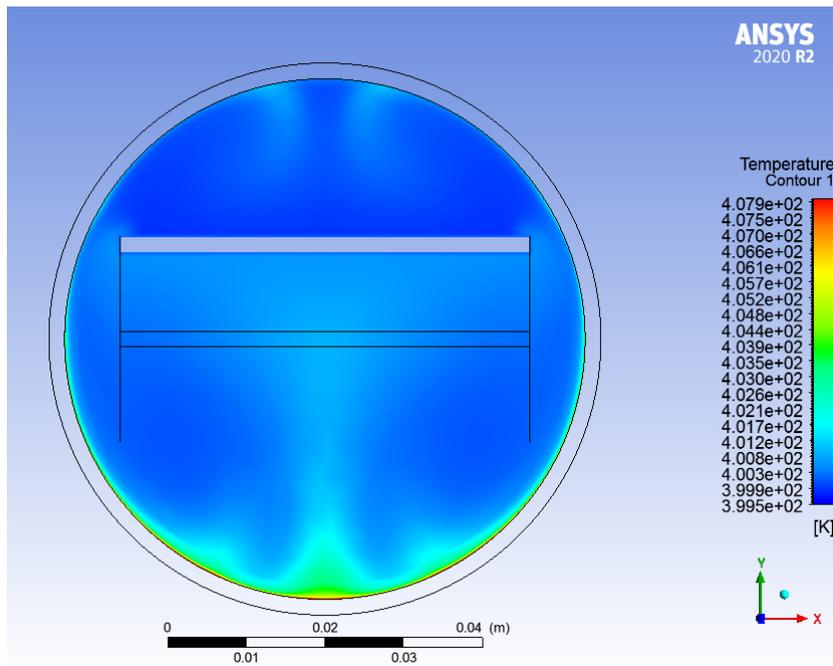


Figura 4.13: Campo de temperaturas en cresta y valle en geometría sinusoidal.

Si bien el movimiento del flujo descrito anteriormente es muy favorable con la transferencia de calor, no lo es así con la pérdida de carga. De acuerdo a lo observado en la figura 4.9 el inserto sinusoidal provoca la generación de múltiples vórtices, los cuales dan lugar a un esfuerzo cortante con el tubo absorbidor. Además, se le suma el roce generado por el propio inserto y el esfuerzo de corte generado por su superficie. La combinación de ambos efectos implica una gran caída de presión.

La geometría de bandas cónicas tuvo un desempeño intermedio de acuerdo a lo visualizado en la tabla 4.1. Si bien su factor de incremento de calor o TEF no fue un resultado superior a 1 como es deseado, fue de las geometrías más cercanas al tener un valor de 0,94.

Se parte por observar las líneas de corriente desde una vista isométrica como la mostrada en la figura 4.14. Se distingue a primera vista dos flujos laterales de baja velocidad que recorren el largo del tubo prácticamente sin perturbación.

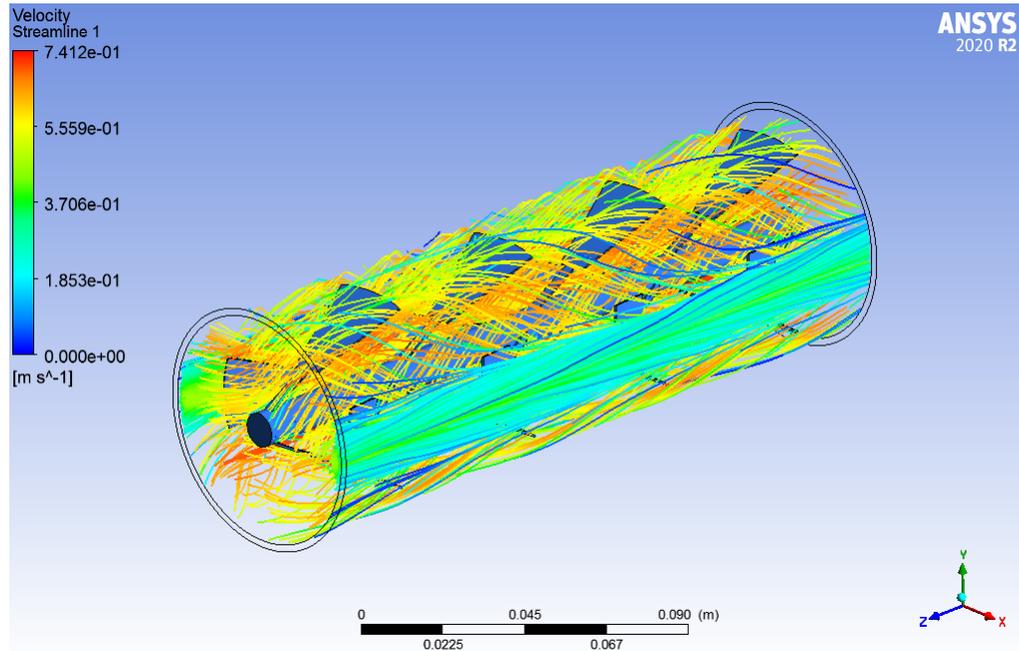
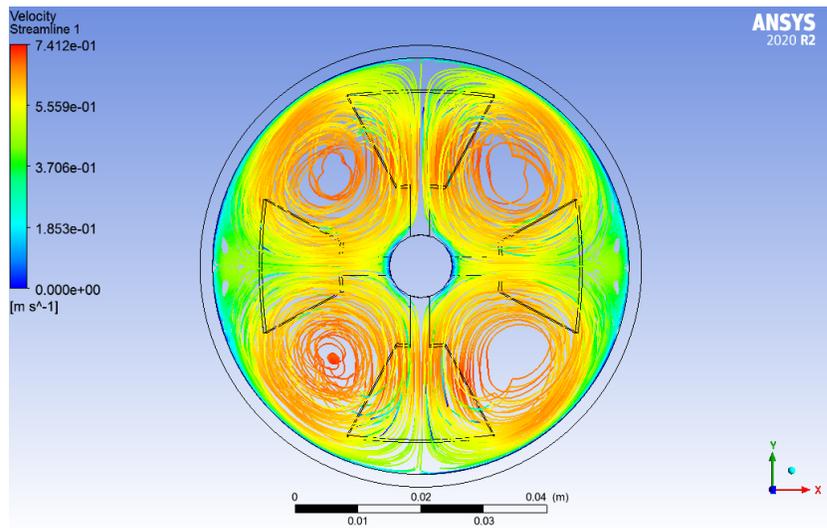
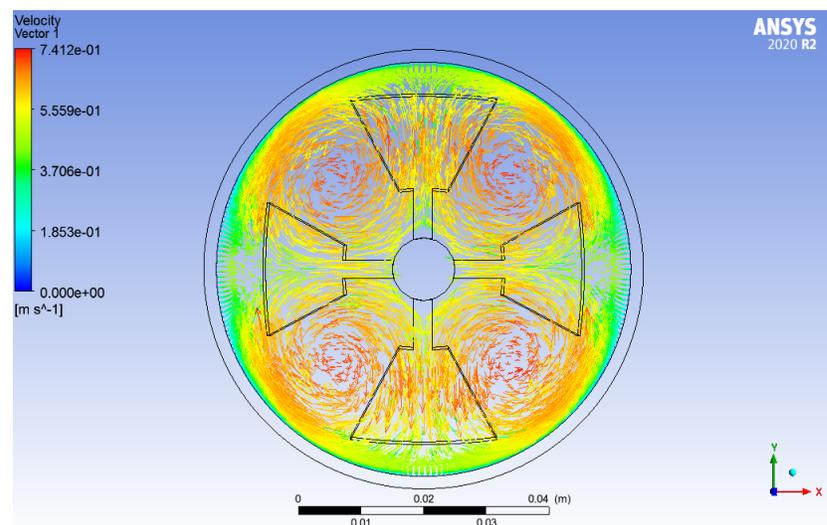


Figura 4.14: Líneas de corriente de geometría con bandas cónicas.

Para tener una mejor representación de este fenómeno se observa la figura 4.15, la cual muestra las líneas de corriente y los vectores de velocidad, ambos desde una vista frontal. En esta se distinguen claramente cuatro grandes vórtices, uno en cada cuadrante. También es posible visualizar otros cuatro vórtices de menor tamaño ubicados por pares en cada costado del tubo. Estos últimos coinciden con las líneas de corriente visualizadas en la figura 4.14.



(a) Líneas de corriente.



(b) Vector.

Figura 4.15: Línea de corriente y vector en vista frontal en geometría cónica.

Como se mencionó previamente, la geometría de bandas cónicas tuvo el tercer mejor incremento en el número de Nusselt con un valor del 67%. Esto se debe principalmente a la gran cantidad de vórtices presentes en el flujo.

Con el propósito de entender en qué medida estos vórtices son favorables a la transferencia de calor se muestra la figura 4.16, en la cual se observa dónde ocurre la mayor transferencia de calor desde el tubo absorbedor hacia el fluido interior. En esta se puede identificar que la mayor transferencia de calor ocurre en la mitad inferior y en mucha menor medida en la mitad superior. Se observa también que los vórtices más pequeños ubicados en los costados del tubo tienen de igual forma un efecto positivo en la transferencia de calor.

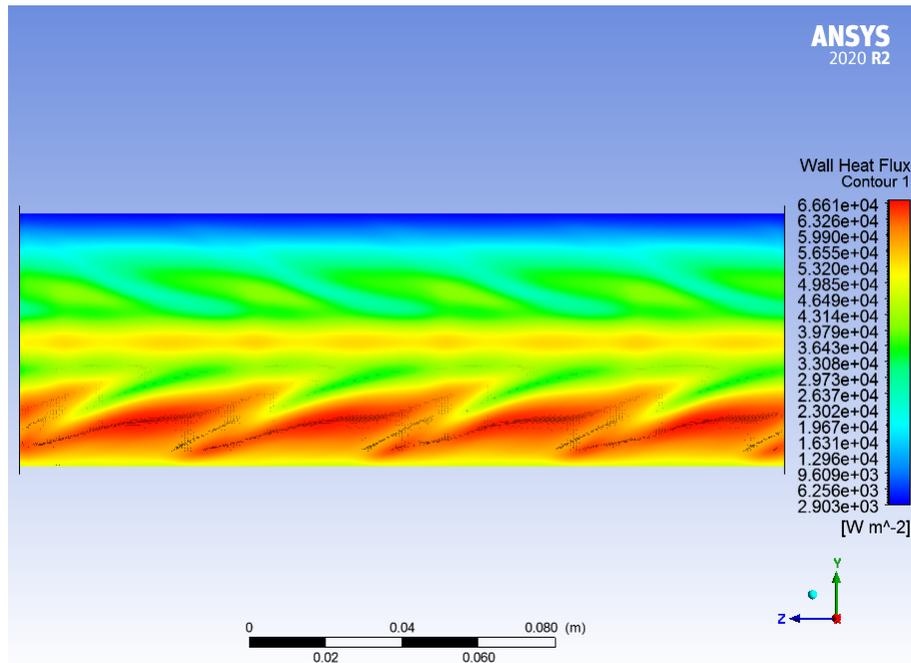


Figura 4.16: Transferencia de calor en geometría con bandas cónicas.

Como se puede observar, la mayor parte de la transferencia de calor se debe a los vórtices ubicados en la zona inferior del tubo y en sus costados. La razón por la cual esta geometría no alcanza un mejor rendimiento se debe a que existe una división del flujo en dos mitades, la superior y la inferior.

A diferencia con lo que ocurre con el inserto sinusoidal, y de acuerdo a lo visto en las líneas de corriente de las figuras 4.14 y 4.15, en esta geometría cónica no hay un movimiento del flujo entre la mitad inferior y superior, por lo que esta última no tiene un gran impacto en la transferencia de calor y el incremento del número de Nusselt se ve justificado casi únicamente por la mitad inferior del flujo.

Otro factor que impide a esta geometría tener un mejor rendimiento, corresponde a su gran pérdida de carga provocada por la complejidad del inserto que se interpone ante el flujo y lo direcciona repetidamente obteniendo los cuatro vórtices principales vistos previamente. El constante contacto con el inserto y las paredes interiores del tubo aportan en los esfuerzos cortantes entre el fluido y sus superficies.

La última geometría a analizar corresponde a los insertos con forma de estrella. Esta tuvo el peor rendimiento ya que su factor de incremento de calor fue de solo 0,89.

La figura 4.17 muestra el campo de velocidades al centro del tubo absorbedor. Se muestra claramente cómo la presencia de las aletas influyen de tal forma que se generan 8 flujos principales cada uno dispuesto en las separaciones entre las aletas. También en la figura (b) se ve el campo vectorial el cual indica la ausencia de vórtices, demostrando que el flujo se mantiene relativamente regular a lo largo del tubo sin desviaciones como ha ocurrido en las geometrías previamente analizadas.

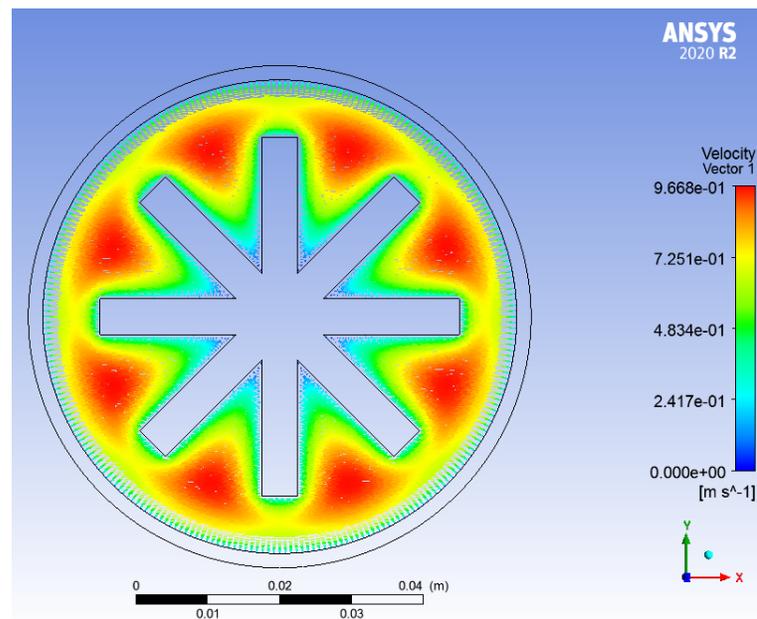
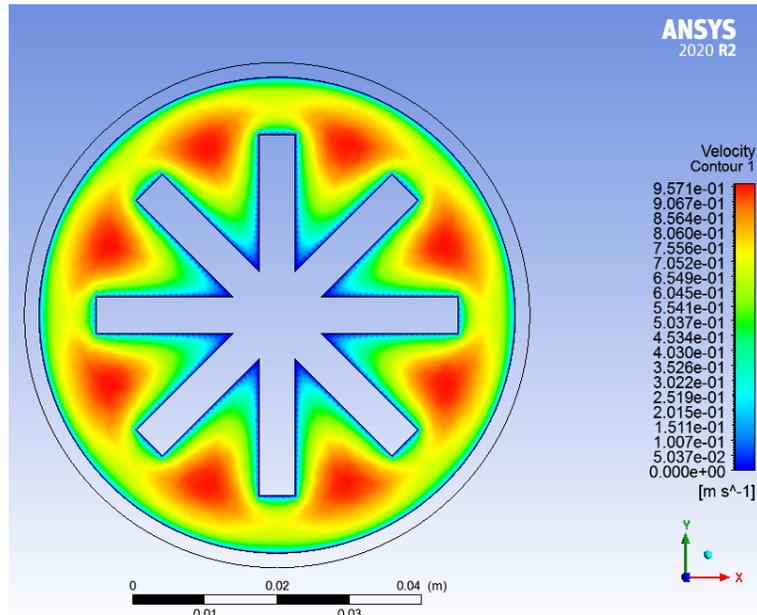


Figura 4.17: Campo de velocidades y vector de velocidades en geometría de estrella.

Surge entonces la interrogante sobre cómo esta geometría es capaz de tener un incremento del número de Nusselt de un 58 % igualando incluso a la cinta torsionada, la cual tuvo el segundo mejor rendimiento cuando del factor de incremento de calor se trata.

Para esto se analiza, como se ha hecho hasta ahora, las zonas en las que se presenta una mayor transferencia de calor por parte del tubo absorbedor hacia el fluido interior.

En la figura 4.18 se muestra la vista lateral del tubo absorbedor y se identifican las zonas en las que ocurre una mejor transferencia de calor. Estas corresponden a las zonas entre cada aleta, ya que es aquí donde hay efectivamente mayor movimiento del fluido como se pudo comprobar en la figura 4.17.

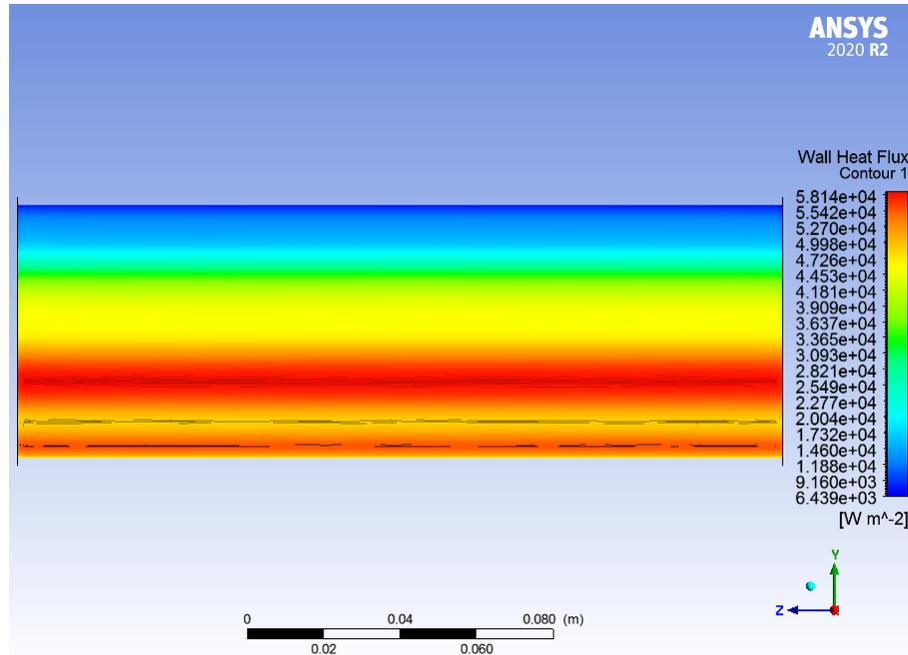


Figura 4.18: Transferencia de calor en geometría de estrella.

También se destaca que ocurre una división del flujo en dos mitades, la superior e inferior, y de igual forma como ocurre con la geometría cónica, aquí tampoco existe un movimiento del fluido entre ambas mitades. Esto implica que la transferencia de calor ocurre de forma efectiva solo en la mitad inferior mientras que el fluido que está presente en la mitad superior no aporta en suficiente cantidad en la transferencia de calor.

Lo anterior se demuestra al observar el campo de temperatura en la zona central del tubo absorbedor mostrado en la figura 4.19. Donde se aprecia claramente que el fluido ubicado en la mitad inferior del tubo tiene una mayor temperatura y el fluido que se encuentra entre las tres aletas superiores tiene temperaturas inferiores. Estas aletas generan una especie de barrera que impide que haya un movimiento por parte del fluido hacia la mitad inferior del tubo donde sí ocurre una mayor transferencia de calor.

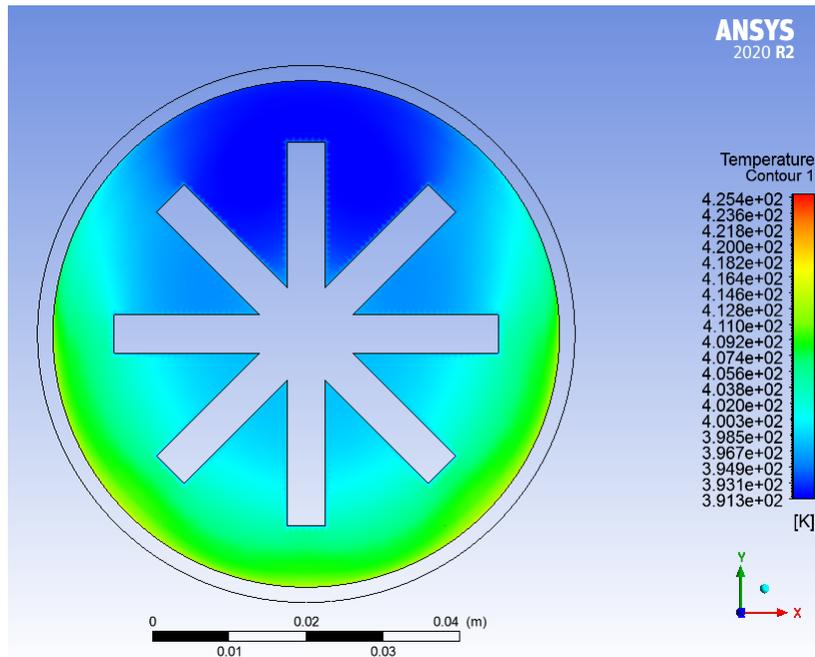


Figura 4.19: Campo de temperatura en geometría de estrella.

El principal problema de este tipo de geometría, aparte del ya mencionado, corresponde a su alta caída de presión, la cual se ve reflejada en un incremento de un 455% en el factor de fricción en comparación al caso sin insertos según lo mostrado en la tabla 4.1. Esto se debe a que además de la propia superficie de la pared interior del tubo absorbedor, se le agrega la superficie extra del inserto de estrella. Esta superficie es alta considerando la presencia de 8 aletas entre las cuales circula el fluido y que implica la existencia de esfuerzos de corte sobre el fluido debido a la condición de no desplazamiento.

4.3. Gradiente circunferencial de temperatura.

En esta sección se comparan las geometrías según sus gradientes de temperatura alrededor del tubo. De acuerdo a los antecedentes y a la bibliografía consultada, el hecho de que se tenga una concentración de la temperatura en zonas específicas del tubo absorbedor conlleva a esfuerzos térmicos no deseados y consecuentemente a posibles fallas que pueden traer consigo filtraciones del aceite térmico y accidentes de mayor gravedad. [9]

Para poder cuantificar estas concentraciones alrededor del tubo se define el parámetro ϕ mostrado en la ecuación 2.12. Al haber una diferencia notable del flujo de calor reflejado por los espejos hacia el tubo absorbedor, se genera el campo de temperatura mostrado en la figura 4.1, en donde se aprecia claramente los mayores niveles de temperatura en la zona inferior. Así, al definir el parámetro ϕ , el cual corresponde a la diferencia simple de la temperatura promedio inferior y superior del tubo, se logra cuantificar de forma aproximada la uniformidad del campo de temperatura.

Tabla 4.2: Diferencia circunferencial de temperatura.

Geometría / Flujo másico	ϕ [K]	Variación c/r a tubería lisa
Sin geometría	23	-
Estrella	20,3	-11,6%
Sinusoidal	9,9	-57%
Cónica	11,3	-50,9%
Cinta Torsionada	11,5	-49,9%
Helicoidal	9,1	-60,6%

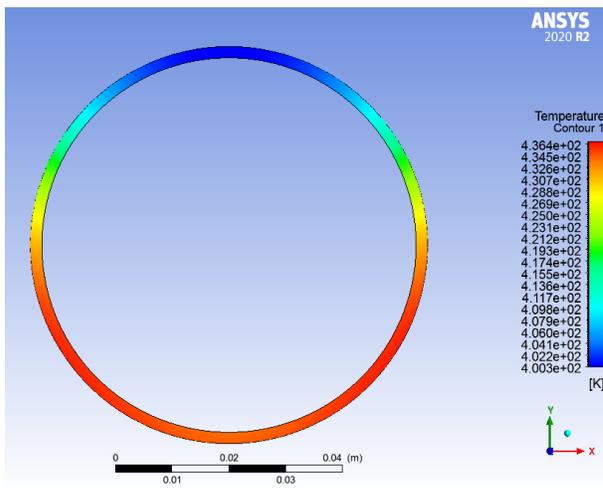
La tabla 4.2 muestra los valores de ϕ para cada geometría incluyendo el caso base. También muestra la variación de estos con respecto al caso base.

En la simulación sin la presencia de insertos se tuvo una diferencia de temperatura entre la mitad inferior y superior de 23[K]. Al haber geometrías interiores existe siempre una disminución de esta diferencia.

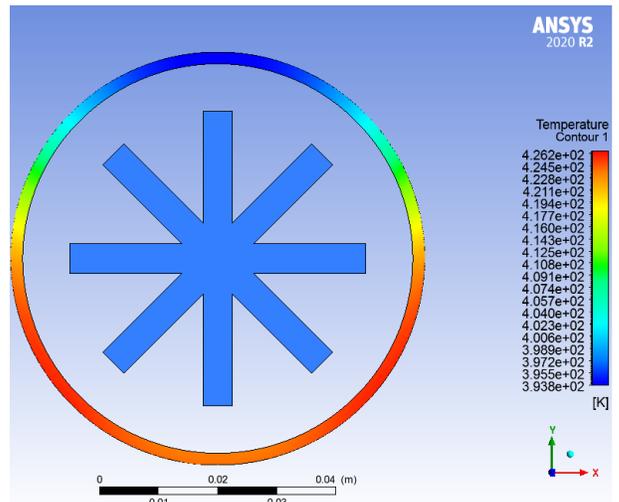
La geometría helicoidal presenta el mejor resultado una vez más, ya que existen solo 9[K] de diferencia entre la mitad inferior y superior, lo que representa una disminución de un 60,6% del valor de ϕ .

Por otra parte, la geometría que tiene el peor desempeño corresponde a la geometría de estrella, ya que solo logra una disminución de un 11,6%. El resto de las geometrías se mantiene aproximadamente dentro del rango entre un 57% y un 49%.

Para entender estos resultados gráficamente, se muestran a continuación las figuras comparativas del campo de temperaturas circunferencial del tubo absorbedor:

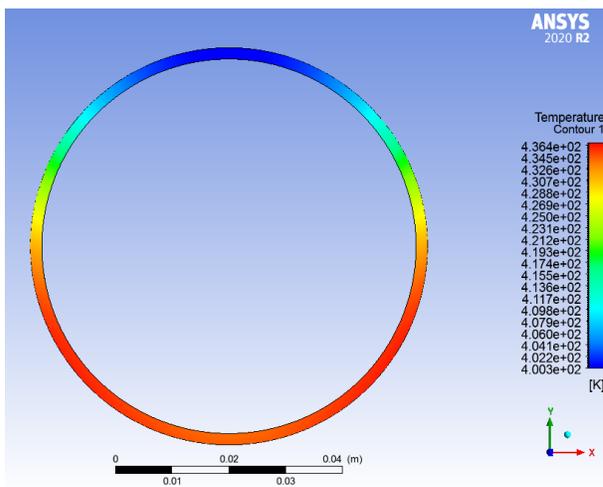


(a) Sin geometría interior.

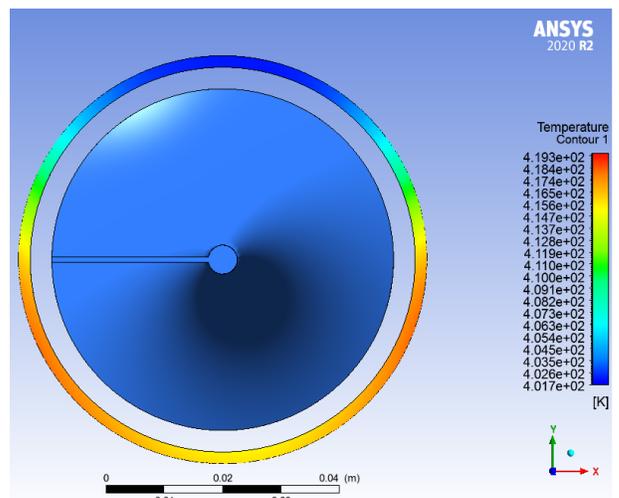


(b) Geometría estrella.

Figura 4.20: Comparación temperatura circunferencial geometría estrella.

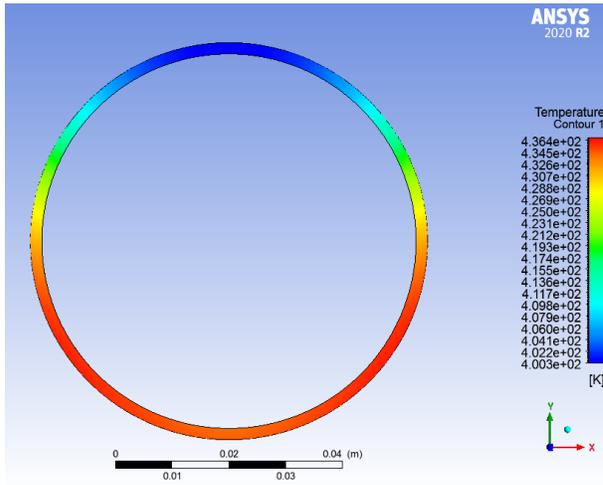


(a) Sin geometría interior.

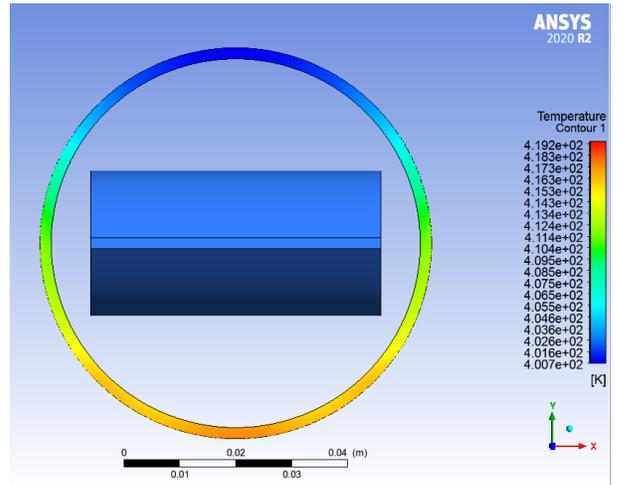


(b) Geometría helicoidal.

Figura 4.21: Comparación temperatura circunferencial geometría helicoidal.

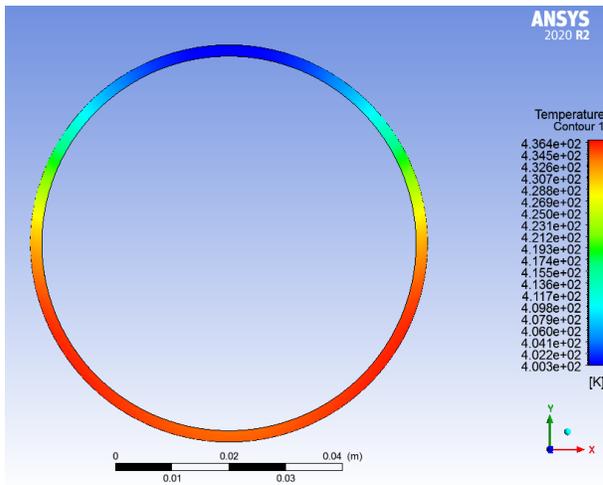


(a) Sin geometría interior.

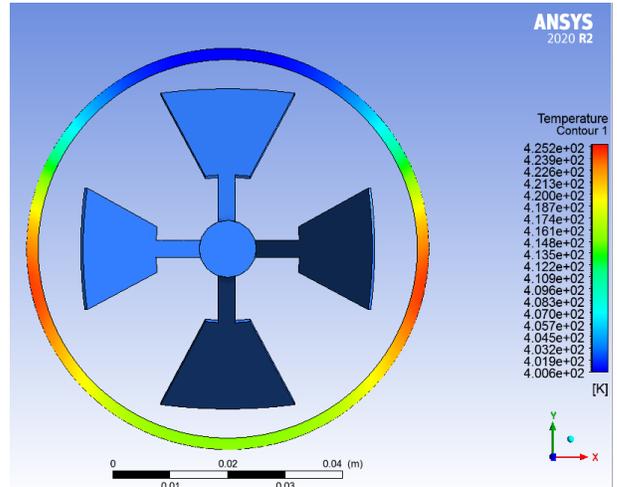


(b) Geometría sinusoidal.

Figura 4.22: Comparación temperatura circunferencial geometría sinusoidal.

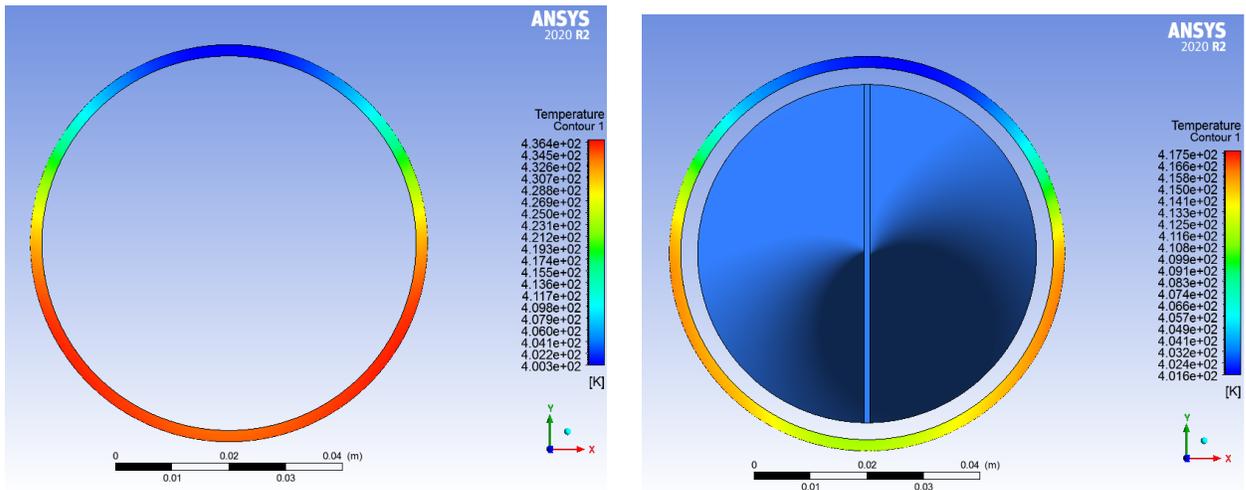


(a) Sin geometría interior.



(b) Geometría cónica.

Figura 4.23: Comparación temperatura circunferencial geometría cónica.



(a) Sin geometría interior.

(b) Geometría cinta torsionada.

Figura 4.24: Comparación temperatura circunferencial geometría cinta torsionada.

Comenzando por la figura 4.20, no es posible distinguir a simple vista una diferencia sustancial en el campo de temperatura. La mayor concentración sigue estando ubicada en los costados inferiores y en gran intensidad.

En cambio, se observa un notable cambio en el resto de las geometrías, particularmente en la helicoidal 4.21, sinusoidal 4.22 y cinta torsionada 4.24. En estas tres se observa mayor uniformidad en el gradiente de temperaturas. Si bien, se mantienen los costados inferiores como zonas de mayor temperatura, estas no son tan intensas ya que se distribuye de mejor manera por el resto del tubo.

Una geometría interesante de examinar corresponde a la cónica, ya que según la tabla 4.2 existe una diferencia de 11,3[K] lo que conlleva una disminución de un 50,9%. Sin embargo, al observar el campo de temperatura de la figura 4.23, se observa una fuerte concentración de la temperatura en los costados centrales que se divide entre la mitad superior e inferior, por lo que no se ve representado en el factor ϕ . Por otra parte, en la zona central inferior del tubo la temperatura es bastante menor y se debe en gran medida a los vórtices analizados en la figura 4.15. El par de vórtices que se generan en la mitad inferior contribuyen significativamente en la transferencia de calor hacia el fluido, provocando una disminución de la temperatura del tubo.

De acuerdo a lo observado, las geometrías que tienen un mejor rendimiento en cuanto al gradiente de temperatura circunferencial del tubo, son las capaces de generar grandes vórtices que aumenten la transferencia de calor con el tubo absorbedor. La única que tiene un rendimiento por bajo lo esperado corresponde a la geometría estrella que prácticamente divide el flujo en 8 partes y no existe un movimiento del fluido entre estas.

4.4. Análisis de flujos másicos

En la presente sección se analiza el rendimiento de cada geometría al haber una variación en el flujo másico. La tabla 3.4 muestra los tres valores empleados para su comparación.

Partiendo por evaluar la transferencia de calor, se tiene la figura 4.25, la cual muestra el número de Nusselt normalizado, es decir, comparado con el caso sin la presencia de geometría interior, versus el flujo másico.

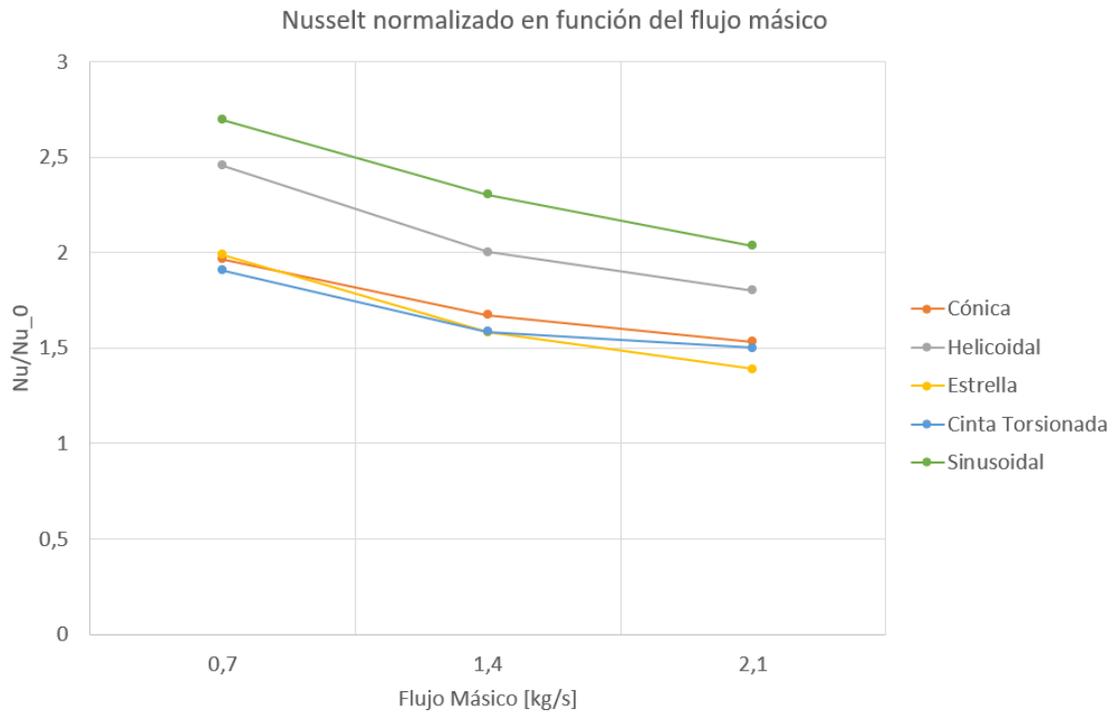


Figura 4.25: Nusselt en función del flujo másico.

Se observa que en cuanto a la eficacia en la transferencia de calor, la geometría sinusoidal mantiene su superioridad en los tres casos en comparación al resto de las geometrías.

El inserto con forma de estrella para el flujo de 0,7 [kg/s] posee un incremento del número de Nusselt muy cercano al cónico y al de cinta torsionada. Sin embargo este tiene una caída significativa conforme se aumenta el flujo másico y es desplazado hasta la última posición.

También se destaca la geometría de cinta torsionada, ya que al aumentar el flujo másico de 1,4 [kg/s] a 2,1 [kg/s] no existe una diferencia sustancial en el incremento del Nusselt.

La figura 4.26 muestra el factor de fricción normalizado en función del flujo másico.

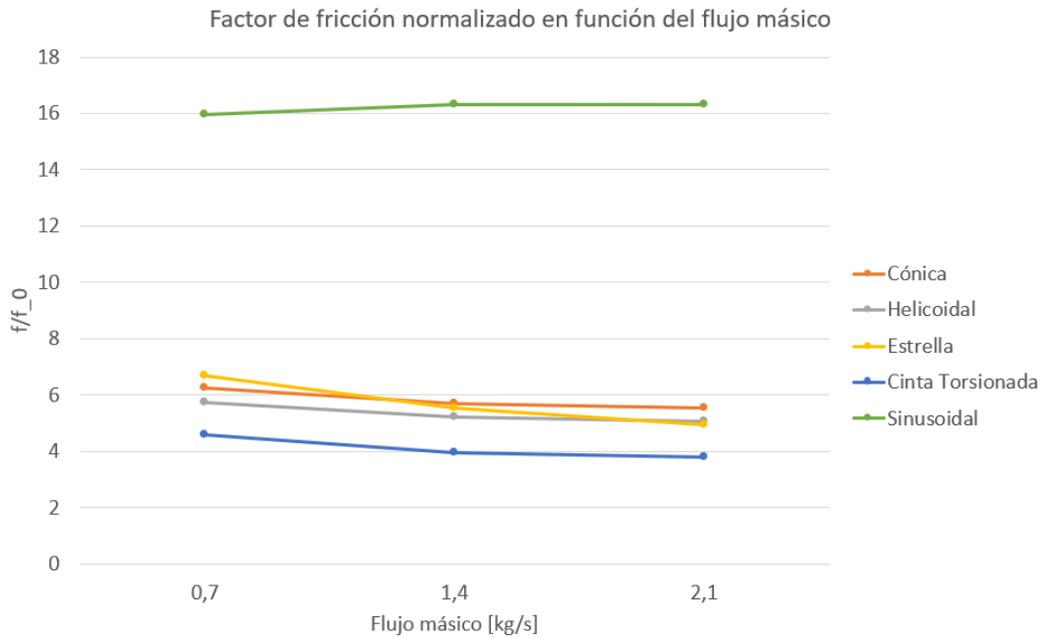


Figura 4.26: Factor de fricción en función del flujo másico.

Se comprueba que para los tres casos de flujo másico, el factor de fricción de la geometría sinusoidal está muy por encima del resto y al aumentar el flujo másico lo hace también el factor de fricción. Exceptuando el inserto sinusoidal, las geometrías se mantienen dentro del rango esperado y no se presenta algún valor que resalte del resto.

La tabla 4.3 contiene los valores del factor de incremento de calor para cada geometría en cada uno de estos flujos másicos.

Tabla 4.3: Factor de incremento de calor de cada geometría y flujo másico.

Geometría / Flujo másico	Factor de incremento de calor		
	0,7 [kg/s]	1,4 [kg/s]	2,1 [kg/s]
Estrella	1,05	0,89	0,81
Sinusoidal	1,07	0,91	0,8
Cónica	1,07	0,94	0,87
Cinta Torsionada	1,15	1	0,96
Helicoidal	1,37	1,15	1,05

La tabla demuestra que se tienen mejores rendimientos para un flujo másico de 0,7[kg/s] y conforme se aumenta, el factor de incremento de calor es menor.

El inserto con geometría helicoidal es la única que mantiene un rendimiento positivo durante los tres flujos másicos, ya que su factor de incremento de calor se mantiene superior a 1. Para el flujo másico de 0,7[kg/s] la totalidad de las geometrías tiene un factor de incremento de calor superior a 1.

Tabla 4.4: Variación del factor de incremento de calor.

Geometría / Flujo másico	Variación del factor de incremento de calor	
	0,7 ->1,4 [kg/s]	1,4 ->2,1 [kg/s]
Estrella	-15,3 %	-8,8 %
Sinusoidal	-15,1 %	-11,6 %
Cónica	-12,2 %	-7,5 %
Cinta Torsionada	-12,6 %	-3,9 %
Helicoidal	-15,9 %	-9 %

La tabla 4.4 muestra en porcentajes el nivel de decaimiento del factor de incremento de calor con respecto al flujo másico. La mayor variación se presenta la subir el flujo másico de 0,7 [kg/s] a 1,4 [kg/s] y la geometría que tiene la caída más grande corresponde a la helicoidal. Por otro lado, la geometría de bandas cónicas tiene la menor disminución equivalente a un 12,2 %.

Al aumentar aún más el flujo másico, de 1,4 [kg/s] a 2,1 [kg/s], el factor de incremento de calor disminuye en menor medida. En este caso la geometría con una mayor caída corresponde a la sinusoidal mientras que la geometría de cinta torsionada tiene una caída de solo 3,9 %.

En general, la geometría sinusoidal tiene la mayor disminución del factor de incremento de calor, la cual se explica al considerar el análisis realizado con respecto al movimiento descrito por el fluido. Ocurre que a menores flujos másicos el fluido se mueve de manera más libre por los costados, favoreciendo la transferencia de calor. Sin embargo, a mayores flujos másicos, al ser una zona más reducida en área, el propio fluido obstruye el libre movimiento por los costados y se desplaza hacia zonas menos favorables en la transferencia de calor como lo es la zona central del tubo. Esto lo convierte en una mal diseño para valores altos del flujo másico.

El gráfico de la figura 4.27 muestra el porcentaje de disminución del parámetro ϕ que indica la diferencia de temperatura entre la mitad inferior y superior.

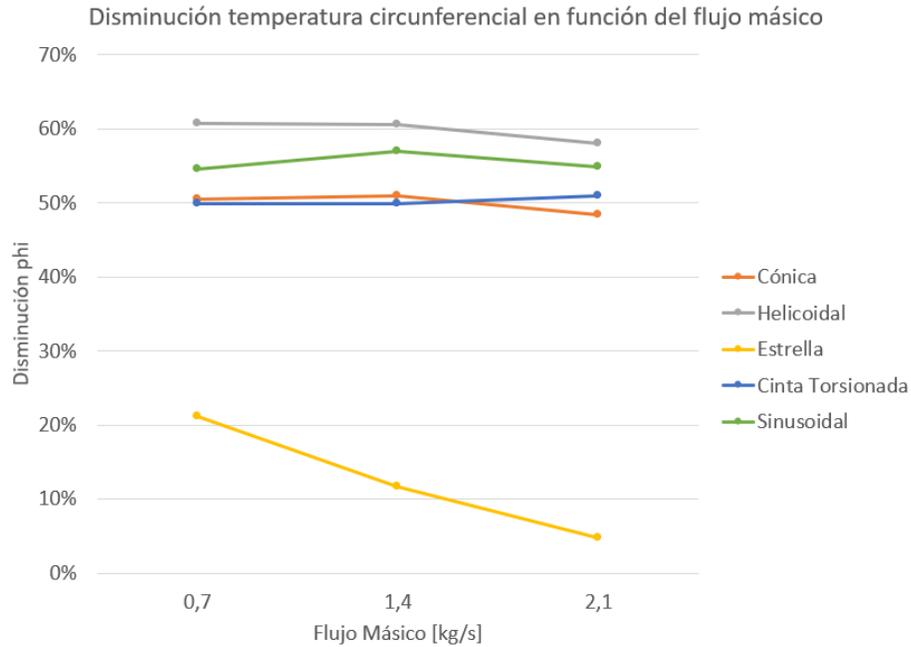


Figura 4.27: Disminución ϕ en función del flujo másico.

Para los tres flujos másicos se mantiene una disminución prácticamente constante a excepción de la geometría de estrella, en donde la disminución de la diferencia de temperatura circunferencial es cada vez menor. El inserto de estrella en cierta forma separa al flujo en 8 partes y no existe mayor movimiento entre estas divisiones por lo que la transferencia de calor ocurre de manera separada y de forma muy similar al caso sin geometría.

4.5. Comparación con estudios previos.

En esta sección se compararán a grandes rasgos los resultados obtenidos en el presente trabajo con los extraídos en estudios anteriores consultados en la bibliografía.

Se parte por destacar que los estudios no son comparables entre sí en su totalidad debido a que estos emplean diferentes parámetros, geometrías y condiciones de borde. Sin embargo existen ciertos aspectos que permiten dimensionar dentro de un rango los resultados más importantes como lo son el número de Nusselt y el factor de fricción.

De acuerdo a lo investigado en el capítulo de antecedentes, específicamente el de estudios previos, se puede establecer un promedio en cuanto al incremento del número de Nusselt en alrededor de un 200% aproximadamente. Se debe considerar también que dichos estudios, en su análisis, fueron variando diferentes parámetros, tales como las dimensiones de las geometrías, flujos másicos y temperatura de entrada. De hecho, concluyen que una variable muy importante corresponde a la temperatura de entrada, obteniéndose mejores resultados a mayores temperaturas.

El trabajo aquí realizado tiene por objetivo comparar el desempeño de las geometrías entre sí y no el optimizar parámetros o condiciones de borde para obtener resultados positivos en cuánto al factor de incremento de calor. Pese a esto, sí fue posible obtener dichos resultados que destacaron ciertas geometrías por sobre el resto.

La figura 4.28 muestra un gráfico recopilatorio de diversos estudios los cuales han utilizado diferentes parámetros y modelos, pero que ayuda a enmarcar dentro de un rango los posibles resultados obtenidos al emplear geometrías interiores. En este se muestran el Nusselt y factor de fricción normalizados. Al compararlos con los obtenidos en el presente trabajo, específicamente en las figuras 4.25 y 4.26, se da cuenta que se encuentran dentro del rango en donde se concentran la mayoría de los valores: 1-3 para el Nusselt normalizado y 4-16 para el factor de fricción normalizado.

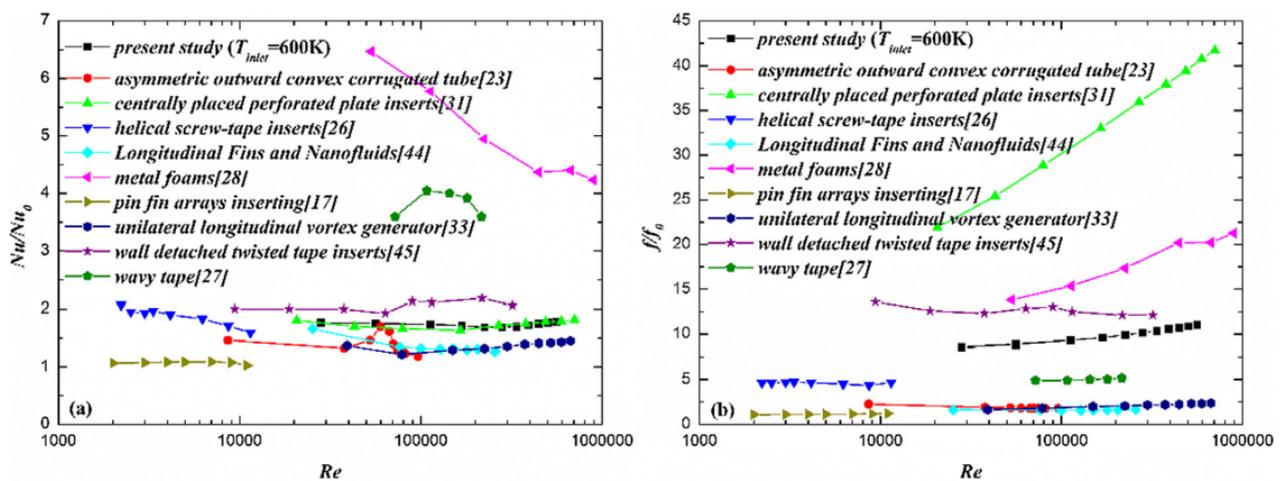


Figura 4.28: Gráficos comparativo de diferentes estudios. [9]

5. Conclusiones y Recomendaciones

A continuación se presentan las principales conclusiones y recomendaciones obtenidas tras la obtención y posterior análisis de los resultados.

5.1. Conclusiones

Este trabajo de título realiza una comparación de la fluidodinámica para 5 geometrías interiores del tubo absorbedor mediante simulaciones en Ansys FLUENT.

De acuerdo a la metodología llevada a cabo, se destaca la importancia de un correcto mallado, sobre todo en aquellas zonas con mayor interés tales como las superficies o límites de geometrías.

- Los principales resultados obtenidos demuestran que las geometrías con un mejor rendimiento, considerando la transferencia de calor y la pérdida de carga, corresponden a la helicoidal seguido por la de cinta torsionada. El factor de incremento de calor para ambas corresponde a 1,15 y 1, respectivamente. Estas geometrías destacan por poder ser capaces de mantener un bajo factor de fricción a la vez que generar vórtices capaces de inducir un movimiento en el fluido que intercambie calor con la mitad inferior del tubo absorbedor y se mezcle con el resto de las zonas del tubo.
- La geometría cónica no logra destacar debido a su incapacidad de mezclar de forma adecuada el fluido entre la mitad superior e inferior, pese a que su factor de fricción no sea considerablemente elevado.
- La geometría sinusoidal tiene el mayor incremento del Nusselt equivalente a un 130%. Esto se debe principalmente a la capacidad de concentrar el fluido en los costados del tubo absorbedor donde la transferencia de calor se maximiza. Sin embargo su caída de presión es considerablemente elevada alcanzando un incremento en el factor de fricción de un 1531%.
- El peor rendimiento lo tiene la geometría de estrella debido a su alto incremento del factor de fricción de un 455% y teniendo un incremento del número de Nusselt de un 58%. Esta geometría no induce mayores vorticidades y básicamente separa el flujo entre las aletas dificultado su movimiento.
- La diferencia circunferencial de temperatura es levemente favorable en el caso de la geometría de estrella donde se disminuye en un 11,6% la diferencia de temperatura entre la mitad inferior y superior. Para el resto de las geometrías los resultados son más favorables con una disminución de aproximadamente 50% - 60%.

- El análisis de flujo másicos refleja que la geometría helicoidal mantiene resultados positivos incluso para mayores flujos másicos. Su factor de incremento de calor se conserva superior a 1 en los tres casos simulados.
- La geometría de cinta torsionada es la menos afectada por una variación del flujo másico, mientras que la más afectada corresponde a la geometría sinusoidal en donde el factor de incremento de calor disminuye un 15,1 % de 0,7 [kg/s] a 1,4 [kg/s] y un 11,6 % de 1,4 [kg/s] a 2,1 [kg/s].
- El cambio en el flujo másico no afecta de forma significativa al gradiente de temperatura circunferencial exceptuando a la geometría de estrella, donde la disminución de la diferencia de temperatura entre la mitad inferior y superior es cada vez menor conforme se aumenta el flujo másico.
- Se compararon los resultados obtenidos con los de estudios previos y se muestra una concordancia en el grado de estos, pese a las diferencias en los parámetros y condiciones de borde empleados.

5.2. Recomendaciones

Para futuros estudios relacionados al desarrollado en este trabajo, se recomienda prestar especial cuidado al desarrollo del proceso de mallado. Se comprobó que pequeñas variaciones en la malla en zonas de interés, como la pared interior del tubo por ejemplo, conllevan importantes diferencias en los resultados. Se recomienda realizar un análisis de malla como el llevado a cabo en este trabajo y efectuar un monitoreo de las variables más sensibles al momento de la simulación para asegurar un resultado confiable.

Respecto a los resultados aquí obtenidos y para futuros estudios, se incentiva realizar optimizaciones en las dimensiones de las geometrías helicoidal y cinta torsionada, ya que ambas obtuvieron resultados positivos. Asimismo, probar diferentes rangos de temperatura de entrada y flujos másicos que abarquen un mayor espectro y consoliden o descarten derechamente ciertas geometrías.

Otro aspecto que sería importante de analizar corresponde a la manufactura de las geometrías helicoidal y cinta torsionada, y así poder identificar las oportunidades y desafíos al momento de aplicarlas e implementarlas en proyectos reales de gran envergadura.

Bibliografía

- [1] C. C. de Energía 2050, “Hoja de ruta 2050 hacia una energía sustentable e inclusiva para Chile,” https://www.energia.gob.cl/sites/default/files/hoja_de_ruta_cc_e2050.pdf 2015.
- [2] W. B. Stine and M. Geyer, “Power from the sun,” *2da Edición*, 2016.
- [3] J. M. Suárez, “Pianc wg159 - renewables and energy efficiency for maritime ports - the world association for waterborne transport infrastructure,” *t*, 2019.
- [4] L. Lucas Witmer, “Overview of flat plate collectors,” 2013.
- [5] I. A. P. Viveros, “Ley de escalamiento de costo-capacidad para plantas CSP de colectores parabólicos con sistema de almacenamiento térmico de estanque termoclino,” tech. rep., Universidad de Chile, 2017.
- [6] J. Muñoz-Antón, “Sistemas de generación eléctrica mediante calderas de vapor energizadas por radiación solar concentrada,” 06 2021.
- [7] Dow, “Syltherm 800 heat transfer fluid: Product technical data,” <http://www.dow.com/heattrans/products/synthetic/syltherm.htm>, [Última vez consultado 20/06/2021].
- [8] T. H. T. F. by Eastman, “Therminol-vp1 heat transfer fluid 12° to 400°,” https://www.therminol.com/sites/therminol/files/documents/TF09A_Therminol_VP1.pdf, 2019.
- [9] P. Liu, N. Zheng, Z. Liu, and W. Liu, “Thermal-hydraulic performance and entropy generation analysis of a parabolic trough receiver with conical strip inserts,” *Energy conversion and management*, vol. 179, pp. 30–45, 2019.
- [10] E. Bellos and C. Tzivanidis, “Investigation of a star flow insert in a parabolic trough solar collector,” *Applied Energy*, vol. 224, pp. 86–102, 2018.
- [11] E. Bellos, C. Tzivanidis, and D. Tsimpoukis, “Enhancing the performance of parabolic trough collectors using nanofluids and turbulators,” *Science Trends*, 07 2018.
- [12] A. Mwesigye, T. Bello-Ochende, and J. P. Meyer, “Heat transfer enhancement in a parabolic trough receiver using wall detached twisted tape inserts,” in *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, vol. 56291, p. V06BT07A031, American Society of Mechanical Engineers, 2013.
- [13] X. Song, G. Dong, F. Gao, X. Diao, L. Zheng, and F. Zhou, “A numerical study of parabolic trough receiver with nonuniform heat flux and helical screw-tape inserts,” *Energy*, vol. 77, pp. 771–782, 2014.
- [14] P. Liu, N. Zheng, F. Shan, Z. Liu, and W. Liu, “Heat transfer enhancement for laminar flow in a tube using bidirectional conical strip inserts,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 127,

pp. 1064–1076, 12 2018.

- [15] X. Zhu, Y. Fu, and J. Zhao, “A novel wavy-tape insert configuration for pipe heat transfer augmentation,” *Energy Conversion and Management*, vol. 127, pp. 140–148, 11 2016.
- [16] A. A. Research, “Release 14.0, ansys fluent,” *Theory Guide, ANSYS, Inc.*
- [17] M. Geyer, E. Lüpfert, R. Osuna, A. Esteban, W. Schiel, A. Schweitzer, E. Zarza, P. Nava, J. Langenkamp, and E. Mandelberg, “Eurotrough - parabolic trough collector developed for cost efficient solar power generation,” 09 2003.
- [18] H. Müller-Steinhagen and F. Trieb, “Concentrating solar power, - a review of the technology,” *Ingenia*, vol. 18, pp. 43–50, 01 2004.

Anexos

Anexo A: Resultados Ansys FLUENT

A continuación se muestran las variables que se extraen directamente desde el post-procesamiento en Ansys FLUENT y con los cuales se calculan los parámetros definidos.

Tabla 5.1: Sin geometría a 0,7 [kg/s].

Velocidad promedio [m/s]	0,243	Factor de fricción	0,055
Diferencia de presión [Pa]	4,14	Coficiente convectivo [W/m ² K]	767,634
Flujo de calor [W/m ²]	37839	Nusselt	440,939
Temperatura promedio entrada [K]	401,859	Reynolds	6082,316
Temperatura promedio salida [K]	403,211	ϕ [K]	38,779
Temperatura promedio pared interior [K]	451,828	Factor incremento de calor	-
Temperatura promedio mitad superior [K]	432,756		
Temperatura promedio mitad inferior [K]	471,535		

Tabla 5.2: Geometría de estrella a 0,7 [kg/s].

Velocidad promedio [m/s]	0,327	Factor de fricción	0,367
Diferencia de presión [Pa]	50,061	Coefficiente convectivo [W/m ² K]	1525,771
Flujo de calor [W/m ²]	37763,6	Nusselt	876,422
Temperatura promedio entrada [K]	399,98	Reynolds	8171,777
Temperatura promedio salida [K]	401,313	ϕ [K]	30,602
Temperatura promedio pared interior [K]	425,397	Factor incremento de calor	1,05
Temperatura promedio mitad superior [K]	410,434		
Temperatura promedio mitad inferior [K]	441,036		

Tabla 5.3: Geometría de cinta torsionada a 0,7 [kg/s].

Velocidad promedio [m/s]	0,29	Factor de fricción	0,252
Diferencia de presión [Pa]	26,88	Coefficiente convectivo [W/m ² K]	1463,048
Flujo de calor [W/m ²]	37854,9	Nusselt	840,393
Temperatura promedio entrada [K]	400,404	Reynolds	7236,330
Temperatura promedio salida [K]	401,688	ϕ [K]	19,418
Temperatura promedio pared interior [K]	426,92	Factor incremento de calor	1,15
Temperatura promedio mitad superior [K]	417,482		
Temperatura promedio mitad inferior [K]	436,9		

Tabla 5.4: Geometría helicoidal a 0,7 [kg/s].

Velocidad promedio [m/s]	0,359	Factor de fricción	0,314
Diferencia de presión [Pa]	51,75	Coefficiente convectivo [W/m ² K]	1883
Flujo de calor [W/m ²]	37835	Nusselt	1082,19
Temperatura promedio entrada [K]	400,278	Reynolds	8986,43
Temperatura promedio salida [K]	401,559	ϕ [K]	15,24
Temperatura promedio pared interior [K]	421,001	Factor incremento de calor	1,37
Temperatura promedio mitad superior [K]	413,636		
Temperatura promedio mitad inferior [K]	428,88		

Tabla 5.5: Geometría cónica a 0,7 [kg/s].

Velocidad promedio [m/s]	0,28	Factor de fricción	0,342
Diferencia de presión [Pa]	33,95	Coefficiente convectivo [W/m ² K]	1507,6
Flujo de calor [W/m ²]	37839	Nusselt	865,97
Temperatura promedio entrada [K]	400,465	Reynolds	6971
Temperatura promedio salida [K]	401,747	ϕ [K]	19,19
Temperatura promedio pared interior [K]	426,205	Factor incremento de calor	1,07
Temperatura promedio mitad superior [K]	416,941		
Temperatura promedio mitad inferior [K]	436,136		

Tabla 5.6: Geometría sinusoidal a 0,7 [kg/s].

Velocidad promedio [m/s]	0,284	Factor de fricción	0,876
Diferencia de presión [Pa]	89,74	Coefficiente convectivo [W/m ² K]	2069,1
Flujo de calor [W/m ²]	37839	Nusselt	1188,5
Temperatura promedio entrada [K]	400,107	Reynolds	7085,5
Temperatura promedio salida [K]	401,388	ϕ [K]	17,6
Temperatura promedio pared interior [K]	419,035	Factor incremento de calor	1,07
Temperatura promedio mitad superior [K]	410,459		
Temperatura promedio mitad inferior [K]	428,06		

Tabla 5.7: Sin geometría a 1,4 [kg/s].

Velocidad promedio [m/s]	0,487	Factor de fricción	0,047
Diferencia de presión [Pa]	14,23	Coefficiente convectivo [W/m ² K]	1699,68
Flujo de calor [W/m ²]	37839	Nusselt	976,32
Temperatura promedio entrada [K]	400,731	Reynolds	12164
Temperatura promedio salida [K]	401,414	ϕ [K]	23
Temperatura promedio pared interior [K]	423,335	Factor incremento de calor	-
Temperatura promedio mitad superior [K]	412,132		
Temperatura promedio mitad inferior [K]	435,099		

Tabla 5.8: Geometría estrella a 1,4 [kg/s].

Velocidad promedio [m/s]	0,654	Factor de fricción	0,262
Diferencia de presión [Pa]	142,6	Coefficiente convectivo [W/m ² K]	2689
Flujo de calor [W/m ²]	37764	Nusselt	1544,6
Temperatura promedio entrada [K]	399,952	Reynolds	16341
Temperatura promedio salida [K]	400,628	ϕ [K]	20,3
Temperatura promedio pared interior [K]	414,334	Factor incremento de calor	0,89
Temperatura promedio mitad superior [K]	404,488		
Temperatura promedio mitad inferior [K]	424,786		

Tabla 5.9: Geometría cinta torsionada a 1,4 [kg/s].

Velocidad promedio [m/s]	0,582	Factor de fricción	0,186
Diferencia de presión [Pa]	80,08	Coefficiente convectivo [W/m ² K]	2692
Flujo de calor [W/m ²]	37827	Nusselt	1546
Temperatura promedio entrada [K]	400,183	Reynolds	14532
Temperatura promedio salida [K]	400,826	ϕ [K]	11,5
Temperatura promedio pared interior [K]	414,554	Factor incremento de calor	1
Temperatura promedio mitad superior [K]	409,05		
Temperatura promedio mitad inferior [K]	420,545		

Tabla 5.10: Geometría helicoidal a 1,4 [kg/s].

Velocidad promedio [m/s]	0,725	Factor de fricción	0,246
Diferencia de presión [Pa]	165,23	Coefficiente convectivo [W/m ² K]	3402
Flujo de calor [W/m ²]	37833	Nusselt	1954,5
Temperatura promedio entrada [K]	400,136	Reynolds	18134
Temperatura promedio salida [K]	400,78	ϕ [K]	9,1
Temperatura promedio pared interior [K]	411,577	Factor incremento de calor	1,15
Temperatura promedio mitad superior [K]	407,286		
Temperatura promedio mitad inferior [K]	416,339		

Tabla 5.11: Geometría cónica a 1,4 [kg/s].

Velocidad promedio [m/s]	0,561	Factor de fricción	0,268
Diferencia de presión [Pa]	107,87	Coefficiente convectivo [W/m ² K]	2843
Flujo de calor [W/m ²]	37839	Nusselt	1633
Temperatura promedio entrada [K]	400,219	Reynolds	14025
Temperatura promedio salida [K]	400,864	ϕ [K]	11,3
Temperatura promedio pared interior [K]	413,851	Factor incremento de calor	0,94
Temperatura promedio mitad superior [K]	408,498		
Temperatura promedio mitad inferior [K]	419,771		

Tabla 5.12: Geometría sinusoidal a 1,4 [kg/s].

Velocidad promedio [m/s]	0,568	Factor de fricción	0,768
Diferencia de presión [Pa]	316,69	Coefficiente convectivo [W/m ² K]	3914
Flujo de calor [W/m ²]	37839	Nusselt	2248
Temperatura promedio entrada [K]	400,034	Reynolds	14209
Temperatura promedio salida [K]	400,677	ϕ [K]	9,9
Temperatura promedio pared interior [K]	410,021	Factor incremento de calor	0,91
Temperatura promedio mitad superior [K]	405,297		
Temperatura promedio mitad inferior [K]	415,18		

Tabla 5.13: Sin geometría a 2,1 [kg/s].

Velocidad promedio [m/s]	0,73	Factor de fricción	0,043
Diferencia de presión [Pa]	29,5	Coefficiente convectivo [W/m ² K]	2537
Flujo de calor [W/m ²]	37838	Nusselt	1457,4
Temperatura promedio entrada [K]	400,45	Reynolds	18247
Temperatura promedio salida [K]	400,907	ϕ [K]	16,6
Temperatura promedio pared interior [K]	415,592	Factor incremento de calor	-
Temperatura promedio mitad superior [K]	407,53		
Temperatura promedio mitad inferior [K]	424,177		

Tabla 5.14: Geometría estrella a 2,1 [kg/s].

Velocidad promedio [m/s]	0,981	Factor de fricción	0,215
Diferencia de presión [Pa]	263,75	Coefficiente convectivo [W/m ² K]	3524
Flujo de calor [W/m ²]	37765	Nusselt	2024,3
Temperatura promedio entrada [K]	399,97	Reynolds	24511
Temperatura promedio salida [K]	400,424	ϕ [K]	15,86
Temperatura promedio pared interior [K]	410,913	Factor incremento de calor	0,81
Temperatura promedio mitad superior [K]	403,266		
Temperatura promedio mitad inferior [K]	419,129		

Tabla 5.15: Geometría cinta torsionada a 2,1 [kg/s].

Velocidad promedio [m/s]	0,874	Factor de fricción	0,164
Diferencia de presión [Pa]	159,65	Coefficiente convectivo [W/m ² K]	3806
Flujo de calor [W/m ²]	37844	Nusselt	2186,3
Temperatura promedio entrada [K]	400,093	Reynolds	21836
Temperatura promedio salida [K]	400,517	ϕ [K]	8,16
Temperatura promedio pared interior [K]	410,248	Factor incremento de calor	0,96
Temperatura promedio mitad superior [K]	406,397		
Temperatura promedio mitad inferior [K]	414,564		

Tabla 5.16: Geometría helicoidal a 2,1 [kg/s].

Velocidad promedio [m/s]	1,09	Factor de fricción	0,219
Diferencia de presión [Pa]	332,6	Coefficiente convectivo [W/m ² K]	4571
Flujo de calor [W/m ²]	37838	Nusselt	2625
Temperatura promedio entrada [K]	400,087	Reynolds	27271
Temperatura promedio salida [K]	400,517	ϕ [K]	6,98
Temperatura promedio pared interior [K]	408,579	Factor incremento de calor	1,05
Temperatura promedio mitad superior [K]	405,315		
Temperatura promedio mitad inferior [K]	412,296		

Tabla 5.17: Geometría cónica 2,1 [kg/s].

Velocidad promedio [m/s]	0,844	Factor de fricción	0,24
Diferencia de presión [Pa]	218,49	Coefficiente convectivo [W/m ² K]	3885
Flujo de calor [W/m ²]	37839	Nusselt	2232
Temperatura promedio entrada [K]	400,146	Reynolds	21108
Temperatura promedio salida [K]	400,577	ϕ [K]	8,59
Temperatura promedio pared interior [K]	410,099	Factor incremento de calor	0,87
Temperatura promedio mitad superior [K]	406,064		
Temperatura promedio mitad inferior [K]	414,658		

Tabla 5.18: Geometría sinusoidal a 2,1 [kg/s].

Velocidad promedio [m/s]	0,855	Factor de fricción	0,707
Diferencia de presión [Pa]	659,98	Coefficiente convectivo [W/m^2K]	5162
Flujo de calor [W/m^2]	37839	Nusselt	2965
Temperatura promedio entrada [K]	4000,02	Reynolds	21376
Temperatura promedio salida [K]	400,449	ϕ [K]	7,52
Temperatura promedio pared interior [K]	407,564	Factor incremento de calor	0,8
Temperatura promedio mitad superior [K]	404,018		
Temperatura promedio mitad inferior [K]	411,541		

Anexo B: Código de flujo de calor

A continuación se presenta la aproximación utilizada como flujo de calor y que se define como expresión en Ansys FLUENT.

Código 5.1: Código a ingresar como expresión en Ansys FLUENT como aproximación de calor.

```
1 IF(170/180*PI<atan2(y,x),64950[W/m^2],  
2   IF(150/180*PI<atan2(y,x),39602[W/m^2],  
3     IF(131.7/180*PI<atan2(y,x),8842[W/m^2],  
4       IF(48.3/180*PI<atan2(y,x),552[W/m^2],  
5         IF(30/180*PI<atan2(y,x),8842[W/m^2],  
6           IF(10/180*PI<atan2(y,x),39602[W/m^2],  
7             IF(-10/180*PI<atan2(y,x),64950[W/m^2],  
8               IF(-30/180*PI<atan2(y,x),59722[W/m^2],  
9                 IF(-50/180*PI<atan2(y,x),54141[W/m^2],  
10                  IF(-70/180*PI<atan2(y,x),49723[W/m^2],  
11                     IF(-90/180*PI<atan2(y,x),44041[W/m^2],  
12                         IF(-110/180*PI<atan2(y,x),44041[W/m^2],  
13                             IF(-130/180*PI<atan2(y,x),49723[W/m^2],  
14                                 IF(-150/180*PI<atan2(y,x),54141[W/m^2],  
15                                     IF(-170/180*PI<atan2(y,x),59722[W/m^2],  
16                                         IF(-190/180*PI<atan2(y,x),64950[W/m^2],  
17                                             IF(-210/180*PI<atan2(y,x),39602[W/m^2],  
18 0[W/m^2])))))))
```