

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA



Estudio numérico experimental del distribuidor hidráulico de un colector solar de tubo al vacío tipo *heat-pipe*

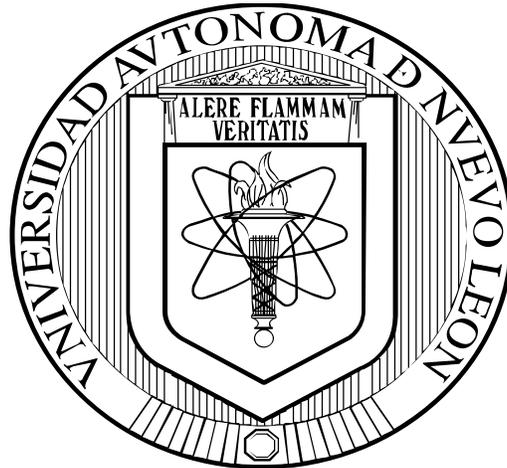
POR:

ROSARIO DE JESÚS RODRÍGUEZ ALTAIF

EN OPCIÓN AL GRADO DE MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA
INGENIERÍA CON ORIENTACIÓN EN ENERGÍAS TÉRMICA Y
RENOVABLE

MAYO, 2015

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO



Estudio numérico experimental del distribuidor hidráulico de un colector solar de tubo al vacío tipo *heat-pipe*

POR:

ROSARIO DE JESÚS RODRÍGUEZ ALTAÍF

**EN OPCIÓN AL GRADO DE MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA
INGENIERÍA CON ORIENTACIÓN EN ENERGÍAS TÉRMICA Y
RENOVABLE**

ASESOR: DRA. ELVIRA MARTÍNEZ GARCÍA
CO-ASESOR: DR. OSCAR ALEJANDRO DE LA GARZA DE LEÓN

MAYO, 2015

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO**



Estudio numérico experimental del distribuidor hidráulico de un colector solar de tubo al vacío tipo *heat-pipe*

POR:

ROSARIO DE JESÚS RODRÍGUEZ ALTAIF

**EN OPCIÓN AL GRADO DE MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA
INGENIERÍA CON ORIENTACIÓN EN ENERGÍAS TÉRMICA Y
RENOVABLE**

**ASESOR: DRA. ELVIRA MARTÍNEZ GARCÍA
CO-ASESOR: DR. OSCAR ALEJANDRO DE LA GARZA DE LEÓN**

MAYO, 2015

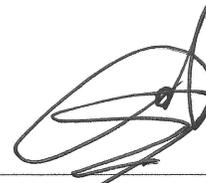
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO

Los miembros del Comité de Tesis recomendamos que la tesis “**Estudio numérico experimental del distribuidor hidráulico de un colector solar de tubo al vacío tipo *heat-pipe***” realizada por la alumna ROSARIO DE JESÚS RODRÍGUEZ ALTAIF, con número de matrícula 1257210, sea aceptada para su defensa en opción al grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería con Orientación en Energías Térmica y Renovable.

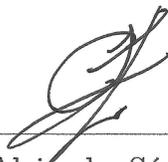
El Comité de Tesis



Dra. Elvira Martínez García
Asesor



Dr. Oscar Alejandro de la Garza de León
Co-Asesor



Dr. Fausto Alejandro Sánchez Cruz
Revisor



M.C. Hugo Guadalupe Ramírez Hernández
Revisor



Dr. Simón Martínez Martínez
Subdirector de Estudios de Posgrado

San Nicolás de los Garza N.L., Mayo 2015.

A mis padres, con el más grande amor.

AGRADECIMIENTOS

A mis padres, que han dado todo por mí. A quienes agradezco por inculcarme el amor por el estudio y la superación, por impulsarme a alcanzar mis sueños y enseñarme el valor del conocimiento.

A la Dra. Elvira Martínez, directora de tesis, por su labor de tutor durante mi estancia y por el apoyo en la elaboración de este trabajo. Por su tolerancia, consejos, tutoría, soporte, esfuerzo y aliento durante estos dos años.

Al Dr. Fausto Sánchez por su apoyo como coordinador del programa de la maestría para la realización de este trabajo y demás proyectos.

Al Dr. Simón Martínez por su soporte como Subdirector de Estudios de Posgrado.

Al M.C. Hugo Ramírez por su asistencia, consejos y tutoría. Por su apoyo desinteresado y amistad.

A los profesores Dr. Santos Méndez, Dr. Arturo Morales, M.C. Miguel García Yera, Dr. Max Salvador Hernández y al Dr. Oscar de la Garza por sus enseñanzas.

A mis compañeros y amigos de maestría, Carlos Uder, Yonathan Loredó, René Mondragón, Ricardo Delgado, Víctor Madrid, Adolfo Benitez, César Ramírez y Mario Chapa.

A Lorena Chávez, por su apoyo, amistad y compañerismo durante nuestra estancia para la realización de este trabajo.

A CONACYT por el apoyo económico brindado mediante la beca número 372433.

Al programa Prodep por su apoyo económico a través del proyecto con folio:103.5/12/13/6644.

ÍNDICE GENERAL

| | |
|--|------------|
| Abstract | XIV |
| Resumen | XVI |
| 1. Introducción | 1 |
| 1.1. Antecedentes | 2 |
| 1.2. Motivación | 17 |
| 1.3. Hipótesis | 18 |
| 1.4. Objetivos | 19 |
| 1.4.1. Objetivos particulares | 19 |
| 1.5. Estructura del documento | 20 |
| 2. Energía solar | 21 |
| 2.1. Disponibilidad de la energía solar | 21 |
| 2.2. Estimación de la radiación solar terrestre | 22 |
| 2.3. Radiación solar en superficies inclinadas | 23 |
| 2.4. Métodos de colección solar y conversión térmica | 27 |
| 2.4.1. Colectores de placa plana | 28 |
| 2.4.2. Colectores solares tubulares | 30 |
| 2.4.2.1. Colectores solares de tubo al vacío | 30 |

| | |
|---|-----------|
| 3. Dinámica de fluidos y modelado computacional | 33 |
| 3.1. Modelo físico de interés | 34 |
| 3.1.1. Flujo en tuberías | 34 |
| 3.1.1.1. Flujo forzado a través de tubos y conductos | 34 |
| 3.1.1.1.1. Flujo totalmente desarrollado dentro de tu- bos de sección circular | 34 |
| 3.1.1.1.2. Efectos de entrada | 36 |
| 3.1.2. Flujo alrededor de un cilindro | 37 |
| 3.1.2.1. Transferencia de calor por convección | 39 |
| 3.2. Dinámica de fluidos computacional (CFD) | 41 |
| 3.2.1. Discretización | 45 |
| 3.3. Ecuaciones de gobierno | 47 |
| 3.3.1. Ecuación de continuidad | 48 |
| 3.3.2. Ecuación de cantidad de movimiento | 49 |
| 3.3.3. Ecuación de energía | 50 |
| 3.4. Modelos computacionales | 53 |
| 3.4.1. Modelo $k - \varepsilon$ realizable | 53 |
| 3.4.1.1. Ecuaciones de transporte para el modelo $k - \varepsilon$ realizable | 55 |
| 3.4.1.2. Modelado de la viscosidad turbulenta | 55 |
| 3.4.1.3. Constantes del modelo | 57 |
| 3.4.2. Método de interpolación lineal | 57 |
| 3.4.3. Método UPWIND | 57 |
| 3.4.4. Método SIMPLE | 58 |
| 4. Diseño experimental | 60 |
| 4.1. Metodología | 61 |

| | |
|--|-----------|
| 4.2. Descripción del equipo experimental | 61 |
| 4.2.1. Construcción de la instalación experimental | 62 |
| 4.2.2. Instrumentación y calibración de los sensores | 64 |
| 4.2.2.1. Radiación solar | 64 |
| 4.2.2.2. Presión | 65 |
| 4.2.2.3. Flujo volumétrico | 66 |
| 4.2.2.4. Temperatura | 66 |
| 4.2.3. Desarrollo e implementación de un sistema de control y adquisición de datos | 68 |
| 4.2.3.1. Bomba | 70 |
| 4.2.3.2. Válvula reguladora | 70 |
| 4.2.3.3. Control de flujo | 71 |
| 4.2.3.4. Protectores | 71 |
| 4.2.3.5. Almacenaje y procesamiento de datos | 71 |
| 4.2.4. Puesta a punto de la instalación | 72 |
| 4.2.5. Ejecución de las pruebas correspondientes | 72 |
| 4.2.6. Análisis de resultados | 73 |
| 4.2.6.1. Eficiencia | 73 |
| 4.3. Resultados | 74 |
| | |
| 5. Análisis numérico | 82 |
| 5.1. Metodología | 83 |
| 5.2. Preprocesamiento | 85 |
| 5.2.1. Geometría | 85 |
| 5.2.1.1. Distribuidor original | 85 |
| 5.2.1.2. Nuevos arreglos de tubos intercambiadores | 85 |

| | |
|---|------------|
| 5.2.2. Mallado | 89 |
| 5.2.2.1. Distribuidor original | 95 |
| 5.2.2.2. Nuevos arreglos de tubos intercambiadores | 96 |
| 5.2.3. Modelos | 99 |
| 5.2.4. Materiales y propiedades físicas | 100 |
| 5.2.5. Condiciones iniciales y de frontera | 100 |
| 5.2.5.1. Condiciones exteriores | 101 |
| 5.2.5.2. Condiciones de interfaz | 102 |
| 5.3. Solución | 103 |
| 5.4. Resultados | 104 |
| 5.4.1. Validación experimental | 104 |
| 5.4.2. Análisis numérico de los nuevos arreglos de tubos intercambiadores | 109 |
| 5.4.2.1. Desempeño térmico | 109 |
| 5.4.2.1.1. Distribución de temperatura | 109 |
| 5.4.2.1.2. Ganancia de calor por tubo intercambiador | 113 |
| 5.4.2.1.3. Nusselt promedio local por tubo intercambiador | 116 |
| 5.4.2.1.4. Nusselt promedio global | 119 |
| 5.4.2.1.5. Ganancia de calor total | 120 |
| 5.4.2.2. Hidrodinámica | 123 |
| 6. Conclusiones | 131 |
| 6.1. Conclusiones | 131 |
| 6.2. Trabajo futuro | 133 |
| Nomenclatura | 135 |

| | |
|--|-----|
| Bibliografía | 142 |
| A. Área bruta, de apertura y absorbedora | 143 |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| 1.1. Modificaciones en las tuberías de entrada y salida para los casos estudiados por Missirlis et al. | 11 |
| 1.2. Diagramas de los distribuidores estudiados por Badar et al. | 12 |
| 1.3. Diagramas de los distribuidores estudiados por Hassan et al. | 15 |
| 2.1. Ángulos solares para una superficie inclinada | 24 |
| 2.2. Tipos comunes de superficies absorbedoras | 29 |
| 2.3. Representación esquemática del tubo al vacío | 32 |
| 3.1. Formación de la capa límite sobre un cilindro en flujo cruzado | 37 |
| 3.2. Número de Nusselt local para un cilindro circular con flujo de aire normal | 40 |
| 3.3. Tipos de elementos tridimensionales | 46 |
| 3.4. Volumen de control para un acercamiento Euleriano | 48 |
| 3.5. Primera ley de la termodinámica aplicada a un volumen de control en flujo bidimensional | 51 |
| 4.1. Diagrama experimental | 62 |
| 4.2. Diagrama del colector solar de tubo al vacío utilizado para la instalación experimental | 63 |
| 4.3. Fotografía de la instalación experimental | 64 |

| | |
|---|----|
| 4.4. Distribución de los termopares en la instalación experimental | 67 |
| 4.5. Panel frontal | 69 |
| 4.6. Distribución de radiación solar incidente y temperatura a la entrada y salida del colector para tres días de prueba a $Re_1 = 1754$ | 76 |
| 4.7. Distribución de radiación solar incidente y temperatura a la entrada y salida del colector para tres días de prueba a $Re_2 = 2105$ | 77 |
| 4.8. Distribución de radiación solar incidente y temperatura a la entrada y salida del colector para tres días de prueba a $Re_3 = 1403$ | 78 |
| 4.9. Energía colectada e insolación solar global diaria en la superficie del colector | 80 |
| 4.10. Eficiencias η_B , η_{AP} y η_{AB} para cada día de prueba a tres números de Reynolds | 81 |
| 5.1. Vistas del colector solar de tubo al vacío | 83 |
| 5.2. Etapas del análisis numérico computacional | 84 |
| 5.3. Diagrama del distribuidor hidráulico del colector solar | 86 |
| 5.5. Esquema comparativo entre el diseño del tubo intercambiador original y modificado | 86 |
| 5.4. Esquema representativo de un colector solar de tubo al vacío tipo <i>heat pipe</i> | 87 |
| 5.6. Diagrama del intercambiador propuesto con 5 aletas en su configuración | 88 |
| 5.7. Diagrama del intercambiador propuesto con 6 aletas en su configuración | 88 |
| 5.8. Diagrama del distribuidor hidráulico modificado con los intercambia- dores propuestos | 89 |
| 5.9. Zonas que conforman el dominio computacional para el distribuidor original y el modificado con los tubos intercambiadores propuestos . . | 91 |

| | |
|---|-----|
| 5.10. Geometría del distribuidor hidráulico original | 93 |
| 5.11. Geometría del distribuidor hidráulico con tubos intercambiadores de 5 aletas longitudinales | 94 |
| 5.12. Geometría del distribuidor hidráulico con tubos intercambiadores de 6 aletas longitudinales | 95 |
| 5.13. Malla para el distribuidor hidráulico original | 96 |
| 5.14. Malla del distribuidor con tubos intercambiadores de 5 aletas | 98 |
| 5.15. Malla del distribuidor con tubos intercambiadores de 6 aletas | 99 |
| 5.16. Representación esquemáticas de las condiciones de frontera para el análisis numérico | 101 |
| 5.17. Resultados numéricos y experimentales, calor total contra diferencia de temperatura para $Re_1 = 1754$ | 107 |
| 5.18. Resultados numéricos y experimentales, calor total contra diferencia de temperatura para $Re_2 = 2105$ | 107 |
| 5.19. Resultados numéricos y experimentales, calor total contra diferencia de temperatura para $Re_3 = 1403$ | 108 |
| 5.20. Resultados numéricos y experimentales, diferencia de temperatura to- tal para cada flujo másico | 108 |
| 5.21. Distribución de los planos para el cómputo de las variables | 110 |
| 5.22. Ganancia de temperatura adimensional en función de la posición para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_1 = 1754$ | 111 |
| 5.23. Ganancia de temperatura adimensional en función de la posición para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_2 = 2105$ | 112 |
| 5.24. Ganancia de temperatura adimensional en función de la posición para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_3 = 1403$ | 112 |
| 5.25. Ganancia de calor debida a cada tubo intercambiador para $Re_1 = 1754$ | 114 |

5.26. Ganancia de calor debida a cada tubo intercambiador para $Re_2 = 2105$ 115

5.27. Ganancia de calor debida a cada tubo intercambiador para $Re_3 = 1403$ 115

5.28. Número de Nusselt promedio local en cada tubo intercambiador para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_1 = 1754$ 117

5.29. Número de Nusselt promedio local en cada tubo intercambiador para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_2 = 2105$ 118

5.30. Número de Nusselt promedio local en cada tubo intercambiador para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_3 = 1403$ 118

5.31. Número de Nusselt promedio para cada arreglo del distribuidor hidráulico a tres números de Reynolds 119

5.32. Ganancia de calor total para la sección de estudio para cada flujo másico 121

5.33. Contornos de temperatura para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_1 = 1754$ 122

5.34. Contornos de temperatura para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_2 = 2105$ 122

5.35. Contornos de temperatura para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_3 = 1403$ 123

5.36. Contornos de velocidad para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_1 = 1754$ 124

5.37. Contornos de velocidad para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_2 = 2105$ 124

5.38. Contornos de velocidad para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_3 = 1403$ 125

5.39. Contornos de intensidad de turbulencia para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_1 = 1754$ 126

| | |
|--|-----|
| 5.40. Contornos de intensidad de turbulencia para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_2 = 2105$ | 126 |
| 5.41. Contornos de intensidad de turbulencia para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_3 = 1403$ | 127 |
| 5.42. Caída de presión total para cada arreglo del distribuidor hidráulico a tres números de Reynolds | 128 |
| 5.43. Contornos de presión para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_1 = 1754$ | 129 |
| 5.44. Contornos de presión para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_2 = 2105$ | 129 |
| 5.45. Contornos de presión para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_3 = 1403$ | 130 |
| A.1. Área bruta de un colector solar tubular | 143 |
| A.2. Área de apertura de un colector solar tubular | 144 |
| A.3. Área absorbedora de un colector solar tubular | 145 |

ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|---|-----|
| 3.1. Constantes para el cálculo del número de Reynolds para un cilindro circular con flujo cruzado de acuerdo a la correlación aportada por Hilpert | 40 |
| 3.2. Constantes para el cálculo del número de Nusselt de acuerdo a correlación aportada por Zukauskas | 41 |
| 3.3. Clasificación de la malla de acuerdo a su calidad | 47 |
| 3.4. Valores de las constantes utilizadas en la solución del método $k - \varepsilon$ realizable | 57 |
| 4.1. Sensores utilizados en la instalación experimental | 63 |
| 4.2. Módulos de NI correspondientes para cada dispositivo de la instalación experimental | 70 |
| 4.3. Casos experimentales de estudio | 73 |
| 5.1. Propiedades físicas de los materiales utilizados en el estudio numérico | 100 |
| 5.2. Clasificación de las condiciones frontera | 101 |
| 5.3. Condiciones frontera para las simulaciones computacionales | 103 |
| 5.4. Características de la computadora utilizada para la solución computacional | 103 |

5.5. Condiciones de frontera para las simulaciones computacionales de la
validación del método contra resultados experimentales 105

ABSTRACT

A solar collector is a device highly used with residential and industrial applications throughout the world. There is a wide range of solar collectors; they are classified by use, design and efficiency. Renewable energies are truly important in today's energy generation challenge due to the current high demand of energetic resources and excessive fossil fuel consumption.

This work focuses in the analysis of solar water heating collectors, its purpose is to characterize its performance and to propose upgrades in the thermal-hydraulic design of evacuated heat pipe solar collectors.

During the last decades, solar collectors have had several numerical and experimental studies focusing in solar gain management. This thesis objective is to study and optimize the thermal collection process, focusing in fluid dynamics inside the manifold. Flow characteristics and heat transference are importantly modified by the manifold's geometry.

It is with this perspective that a comparison of the thermal-hydraulic performance of two different configurations of the heat exchanger connected to the manifold is made against the original design. To do so, a numerical and experimental analysis is performed on the original manifold, comparing these results with the new proposed designs, which have been numerically analyzed using a commercial software.

The heat exchangers connected to the manifold's main pipe were redesigned by adding longitudinal fins to the cylindrical geometry. This work also includes a study

comparing the thermal-hydrodynamic behavior with configurations of five and six fins against the original manifold with smooth surface cylindrical heat exchangers.

The solar collector experimental results show that the collector's best performance reached its peak under a $Re_3 = 1403$ regime. According to numerical results, it was determined that the manifold's arrangement with five fins provides a better thermal performance in comparison to the original manifold and the six-fin arrangement. There is a heat gain of 41 % when using five fins in comparison to the original. The heat transfer increment of this arrangement gives an increase of pressure drop in the manifold as a result.

RESUMEN

Los colectores solares son dispositivos altamente utilizados en muchos países del mundo. Son empleados en la industria, así como en el hogar. Existe una amplia gama de éstos, y son clasificados de acuerdo a su uso, diseño y eficiencia. Debido a la alta demanda energética actual y al consumo excesivo de combustibles fósiles, las energías renovables toman importancia en el reto actual de la generación de energía.

La presente tesis se enfoca en el análisis de colectores solares para calentamiento de agua, con el fin de caracterizar su comportamiento y proponer mejoras en el diseño térmico e hidrodinámico de un colector solar de tubo al vacío tipo *heat pipe*.

En las últimas décadas, se han realizado abundantes estudios numéricos y experimentales a colectores solares, teniendo su enfoque principal en los métodos de captación solar. Es objetivo de esta tesis, estudiar y optimizar el proceso de colección térmica, enfocándose en la dinámica del fluido dentro del distribuidor hidráulico. La geometría del distribuidor modifica de forma importante las características del flujo y la transferencia de calor.

Es así, que en este trabajo de tesis se realiza una comparación del desempeño térmico e hidráulico de dos configuraciones distintas de los tubos intercambiadores conectados en el distribuidor hidráulico contra el diseño original. Para ello, se realiza un análisis numérico y experimental al distribuidor original, comparando estos resultados con los nuevos diseños propuestos analizados numéricamente haciendo uso de un software comercial.

Se rediseñan los tubos intercambiadores conectados al tubo principal del distribuidor hidráulico añadiéndole aletas longitudinales a la geometría cilíndrica. Se estudia el comportamiento térmico e hidráulico para las configuraciones de 5 y 6 aletas contra el distribuidor original con tubos intercambiadores cilíndricos de superficie lisa.

Los resultados experimentales del colector solar muestran que la mayor eficiencia fue alcanzada bajo el régimen a $Re_3 = 1403$. En base a los resultados numéricos se determinó que el arreglo para el distribuidor con 5 aletas presenta un mejor desempeño térmico en comparación al distribuidor original y al arreglo de 6 aletas. Se exhibe un incremento del 41 % en la ganancia de calor del distribuidor con 5 aletas en comparación al original. El aumento en la transferencia de calor de este arreglo impacta directamente en un aumento de la caída de presión en el distribuidor.

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

| | |
|--|-----------|
| 1.1. Antecedentes | 2 |
| 1.2. Motivación | 17 |
| 1.3. Hipótesis | 18 |
| 1.4. Objetivos | 19 |
| 1.4.1. Objetivos particulares | 19 |
| 1.5. Estructura del documento | 20 |

Actualmente, se cuenta con dispositivos que facilitan nuestra vida diaria, asimismo, estos dispositivos demandan un cierto consumo energético, energía que en su mayoría se provee a partir de combustibles fósiles. Sin embargo, la creciente demanda energética hace que las fuentes tradicionales sean insuficientes, siendo ésto el parteaguas para la utilización generalizada de energías renovables. Hoy en día existen tecnologías para aprovechar adecuadamente estos recursos, encontrándose numerosas innovaciones en las distintas áreas de la ingeniería en energías renovables. Es por ello, que este trabajo conjunta los esfuerzos por acrecentar el aprovechamiento de estas fuentes energéticas.

1.1. Antecedentes

En la literatura existen comparativas entre los distintos tipos de colectores solares, así como estudios experimentales y numéricos para determinar su eficiencia y pérdidas de calor.

Azad et al.[1] estudiaron el comportamiento térmico de un colector solar tipo heat pipe teórica y experimentalmente. Construyeron un colector solar tipo heat pipe consistente de 6 heat pipes de cobre. Los heat pipes fueron llenados con etanol debido a que son más eficientes y menos susceptibles al congelamiento. El calor absorbido por los heat pipes fue removido y medido usando un intercambiador de agua fría. El intercambiador de calor consistió de 6 collares de cobre interconectados. El plato absorbedor y el intercambiador de calor se montaron sobre un marco de aluminio. Se seleccionó un vidrio ordinario como la cubierta superior del colector. El colector consiste en una serie de heat pipes donde el condensador de éstos es conectado al intercambiador de calor o distribuidor hidráulico. El distribuidor consiste en un tubo de cobre que envuelve la zona de condensación de cada heat pipe. El agua fluye a través del distribuidor y recoge el calor de la zona de condensación de los heat pipes. Azad et al. realizaron un análisis térmico teórico sobre la transferencia de calor para un heat pipe, y asimismo, para un arreglo de n heat pipes. Para medir la precisión de la predicción teórica se llevó a cabo una investigación experimental. Emplearon una configuración de circuito cerrado. La eficiencia del colector se determinó de acuerdo a los procedimientos propuestos por el ASHRAE estándar 93-1986. Los parámetros de medición fueron: temperaturas de enfriamiento a la entrada y salida del distribuidor, temperatura ambiente, flujo másico del agua circulante, y radiación solar incidente. Reportaron la variación de las temperaturas en el tiempo, así como la distribución de temperaturas por heat pipe. Así como el calor útil y la eficiencia por tubo. Realizaron

una comparación entre la eficiencia obtenida experimental y numéricamente.

Hossain et al. [2] utilizaron un sistema alternativo de simulación para determinar el efecto de la conductividad térmica en la superficie absorbadora de un colector solar bajo el desempeño de un calentador solar en termosifón. Supusieron que el sistema es suministrado con agua caliente de 50°C y 80°C , el primero es utilizado para propósitos domésticos, y el segundo industriales. Las condiciones mostraron que la fracción solar anual de las funciones y de la configuración del colector son altamente dependientes de la conductividad térmica para sus valores más bajos. Observaron diferentes mecanismos de transferencia, añadiendo convección natural, ebullición de vapor, ebullición de núcleo de células y condensación de película bajo varias radiaciones solares. Encontraron que el calentador con sistema de sifón alcanza características del sistema de 18% superior a los sistemas convencionales, esto mediante la reducción de pérdidas de calor.

Ayompe et al. [3] presentan un análisis del desempeño térmico de sistemas de calentamiento de agua con colectores de tubo al vacío tipo heat pipe utilizando datos obtenidos de una instalación de campo durante un año en Dublín, Irlanda. Desarrollaron un sistema automático para controlar la extracción de agua, simulando la demanda de agua caliente de una casa habitación típica. Incorporaron un calentador eléctrico de inmersión para proveer ayuda adicional cuando la radiación solar disponible fuera insuficiente. Los datos obtenidos fueron utilizados para evaluar los índices de desempeño energético: temperatura de los componentes del sistema, salidas de energía del colector, energía entregada al tanque de almacenamiento, eficiencias del colector y del sistema, pérdidas por tubería, fracción solar diaria, mensual y anual. El equipo utilizado para el estudio consiste en un colector de 30 tubos al vacío instalado hacia el sur con un ángulo de inclinación igual a la latitud de la localidad. Las tuberías fueron aisladas para reducir las pérdidas de calor. La unidad para el control

del agua incluye un controlador lógico programable (PLC), contactores, relevadores, válvula solenoide, termostato y flujómetro. Para reportar resultados eligieron tres días representativos con condiciones meteorológicas similares. Realizando una comparativa entre el colector estudiado y datos de la literatura, Ayompe et al. concluyeron que el colector solar de tubo al vacío tipo heat pipe es más eficiente que su contra parte el colector solar plano.

Du et al.[4] construyeron y diseñaron una plataforma experimental para determinar la eficiencia instantánea y sus correlaciones con las áreas absorbedoras y receptoras, la capacidad efectiva de calor, la modificación del ángulo de incidencia y la caída de presión en colectores solares en China. La plataforma experimental consiste en un colector solar inclinado, un sistema de agua, un sistema de control de temperatura, un sistema de control de flujo e instrumentos de medición. El agua del tanque principal es entregado a través de la tubería utilizando una bomba al colector solar. A la salida es utilizado un intercambiador de enfriamiento y el agua es enviada de nuevo al tanque de salida. La tubería del sistema fue aislada térmicamente para reducir pérdidas. Esta plataforma experimental utiliza un colector que puede posicionarse de acuerdo a la variación del sol a través de cálculos específicos. Probaron que su instalación experimental es estable y confiable, y que además puede satisfacer las demandas de los estudios experimentales en colectores solares.

Bae et al. [5] estudiaron experimentalmente un colector solar de tubo al vacío con heat pipes ranurados axialmente bajo las condiciones ambientales de Jinju, Corea. El objetivo de su trabajo fue encontrar la eficiencia térmica y las características de operación de un colector solar de tubos al vacío con heat pipes ranurados, de ahí, predecir el desempeño térmico de un calentador solar con TRNSYS y validar el modelo con una serie de sencillos experimentos. Subsecuentemente, el desempeño del sistema a largo plazo lo predijeron usando un modelo de TRNSYS bajo condicio-

nes climatológicas de la ciudad de Jinju, Corea. Para caracterización experimental utilizaron un colector solar de 7 tubos al vacío. Los parámetros de medición fueron: temperaturas del agua en varios puntos a lo largo del distribuidor, temperaturas del agua de entrada y salida del colector, flujo másico, radiación solar incidente, y temperatura ambiente. Utilizaron termopares tipo T para la medición de temperaturas, un flujómetro para el flujo másico, y una estación meteorológica para medir la radiación solar. Realizaron mediciones durante el mes de noviembre de 2004 a tres flujos másicos distintos. Como parte del estudio eligieron TRNSYS 14.2 como el programa más apropiado para su realización, debido a que permite un análisis detallado de todos los componentes del sistema y es ampliamente aceptado como un software que brinda resultados confiables sobre el desempeño de un sistema solar. Reportan curvas de temperatura a lo largo del día de prueba para los flujos másicos utilizados, asimismo, ganancia de temperatura, y eficiencia del colector. Finalmente, mediante simulación determinar la fracción solar anual.

Además de los estudios experimentales, diferentes investigadores han realizado análisis numéricos para predecir el comportamiento de sistemas solares de calentamiento bajo ciertas condiciones de operación. Arab et al. [6] desarrollaron un modelo semi dinámico para investigar el efecto en el desempeño térmico y económico de fluidos de trabajo en calentadores solares de tubo al vacío para una sistema típico de calentamiento en una casa habitación de la ciudad de Sidney, Australia. Estudiaron los efectos de utilizar agua, amoníaco, acetona, metanol y pentano como fluidos de trabajo; además propusieron tres fluidos hipotéticos.

Zambolin et. at [7] realizaron estudios experimentales en dos diferentes tipos de colectores solares. Utilizaron un colector solar plano estándar y un colector de tubo al vacío instalados en paralelo y probados bajo las mismas condiciones de trabajo. Midieron la eficiencia en condiciones de estado estable y quasi-dinámico.

El principal objetivo de su trabajo es la comparación de los resultados bajo estas dos condiciones para los ambos colectores, asimismo, fue objetivo caracterizar y comparar el desempeño energético diario de estos colectores y graficar contra radiación solar incidente.

Utilizaron una mezcla de agua y propilenglicol como fluido de trabajo para prevenir el congelamiento durante la temporada de invierno. Además, fueron instaladas dos bombas para circular el líquido. Controlaron la temperatura de entrada a los colectores a través de cuatro calentadores eléctricos instalados en el tanque de suministro. Asimismo, midieron temperaturas a la entrada y salida de ambos colectores mediante RTDs. Para la temperatura ambiente utilizaron un termopar tipo T. Asimismo, midieron el flujo volumétrico y másico con dos dispositivos distintos para poder determinar la densidad del fluido. Instalaron tres piranómetros, el primero para medir la irradiancia solar en la superficie del colector, el segundo para medir la irradiancia global solar en el plano horizontal y el tercero para medir el componente de radiación difusa. Reportaron energía diaria colectada en relación a la insolación diaria en el colector. Asimismo, calcular la eficiencia diaria para cada colector. En el colector plano la eficiencia óptima en la mañana y en las tardes disminuye debido a pérdidas por reflexión. En cambio, en el colector de tubo al vacío estas pérdidas se reducen debido a su geometría, en la que la mayor parte del área absorbadora está expuesta a una radiación incidente casi normal por un periodo más largo. En las pruebas diarias, el colector tubular muestra a una mayor eficiencia para un rango más amplio de condiciones de operación comparado contra el colector plano.

Budihardjo et al. [8] evaluaron el desempeño de un calentador de agua solar con tubos al vacío utilizando un programa de simulación transitorio, TRNSYS. El objetivo principal de su trabajo fue el desarrollar un modelo que pueda ser usado para predecir el comportamiento de un sistema de calentamiento de agua comercial

con tubos evacuados. En su trabajo detallan el procedimiento para modelar cada componente del sistema solar que será incorporado a la simulación en TRNSYS. El sistema consiste en 21 tubos al vacío conectados a un tanque horizontal. La temperatura del tanque fue promediada a partir de siete termopares instalados a diferentes alturas. Además utilizaron un sistema de pre calentamiento para asegurar la temperatura de entrada al sistema. Instalaron un piranómetro para medir la radiación en la superficie del colector. La temperatura ambiente fue medida a través de un termopar tipo T. Para la simulación en TRNSYS se requiere información detallada de cada componente del sistema solar, tal como la eficiencia del colector, la tasa de circulación de flujo a través de los tubos y los coeficientes de pérdida de calor del tanque de almacenamiento. En su trabajo describen los métodos para medir cada componente y las técnicas de simulación para determinar los parámetros de estos componentes individualmente. Finalmente, los resultados mostraron que el sistema estudiado aporta un ahorro energético del 45 % anual en la ciudad de Sidney.

En un esfuerzo por optimizar la utilización de los sistemas solares de colección térmica, Missirlis et al. [9] presentan una investigación del comportamiento de la transferencia de calor de un colector solar de polímero noble para diferentes configuraciones en el distribuidor hidráulico mediante dinámica de fluidos computacional (CFD, Computacional Fluid Dynamics, por sus siglas en inglés). Utilizan un modelo CFD que ha sido previamente validado para investigar las diferentes configuraciones del distribuidor con el objetivo de optimizar el desarrollo del campo de flujo y así incrementar la eficiencia del colector. El análisis CFD del distribuidor hidráulico de un colector plano, similar o con mejores características a aquellos típicamente usados, a las mismas condiciones de operación pero con reducción de costo y más ligero, muestra que grandes regiones de recirculación fueron formadas como resultado del diseño de la geometría del mismo, y más específicamente, por la posición de la

entrada y la salida de las tuberías en el distribuidor hidráulico. Este colector en particular, combina bajo costo, bajo peso y simplicidad en su manufactura, y puede ser utilizado en todas las aplicaciones que requieran bajas o medias temperaturas de calentamiento. La geometría bajo investigación consiste en una construcción hidráulica tipo panel, teniendo un amplio número de canales rectangulares adentro. Modelaron la geometría como un medio poroso con un comportamiento predefinido de pérdidas de presión. Para las pérdidas de presión a través de los canales del panel, utilizaron la fórmula de Hagen-Poiseuille para la dirección principal del flujo a través del colector (eje y). Añadieron términos adicionales en las direcciones x y y con un coeficiente de caída de presión alto para lograr un alineamiento en los canales de flujo y simular su efecto en la geometría real cuando solo es permitido el flujo a través de la dirección y y debido a la presencia de los canales de flujo en las paredes. Además, fue necesario considerar los efectos de la gravedad y la flotación. En análisis CFD fue realizado con software Fluent CFD con ayuda de una función definida por el usuario para incluir los términos fuentes necesarios. Para el cálculo de la tasa total de transferencia de calor en el colector, pérdidas ópticas y pérdidas térmicas, se consideraron bajo condiciones en estado estable, el calor útil entregado por el colector solar es igual a la energía absorbida por el fluido de transferencia menos las pérdidas directas o indirectas de los alrededores. La metodología de optimización que utilizaron para este estudio es la siguiente.

- Creación de un modelo CFD detallado de la geometría básica del colector solar y la incorporación del comportamiento de la transferencia de calor y la pérdida de presión en el modelo CFD.
- Realizar las simulaciones computacionales para el caso base.
- Validación del desempeño del colector solar mediante mediciones experimenta-

les

- Identificación de las regiones de flujo problemáticas y la incorporación de modificación en el distribuidor del colector para optimizar el desempeño del campo de flujo.

El análisis de resultados fue validado contra mediciones experimentales, y la comparación reveló una buena comparación entre la distribución de la temperatura y velocidad. Asimismo, mostró que las regiones de mayor recirculación son formadas dentro de la geometría del colector, y más específicamente, cerca de las paredes laterales, como resultado del diseño de la geometría y de la posición de la entrada y salida de la tubería. Desarrollaron, entonces, tres configuraciones diferentes del distribuidor y fueron probadas para determinar su eficiencia. La metodología que siguieron para optimizar dichas configuraciones fue la siguiente:

- Creación del modelo CDF para cada caso.
- Realizar las simulaciones computacionales para cada caso, para varias temperaturas de entrada correspondientes al rango operacional esperado.
- Análisis de los resultados computacionales para las configuraciones del distribuidor. Se utilizó la eficiencia del colector como parámetro de optimización.

Las tres configuraciones del distribuidor hidráulico que fueron utilizadas son las siguientes: Caso 1. Tanto la entrada como la salida son alineadas como se muestra en la figura 1.1a. Caso 2. Las posiciones de la entrada y la salida han sido modificadas posicionado ambas tuberías cerca de las paredes laterales para evitar la creación de grandes regiones de recirculación como se muestra en la figura 1.1b. Caso 3. La posición de las tuberías de entrada y salida fueron modificadas alinéandolas a la

dirección del panel como se muestra en la figura 1.1c. Los resultados mostraron que el caso 3 presentó la eficiencia óptima para el rango de las condiciones climatológicas estudiadas. Asimismo, el caso 2 mostró los menores valores de eficiencia; el caso 1 presentó los valores intermedios de eficiencia. Las razones para el rendimiento más alto del caso 3 pueden atribuirse principalmente a las diferencias presentadas en el desarrollo de la distribución del campo de flujo a través de los canales hidráulicos del colector solar y más concretamente sobre la colocación de los tubos de entrada y salida que conducen a una distribución suave del flujo en el colector solar, reducción de las regiones de recirculación y obteniendo una distribución más uniforme de la temperatura en los canales hidráulicos.

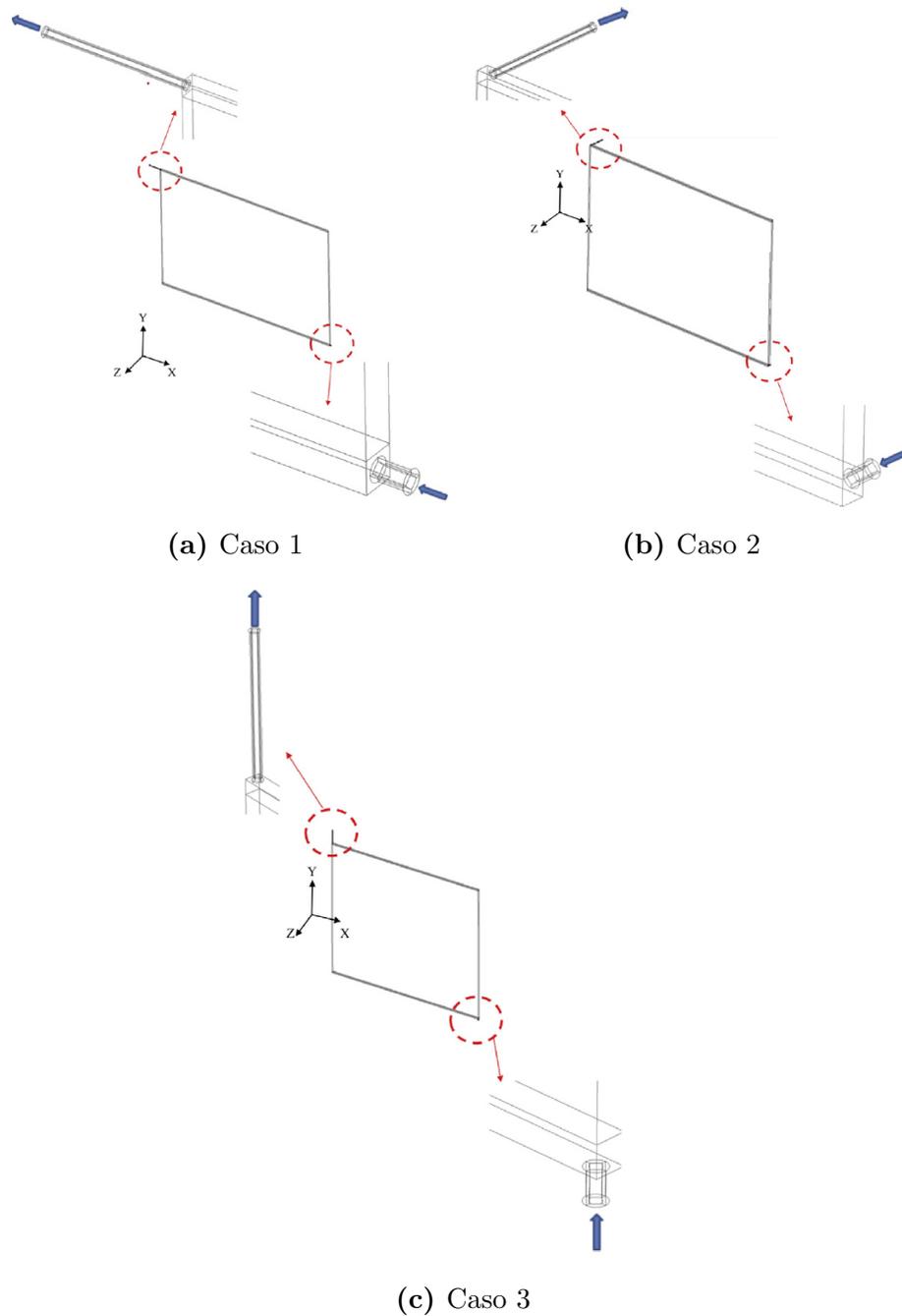


Figura 1.1: Modificaciones en las tuberías de entrada y salida [9]

Badar et al. [10] realizaron un análisis de dinámica de fluido computacional para encontrar las pérdidas de presión resultantes de dividir y combinar el flujo del fluido

en una unión en forma de T, en el distribuidor de un colector solar (figura 1.2). Efectuaron simulaciones para un cierto rango de radios de flujo y números de Reynolds, asimismo desarrollaron ecuaciones para los coeficientes de pérdida de presión en las uniones. Emplearon un modelo teórico basado en aproximaciones para estimar la distribución del flujo isotérmico y no isotérmico en régimen laminar a través de una colector con 60 tubos al vacío conectados en paralelo en un arreglo en reversa (configuración U) y en paralelo (configuración z). Con esto concluyeron que la estrategia CFD propuesta puede ser utilizada para sustituir los costosos experimentos en la determinación de las pérdidas en las uniones.

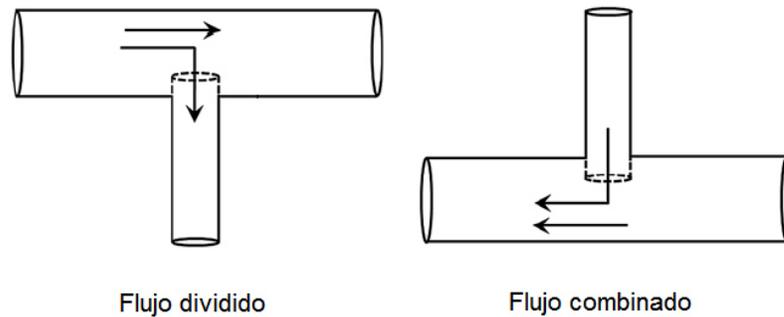


Figura 1.2: Diagramas de los distribuidores estudiados en la combinación y división de flujo [10]

En un diseño típico de colectores con tubos al vacío, el fluido usualmente se divide en el distribuidor hacia elevadores conectados en paralelo. Después de extraer el calor del absorbedor, los conductos del fluido se combinan en el distribuidor para de ahí suministrarlo al usuario. Los elevadores son conectados generalmente formando una unión en forma de T con el distribuidor, lo que lleva a disturbios locales. Una variación local de la caída de presión de un fluido a través de dicho distribuidor resulta en una distribución de flujo irregular a través de todo el colector. El objetivo de su trabajo es demostrar el uso de simulaciones CFD en lugar de análisis experimentales para estimar los coeficientes de pérdida de presión en las uniones para un rango de

radios de flujo y números de Reynolds, y así usar éstos para calcular una distribución teórica de flujo. Para su estudio consideraron un colector solar que consiste en dos módulos teniendo un total de 60 tubos al vacío conectados en paralelo en una configuración U. Desarrollaron una malla 3D del modelo del distribuidor conectado a un elevador en GAMBIT. Utilizaron mallas estructuradas (hexahédricas) para este estudio. Para lograr esto, la sección a estudiar del modelo fue dividida en tres partes, y cada una se malló separadamente. Utilizaron Fluent 6.3.2 como código CFD. Seleccionaron tres modelos viscosos de acuerdo de los números de Reynolds para flujo laminar, en transición y turbulentos. Utilizaron propiedades del fluido a 80°C .

Para la división del flujo con una entrada y dos salidas, utilizaron una condición de entrada de velocidad uniforme y para las salidas, una condición de flujo de salida. Para la combinación de flujo, existen dos entradas y una salida. Para la condición de frontera de entrada utilizaron una condición de velocidad de entrada y para la salida, una condición de presión. Utilizaron el algoritmo SIMPLE para el cumplimiento de la presión y velocidad. Para una convergencia más rápida, adoptaron el método UPWIND de primer orden para la discretización de la ecuación de cantidad de movimiento. Seleccionaron el esquema de discretización estándar para la presión. Asimismo, para los factores de bajo relajación utilizaron los valores por defecto. El criterio de convergencia seleccionado para las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento y $k - \varepsilon$ son menores a 5×10^{-5} , 5×10^{-5} y 1×10^{-6} , respectivamente. Finalmente, las presiones totales ponderadas con la masa a la entrada y salida de las caras del distribuidor fueron utilizadas para calcular los coeficientes de pérdida. Después de estimar los coeficientes de pérdida en las uniones, determinaron teóricamente la distribución del flujo a través de todo el colector constituido por 60 conductos en paralelo mediante la resolución de una red de tuberías conectada en configuración U o Z. Validaron el método CFD propuesto mediante una comparación de resultados

experimentales de la literatura para el mismo colector en configuración U. El modelo concuerda razonablemente bien con los resultados experimentales (más no a la perfección). Encontraron que la uniformidad del flujo disminuye con el incremento de la tasa de flujo y la temperatura. La configuración Z resultó en una mejor uniformidad de flujo que la configuración U.

Hassan et al. [11] aplicaron modelos numéricos para estudiar la uniformidad de la distribución del flujo de un distribuidor a varias configuraciones. El modelo numérico consiste en un distribuidor con sección longitudinal uniforme que tiene cinco uniones laterales al eje del distribuidor. Emplearon un diseño de un distribuidor modificado por una sección longitudinal estrecha e investigaron las distribuciones del flujo y presión usando un modelo CFD. Probaron diferentes flujos de entrada para ambas configuraciones. En la figura 1.3 se presentan de manera esquemática las geometrías de los distribuidores estudiados. Desarrollaron un modelo numérico para estudiar lo siguiente:

- Determinar la distribución de flujo y la caída de presión en la tubería.
- Encontrar el diseño óptimo para el arreglo con distribución estrecha.
- Comparar los resultados del distribuidor con una sección uniforme contra los resultados obtenidos del distribuidor con sección estrecha.

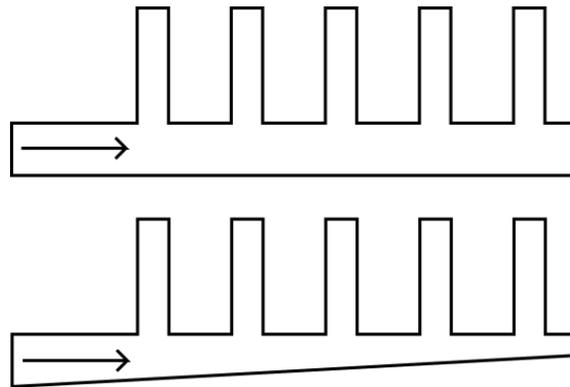


Figura 1.3: Diagramas de los distribuidores con sección longitudinal uniforme y estrecha [11]

El objetivo de su trabajo fue evaluar la configuración estrecha para alcanzar la misma tasa de flujo másico de salida a través de cada puerto del distribuidor. Los resultados mostraron tener la misma tendencia comparados con aquellos obtenidos experimentalmente. Encontraron que la distribución de flujo de la tasa de flujo de salida son independientes del número de Reynolds, debido a que éste tiene un efecto muy ligero en la uniformidad de la expansión de la masa a la salida.

Tonomura et al. [12] desarrollaron un modelo computacional para optimizar un distribuidor rectangular. Los resultados de las simulaciones mostraron que los canales largos ramificados permiten una distribución de flujo igual en cada canal. Además demostraron el hecho que la ampliación del área de la salida del distribuidor genera una distribución de flujo uniforme. Pan et al. [13] realizaron simulaciones CFD para calcular la distribución de velocidad entre múltiples microcanales paralelos con distribuidores triangulares. Los resultados computacionales mostraron que la distribución de velocidad se vuelve más uniforme a mayores longitudes de microcanal.

Finalmente, existen varios modelos numéricos desarrollados para el cálculo de la radiación solar incidente en superficies inclinadas. Reindl et al. [14] presenta una comparativa del desempeño de un modelo isotrópico y cuatro anisotrópicos para el cálculo de la radiación incidente en superficies inclinadas por hora. Hay et al. [15]

describen y evalúan una variedad de modelos para calcular la irradiancia solar en superficies inclinadas utilizando información experimental de Vancouver, Canadá. Klucher et al. [16] emplearon un estudio empírico para validar varios modelos para el cálculo de la insolación en superficies inclinadas. Presentan las comparativas de varios métodos isotrópicos y anisotrópicos. Klein [17] verificó el método desarrollado por Liu y Jordan [18] para el cálculo de la radiación incidente en superficies inclinadas orientadas directamente al ecuador por hora, mediante mediciones experimentales y extendió el estudio para permitir cálculos de radiación promedio mensual en superficies para un alto rango de orientaciones. Bird et al. [19] presentan un modelo simple para el cálculo de la radiación difusa y directa en la horizontal. Años después desarrollan un modelo simplificado del anterior que incorpora mejoras en la aproximación y en el algoritmo para el cálculo de la irradiancia espectral en superficies, siendo el principal objetivo proveer la capacidad para calcular irradiancia espectral para diferentes condiciones atmosféricas en diferentes geometrías de colectores solares **Bird** Gueymard [20] presenta un modelo basado en la radiación solar por hora en superficies inclinadas. Propone nuevos desarrollos para los componentes de reflectividad del suelo. Finalmente realiza una comparación del modelo contra una cierta selección de algoritmos. Kambezidis et al. [21] presentan una comparativa entre los modelos para el cálculo de la radiación solar en superficies inclinadas utilizando mediciones por hora para la radiación total en una superficie inclinada a 50° en la ciudad de Atenas, Grecia. Yang et al. [22] estudian el método desarrollado por Liu y Jordan [18] y muestran la desviación anual en el cálculo de la radiación directa al utilizar este modelo contra los cálculos basados en el uso de la radiación mensual en la horizontal.

1.2. Motivación

La producción total de energía en México de acuerdo a estadísticas del Sistema de Información Energética (SIE) es de 9,025.746 *PJ* para el año 2013, en donde 641.337 *PJ* corresponden a energías renovables, de éstos, únicamente 7.523 *PJ* fueron producidos mediante energía solar. Estos datos confirman el planteamiento de que la energía solar no está siendo correctamente explotada.

Gracias a su ubicación privilegiada, México cuenta con abundantes recursos energéticos renovables. Según el balance de energía nacional sólo el 3.4% corresponde a fuentes solares, eólicas y geotérmicas. El explotar el uso de energía solar en el país es un reto digno de enfrentar. A pesar de que el crecimiento económico de México se ha dado en su gran mayoría a la explotación de combustibles fósiles, la creciente preocupación por los daños que causa al medio ambiente, su tiempo finito de vida, así como también los altos costos han llevado a la comunidad científica a buscar nuevas fuentes de energía. En los últimos años, se ha impulsado el uso de *boilers* solares para obtener agua caliente en su uso doméstico, comercial e industrial, con el fin de disminuir el uso de combustibles fósiles y promover un mayor aprovechamiento de los recursos energéticos renovables.

Es por ello que se busca la generación de conocimiento para desarrollar nuevas estrategias para alcanzar una mayor eficiencia en los sistemas de calentamiento de agua para su uso doméstico e industrial encaminado al mejor aprovechamiento de las energías renovables. México cuenta con ilimitados recursos renovables, hace falta únicamente profesionales capaces de aprovecharlas. Es así que existe la necesidad de crear expertos en energía en México.

Para propiciar el desarrollo íntegro, se hace uso extenso de la tecnología disponible en México en un estudio multidisciplinario abarcando diferentes áreas de la

ingeniería.

La sinergia entre ciencia, tecnología y sustentabilidad es el motor para llevar a cabo esta investigación.

1.3. Hipótesis

La velocidad, intensidad de turbulencia y en general la hidrodinámica del flujo modifican la transferencia de calor dentro del distribuidor hidráulico de un colector solar de tubo al vacío. El flujo alrededor de cilindros alineados de forma transversal afecta las características de la transferencia de calor. Éstas influyen en el número de Nusselt y el coeficiente de fricción local y promedio en la superficie del distribuidor.

En un colector solar se encuentra una serie de tubos alineados transversales al flujo, este arreglo en conjunto con el número de Reynolds son parámetros que gobiernan la transferencia de calor de los tubos intercambiadores hacia el fluido; entonces, modificando la distribución de velocidad mediante una nueva configuración de la geometría en los tubos, es posible aumentar la capacidad de transferir calor hacia el fluido y en consecuencia aumentar la eficiencia de un colector solar.

Es posible evaluar el efecto de la nueva geometría mediante el estudio de la hidrodinámica y su relación con la transferencia de calor con métodos experimentales y numéricos.

A través del estudio del impacto de la hidrodinámica, es posible identificar arreglos geométricos adecuados en los tubos intercambiadores que lleven a un incremento en la transferencia de calor.

1.4. Objetivos

Estudiar mediante técnicas experimentales y numéricas el efecto que tiene la hidrodinámica en la transferencia de calor hacia el fluido de un distribuidor hidráulico de un colector solar de tubo al vacío tipo *heat pipe*. El estudio ha de permitir desarrollar estrategias para el diseño de tubos intercambiadores dentro del distribuidor a través de la evaluación del efecto de los distintos parámetros físicos.

1.4.1. Objetivos particulares

- Construir un modelo experimental para la validación de los resultados del modelo numérico de la transferencia de calor en el distribuidor hidráulico del colector solar.
- Estudiar numéricamente la hidrodinámica del flujo en el distribuidor hidráulico del colector solar.
- Estudiar numéricamente la hidrodinámica del flujo en diferentes arreglos de tubos intercambiadores para determinar el efecto de la transferencia de calor hacia el fluido.

El diseño de los diferentes arreglos para los tubos intercambiadores en el distribuidor debe cumplir con las siguientes características.

- Modificar el diseño original de tal manera que no incluya cambios mayores en su manufactura.
- Mantener el material original del distribuidor hidráulico.
- Modificar la hidrodinámica del flujo, para así incrementar la transferencia de calor.

1.5. Estructura del documento

El documento de la presente tesis está estructurado en 5 capítulos descritos a continuación.

En el **primer capítulo** se describe la motivación para la realización de este trabajo, asimismo, se explican el objetivo general y los objetivos particulares, así como la estructura del documento. Además se presenta el estado del arte en la ingeniería de colectores solares.

El **segundo capítulo** hace énfasis en la colección solar térmica, el fenómeno de transferencia de calor y los dispositivos de obtención.

En el **tercer capítulo** se describe el fenómeno físico de estudio y se introduce la dinámica de fluidos computacional, así como los métodos de discretización y solución de ecuaciones.

En el **cuarto capítulo** se presentan el diseño y construcción del sistema de colección de energía solar experimental. Se explican los parámetros y variables involucradas, el sistema de control y adquisición de datos, finalizando con los resultados obtenidos.

El **quinto capítulo** describe los diseños de los distribuidores hidráulicos estudiados, así como la generación de la malla del dominio y el método de solución empleado. Se reportan los resultados obtenidos.

El **sexto capítulo** plasma las conclusiones resultantes de este trabajo de investigación y plantea una serie de trabajos futuros.

CAPÍTULO 2

ENERGÍA SOLAR

| | |
|---|-----------|
| 2.1. Disponibilidad de la energía solar | 21 |
| 2.2. Estimación de la radiación solar terrestre | 22 |
| 2.3. Radiación solar en superficies inclinadas | 23 |
| 2.4. Métodos de colección solar y conversión térmica | 27 |
| 2.4.1. Colectores de placa plana | 28 |
| 2.4.2. Colectores solares tubulares | 30 |

En este capítulo se abordan primeramente los temas de energía solar y los métodos de estimación de la radiación solar terrestre. Se describen los distintos tipos de colectores solares haciendo énfasis en los colectores de tubo al vacío tipo *heat pipe*.

2.1. Disponibilidad de la energía solar

La cantidad de energía solar radiante que incide sobre una superficie por unidad de área por unidad de tiempo es llamada irradiación. La radiación extraterrestre promedio normal a los rayos del sol en la periferia ultra terrestre es aproximadamente 1.35 kW/m^2 [1]. Debido a que la órbita de la tierra es elíptica, la distancia de la tierra hacia el sol tiene variaciones considerables durante al año, y la radiación extraterrestre real varía en $\pm 3.4\%$ en todo el año. El ángulo obtenido del sol al ser visto desde la tierra es de 0.0093 rad (aproximadamente 32 minutos de arco), y los

rayos directos que llegan a la tierra son casi paralelos. La energía del sol radiante se distribuye en diferentes tipos de ondas, y la energía incidente por una unidad de superficie en un periodo de tiempo con cierta banda espectral se le llama: irradiación espectral; este valor se expresa en W/m^2 por nanómetro de ancho de banda.

La tierra y su atmósfera reciben constantemente 1.7×10^{17} W de radiación solar. Una población mundial de 10 billones con un requerimiento de 10 kW de energía por persona, requeriría alrededor de 10^{11} kW de energía. Se hace evidente que tan sólo el 1 % de la superficie terrestre puede ser convertida en energía útil. Con 10 % de eficiencia, la energía solar podría proveer el requerimiento energético de todos los habitantes de la tierra. Esta energía tiene algunas limitantes, tales como: la recepción de la energía solar sobre la tierra es de pequeña densidad de flujo intermitente y cae en su mayoría en lugares remotos [1].

2.2. Estimación de la radiación solar terrestre

La energía solar está presente en forma de radiación electromagnética con longitud de onda entre $0.3 \mu m$ ($10^{-6} m$) a $3 \mu m$, que corresponden a la ultravioleta (menor que $0.4 \mu m$), visible (0.4 y $0.7 \mu m$) e infrarrojo (sobre $0.7 \mu m$). La mayoría de esta energía está concentrada en el rango de onda visible y cerca de la infrarroja. La radiación solar incidente, llamada insolación, es medida como irradiancia, o energía por unidad de tiempo por unidad de área.

La radiación solar extraterrestre, G , pasa a través de la atmósfera, parte de ella es reflejada de vuelta al espacio, y parte es absorbida por el aire y el vapor de agua, el resto es dispersado por moléculas de aire, vapor de agua, aerosoles y partículas de polvo. La parte de la radiación solar que alcanza la superficie del planeta con esencialmente ningún cambio en su dirección, se le llama radiación directa. La

radiación dispersa que alcanza la superficie se le llama radiación difusa. Aunque la radiación extraterrestre se puede predecir con certeza, los niveles de radiación en el planeta son considerados no certeros debido a los cambios climáticos locales. La información más útil sobre radiación solar está basada en mediciones a largo plazo (30 años) en una cierta locación, la cual desgraciadamente no está disponible para todos los lugares en el mundo. En este tipo de casos, se puede utilizar un método de estimación basado en algunos parámetros climáticos.

2.3. Radiación solar en superficies inclinadas

La radiación solar en superficies inclinadas arbitrarias que tienen un ángulo de inclinación β de la horizontal y con un ángulo azimut de γ , es la suma de los componentes de radiación directa ($G_{b,c}$), difusa ($G_{d,c}$) y reflejada ($G_{r,c}$) [2].

$$G_T = G_{b,c} + G_{d,c} + G_{r,c} \quad (2.1)$$

Si i es el ángulo de incidencia de la radiación directa en la superficie inclinada, la radiación directa en la superficie se expresa como:

$$G_{b,c} = G_b \frac{\cos i}{\cos i_z} = G_{b,n} \cos i \quad (2.2)$$

donde G_b representa la radiación directa en la horizontal y $G_{b,n}$ la radiación directa normal a la superficie.

Se puede observar en relación a la figura 2.1 que el ángulo de incidencia i está relacionado con los ángulos solares de acuerdo a la ecuación 2.4 [2].

$$\begin{aligned}
 \cos i &= \sin \delta \sin \phi \cos \beta \\
 &\quad - \sin \delta \cos \phi \sin \beta \cos \gamma \\
 &\quad + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega \\
 &\quad + \cos \delta \sin \phi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega \\
 &\quad + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega
 \end{aligned}
 \tag{2.3}$$

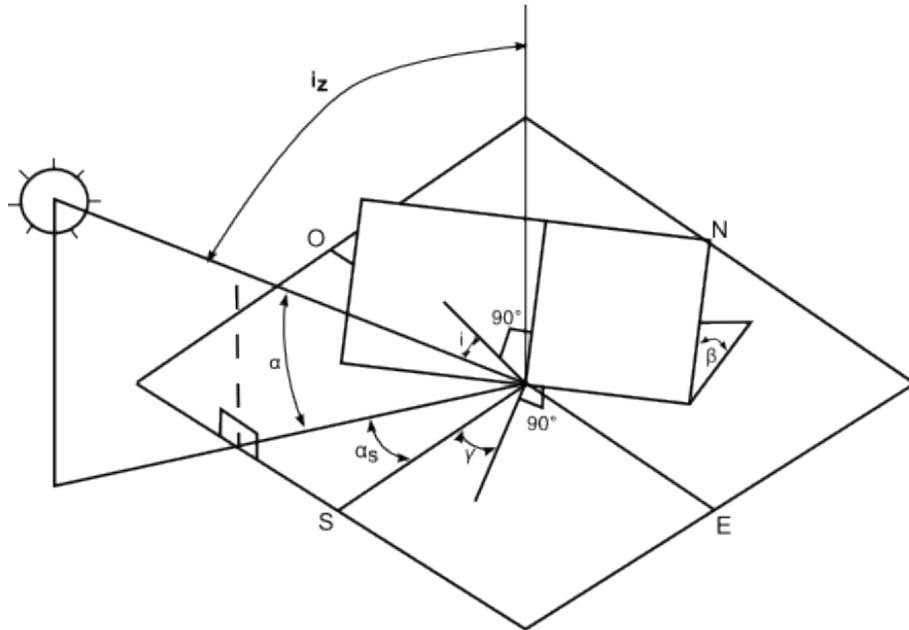


Figura 2.1: Definición de los ángulos solares para una superficie inclinada [1]

Asimismo el ángulo zenit i_z esta relacionado con el resto de los ángulos solares de acuerdo a la siguiente ecuación [2].

$$\cos i_z = \cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta
 \tag{2.4}$$

La radiación solar difusa en la superficie ($G_{d,c}$) se puede obtener multiplicando la radiación difusa en la horizontal por el factor empírico de cielo difuso.

$$G_{d,c} = G R_d \quad (2.5)$$

donde la fracción de la radiación difusa puede ser encontrada de acuerdo a la ecuación 2.6 propuesta por Liu y Jordan [3].

$$R_d = R_r = \frac{1}{2}(1 + \cos \beta) \quad (2.6)$$

La radiación solar reflejada por la superficie terrestre puede ser encontrada del total de radiación solar incidente en la superficie horizontal y la reflectividad ρ_g por la fracción de radiación reflejada R_r (ecuación 2.6).

$$G_{r,c} = \rho_g G R_r \quad (2.7)$$

Cuando se conoce únicamente el valor de la radiación total incidente sobre una superficie horizontal es necesario calcular la radiación total incidente en una superficie inclinada. Para esto se utiliza el modelo de cielo isotrópico [2] propuesto por Liu y Jordan [3]. Este modelo se basa en la hipótesis de que la luminosidad del cielo es la misma en cualquier punto de la bóveda celeste, es decir, una distribución uniforme de la intensidad de la radiación difusa en la misma. De esta forma, el cálculo de la componente difusa de la irradiación global horaria incidente sobre una superficie inclinada, puede realizarse en función de la irradiación difusa horaria sobre una superficie horizontal mediante integración extendida al conjunto de la bóveda celeste.

La radiación total en una superficie inclinada horaria es la suma de la radiación difusa, directa y reflejada. Es decir:

$$G_T = G_b R_b + G_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + G \rho_g \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (2.8)$$

donde

G_T = Radiación incidente horaria en una superficie inclinada

G_b = Radiación directa en la horizontal

R_b = Fracción de radiación directa en la superficie horizontal

G_d = Radiación difusa en la horizontal

ρ_g = Albedo del suelo

G = Radiación total en la superficie horizontal

Es necesario calcular los componentes de radiación difusa y directa en la horizontal. Para ello se hace uso de la ecuación de la radiación extraterrestre en la superficie horizontal por un periodo de una hora (ecuación 2.9 [2]).

$$G_o = \frac{12 \times 3600}{\pi} G_{sc} \left(1 + 0.033 \cos \frac{360n}{365} \right) \times \left[\cos \phi \cos \delta (\sin \omega_2 - \sin \omega_1) \frac{\pi(\omega_2 - \omega_1)}{180} \sin \phi \sin \delta \right] \quad (2.9)$$

En donde G_{sc} es la constante solar, la cual se define como la energía del sol, por unidad de tiempo, recibida en unidad de área sobre una superficie perpendicular a la dirección de propagación del sol, a una distancia media entre el sol y la tierra, fuera de la atmósfera. Varias estimaciones de este valor se han llevado a cabo a lo largo de los años por varios investigadores. Para este estudio, se utiliza el valor de $1367 W/m^2$ adoptado por el Centro Mundial de Radiación, con una incertidumbre del orden de 1%.

A partir de G_o se calcula el valor del índice de claridad horario el cual está definido de acuerdo a la ecuación 2.10.

$$k_T = \frac{G}{G_o} \quad (2.10)$$

Este factor nos permite calcular la fracción de la radiación difusa con respecto a la total mediante el uso de la correlación de Erbs et al. [4].

$$\frac{G_d}{G} = \begin{cases} 1.0 - 0.9k_T & k_T \leq 0.22 \\ 0.9511 - 0.1604k_T + 4.388k_T^2 & 0.22 < k_T \leq 0.80 \\ -16.638k_T^3 + 12.336k_T^4 & 0.22 < k_T \leq 0.80 \\ 0.165 & k_T > 0.80 \end{cases} \quad (2.11)$$

A partir de esta relación se determina el valor de la radiación directa horaria, y por substracción, el valor de la radiación difusa. Haciendo uso del factor de geometría R_b , se puede obtener el valor de la fracción de la radiación directa sobre una superficie inclinada con respecto a la radiación total en el superficie horizontal. [2].

$$R_b = \frac{\cos i}{\cos i_z} \quad (2.12)$$

donde ω es el ángulo solar medio para la hora solar calculada.

La declinación δ se calcula de acuerdo a la ecuación 2.13.

$$\delta = 23.45 \sin \left(360 \frac{284 + n}{365} \right) \quad (2.13)$$

Teniendo todos estos valores es posible calcular la radiación incidente al colector solar a partir de la ecuación 2.8.

2.4. Métodos de colección solar y conversión térmica

Un colector solar es un tipo especial de intercambiador que transforma la energía radiante en calor. En éste, la energía radiante es transferida a un fluido. El flujo de radiación incidente es aproximadamente 1110 W/m^2 [1] y es variable. El rango de longitud de onda es de 0.3 a $3 \mu\text{m}$, el cual es considerablemente más corta que la radiación emitida por la mayoría de las superficies absorbedoras.

2.4.1. Colectores de placa plana

Los colectores solares de placa plana son los más usados a nivel mundial para calentamiento doméstico de agua [5]. Consisten en una superficie absorbadora, usualmente de color negro, y con una superficie conductora; una trampa para las pérdidas por re-irradiación de la capa absorbadora (por ejemplo vidrio que transmite ondas de radiación solar mas cortas pero bloquea las ondas de radiación largas del absorbedor); un medio de transferencia como puede ser aire, agua, etc.; y finalmente una capa de aislamiento térmico debajo de la capa absorbadora. En estos tipos de colectores solares, existen dos tipos básicos, los que utilizan aire como fluido de trabajo, y los que utilizan agua.

En general, los colectores solares de placa plana consisten en una cubierta, una capa absorbadora, cabezales o distribuidor hidráulico, aislamiento y contenedor. Puede contener una o más cubiertas de material transparente, como vidrio, plástico, etc. El propósito de la cubierta transparente es permitir el paso de la radiación solar de onda corta bloqueando la re radiación de onda más larga de la capa absorbadora y reducir las pérdidas de calor por convección de la parte superior de la superficie absorbadora. El vidrio es el material comúnmente usado como cubierta transparente. Asimismo, se han utilizado plásticos transparentes como el policarbonato y el acrílico, aunque su desventaja principal es que su transmitancia hacia longitudes de onda largas es también alto; además de que su deterioro debido a radiación solar ultravioleta es mayor. Para minimizar las pérdidas de calor del colector, se han utilizado más de una cubierta transparente, sin embargo con el incremento en el número de cubiertas, disminuye la transmitancia. La capa absorbadora contienen tubos o pasajes unidos a él para permitir el paso del fluido de trabajo. Está usualmente pintada de negro con una cubierta selectiva absorbadora para captar tanta radiación solar incidente como

sea posible, emitir tan poca como se pueda y permitir una eficiente transferencia de calor al fluido de trabajo. La figura 2.2 muestra las formas comúnmente utilizadas de placas absorbedoras para colectores solares de placa plana.

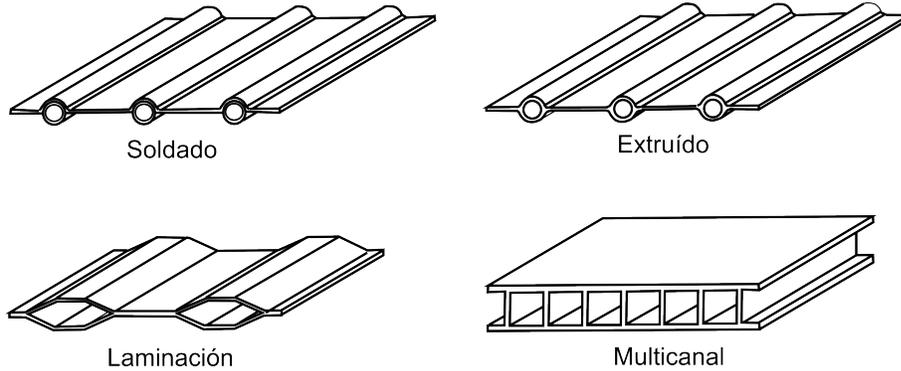


Figura 2.2: Tipos comunes de superficies absorbedoras [1]

El distribuidor facilita la transferencia de calor hacia el fluido. La capa de aislamiento ayuda a minimizar las pérdidas de la parte trasera y de los lados. Finalmente el contenedor es donde todos estos dispositivos se encuentran confinados.

El desempeño térmico de cualquier colector solar puede ser evaluado mediante un balance de energía que determine la cantidad de radiación solar entrante entregada como energía útil al fluido de trabajo. El balance de energía para un colector de placa plana de área A_c está dado por la ecuación 2.14 [1].

$$G_c A_c \tau_s \alpha_s = q_u + q_{loss} + \frac{de_c}{dt} \quad (2.14)$$

donde G_c es la radiación solar incidente en la superficie del colector, τ_s es la transmitancia solar efectiva en la(s) cubierta(s) del colector, la absorptancia solar de la superficie absorbidora está representada por α_s . La tasa de transferencia de calor de la superficie absorbidora al fluido de trabajo, y hacia los alrededores están representadas por q_u y q_{loss} respectivamente. La fracción $\frac{de_c}{dt}$ es la tasa de energía interna almacenada en el colector.

La medición del desempeño de los colectores es la eficiencia de recaudación, definida como la tasa de energía útil ganada en un tiempo determinado sobre la incidencia solar en el mismo intervalo de tiempo [1].

$$\eta_c = \frac{\int_0^t q_u dt}{\int_0^t A_c G_c dt} \quad (2.15)$$

2.4.2. Colectores solares tubulares

Existen dos métodos generales para mejorar significativamente el desempeño de los colectores solares. El primer método es incrementar el flujo incidente solar sobre el receptor, que es mediante la utilización de concentradores. El segundo método involucra la reducción de las pérdidas de calor a través de la superficie receptora. Los colectores tubulares, con su inherentemente alta resistencia a la compresión y resistencia a la implosión, proveen el único medio práctico para eliminar completamente las pérdidas por convección rodeando el receptor con vacío del orden de los 10^{-4} mm Hg [1].

2.4.2.1. Colectores solares de tubo al vacío

Los colectores solares de tubo al vacío, consisten en una serie de tubos de vidrio, generalmente de vidrio borosilicato templado; la superficie absorbadora se encuentra dentro del tubo. La característica principal de estos colectores, es que durante el proceso de manufactura se crea vacío entre los tubos de vidrio, esto con el objetivo de disminuir las pérdidas de calor por convección. Debido a esto, este tipo de colectores son capaces de alcanzar temperaturas más altas que otro tipo de colectores, esto los hace la mejor opción para aplicaciones como refrigeración solar en donde se requieren altas temperaturas. Sin embargo, es necesario asegurar que el fluido no se sobrecaliente o hierva en periodos de estancamiento o cuando la carga del sistema es baja.

La gama de colectores solares de tubo al vacío es amplia, variando principalmente en la cantidad de capas de vidrio en el tubo, así como el método de calentamiento del fluido, directamente o mediante un *heat pipe* o tubo de calor.

Los colectores tubulares pueden ser construidos con uno o más tubos de vidrio. Para el primer caso, la superficie absorbedora y el tubo portado de calor se encuentran dentro del vacío, es así que la radiación solar tiene que pasar a través de una sola capa de vidrio; es necesario además un sello que soporte altas temperaturas pero que a su vez pueda mantenerse flexible para permitir la expansión y contracción del tubo de cobre. En la segunda configuración, con dos tubos de vidrios, se coloca un tubo dentro de otro de mayor tamaño, sellados al extremo permitiendo el vacío entre ambos. La superficie absorbedora se coloca sobre la superficie exterior del tubo interno.

Comúnmente los colectores de tubo al vacío utilizan un *heat pipe* o tubo intercambiador (figura 2.3), encargado de absorber y transferir la energía hacia el fluido. Éste consiste en un tubo hueco que contiene una cierta cantidad de líquido de trabajo, generalmente agua, o una mezcla de alcohol con agua, amoníaco, u otra. El calor transferido al fluido de trabajo produce la evaporación del mismo en la zona de calentamiento haciendo que este se eleve hacia el bulbo que se encuentra en contacto con los tubos intercambiadores de calor del distribuidor. La circulación de agua fresca a través del manifold arrastra consigo el calor concentrado en el bulbo del *heat pipe* produciendo la condensación del fluido de trabajo en el interior del mismo. La circulación del fluido de trabajo es completada cuando éste retorna del condensador a la zona de la evaporación.

Algunos modelos de tubo al vacío cuentan con una protección para el sobrecalentamiento del *heat pipe* utilizando un interruptor bi-metal. Cuando la temperatura del switch es muy alta, se tiene el riesgo de sobrecalentamiento, éste cambia su forma,

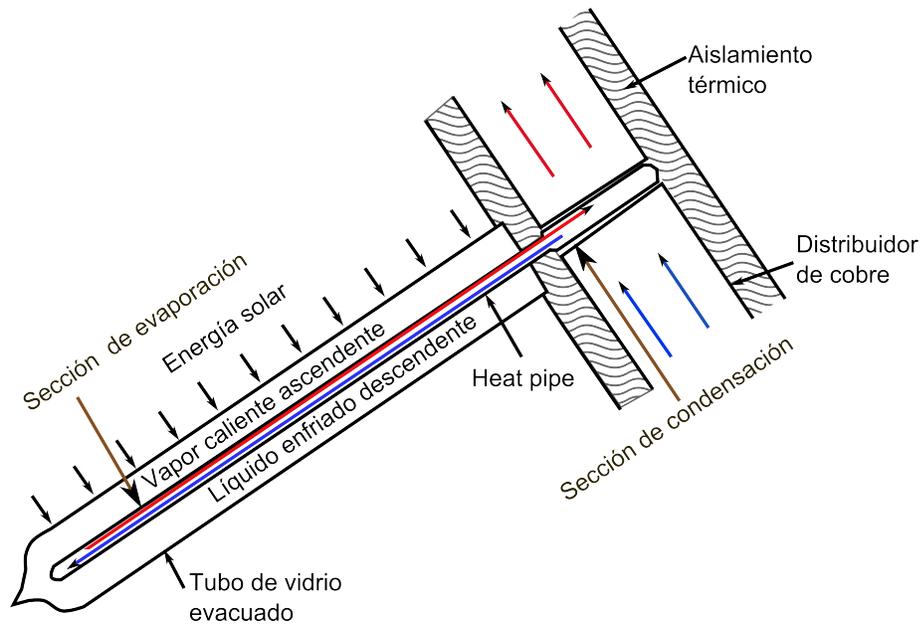


Figura 2.3: Representación esquemática del tubo al vacío

causando que se detenga el flujo en la parte más caliente del *heat pipe*, interrumpiendo la transferencia de calor hacia el fluido.

Los colectores solares de flujo directo o flujo a través de los tubos evacuados, son aquellos en los que no es utilizado un *heat pipe* para la transferencia de calor. Estos contienen un tubo en forma de U por el cual circula el fluido a calentar, es así que éste entra al tubo captador, es calentado y sale hacia el distribuidor hidráulico.

CAPÍTULO 3

DINÁMICA DE FLUIDOS Y MODELADO COMPUTACIONAL

| | |
|---|-----------|
| 3.1. Modelo físico de interés | 34 |
| 3.1.1. Flujo en tuberías | 34 |
| 3.1.2. Flujo alrededor de un cilindro | 37 |
| 3.2. Dinámica de fluidos computacional (CFD) | 41 |
| 3.2.1. Discretización | 45 |
| 3.3. Ecuaciones de gobierno | 47 |
| 3.3.1. Ecuación de continuidad | 48 |
| 3.3.2. Ecuación de cantidad de movimiento | 49 |
| 3.3.3. Ecuación de energía | 50 |
| 3.4. Modelos computacionales | 53 |
| 3.4.1. Modelo $k - \varepsilon$ realizable | 53 |
| 3.4.2. Método de interpolación lineal | 57 |
| 3.4.3. Método UPWIND | 57 |
| 3.4.4. Método SIMPLE | 58 |

En este capítulo se tratará el problema de calcular la transferencia de calor desde una superficie en un flujo externo por convección forzada de baja velocidad sin que ocurra un cambio de fase dentro del fluido. En este caso, el movimiento relativo entre el fluido y la superficie se mantienen por medios externos, y no por fuerzas de empuje debidas a los gradientes de temperatura.

3.1. Modelo físico de interés

3.1.1. Flujo en tuberías

Los flujos forzados pueden ser internos o externos. Se describe el flujo forzado totalmente desarrollado dentro de tubos de sección circular así como el flujo externo alrededor de un cilindro transversal. El caso de estudio que nos ocupa en este trabajo de tesis es una combinación de ambos fenómenos. Asimismo, el flujo forzado turbulento dentro de la tubos circulares y la transición de laminar a turbulento.

3.1.1.1. Flujo forzado a través de tubos y conductos

3.1.1.1.1. Flujo totalmente desarrollado dentro de tubos de sección circular El factor de fricción para un flujo totalmente desarrollado hidrodinámicamente que presenta el perfil de velocidad parabólico característico de un flujo de Poiseuille tiene un valor constante de

$$f = \frac{64}{Re_D} \quad (3.1)$$
$$Re_D = \frac{v_m D}{\mu}$$

donde D es el diámetro del tubo y G es la densidad del flujo de masa ($G = \dot{m}/A_c$). Si la temperatura de la pared es uniforme, entonces, a una distancia suficiente del punto en el que empieza el calentamiento corriente bajo, el flujo se vuelve completamente desarrollado térmicamente, la forma del perfil de temperatura no cambia y el número de Nusselt tiene un valor constante:

$$Nu_D = 3.66 \quad (3.2)$$

En cambio, si el flujo de calor por unidad de área a través de la pared del tubo es uniforme, entonces

$$Nu_D = \frac{48}{11} = 4.364 \quad (3.3)$$

La transición a turbulencia se produce en $Re_D \simeq 2300$, aunque la turbulencia no se establece por completo hasta que $Re_D > 10000$.

Para un flujo totalmente desarrollado hidrodinámicamente con la pared lisa, el factor de fricción puede calcularse a partir de la siguiente ecuación.

$$f = (0.79 \ln Re_D - 1.64)^{-2}; 10^4 < Re_D < 5 \times 10^6 \quad (3.4)$$

Existe una ecuación alternativa más sencilla pero menos exacta:

$$f = 0.18 Re_D^{-0.2}; 4 \times 10^4 < Re_D < 10^6 \quad (3.5)$$

A diferencia del flujo laminar, en el flujo turbulento el efecto de las condiciones de contorno en la pared no tiene importancia (excepto en los metales líquidos de bajo número de Prandtl). Para determinar el número de Nusselt para el flujo completamente desarrollado térmicamente dentro de un tubo de paredes lisas con $Pr > 0.5$ es

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^{0.4}; Re_D > 10000 \quad (3.6)$$

Si se desea obtener resultados más exactos es recomendable usar la fórmula de Gnielinski [1]:

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}; 3000 < Re_D < 10^6 \quad (3.7)$$

donde el factor de fricción debe calcularse a partir de la ecuación 3.4. Para números de Reynolds menores a 10000 esta correlación no es confiable debido a que la turbulencia puede hacerse intermitente.

3.1.1.1.2. Efectos de entrada En la región cercana a la entrada del tubo la fricción y la velocidad de transferencia de calor son, en general, mayores que en una región lejana corriente abajo donde los perfiles de velocidad y temperatura están completamente desarrollados. Se define la longitud hidrodinámica de entrada L_{ef} como la distancia que debe recorrer el fluido para que el factor de fricción disminuya a menos del 5 % de su valor completamente desarrollado. Para un flujo laminar y si éste entra por una entrada lisa y redondeada entonces el perfil inicial de velocidad es uniforme y se obtiene:

$$\frac{L_{ef}(5\%)}{F} \simeq 0.05Re_D \quad (3.8)$$

La longitud térmica de entrada L_{eh} se puede definir como la distancia necesaria para que el número de Nusselt disminuya a menos del 5 % de su valor completamente desarrollado. Si la temperatura de la pared al iniciarse el calentamiento es uniforme, y el flujo es laminar y totalmente desarrollado en la entrada, entonces

$$\frac{L_{eh}(5\%)}{D} = 0.017Re_DPr \quad (3.9)$$

El número de Nusselt medio correspondiente para un tubo de longitud L es:

$$\overline{Nu_D} = 3.66 + \frac{0.065(D/L)Re_DPr}{1 + 0.04[(D/L)Re_DPr]^{2/3}} \quad (3.10)$$

3.1.2. Flujo alrededor de un cilindro

El caso particular de estudio es del flujo alrededor de un cilindro. Como se puede observar en la figura 3.1, el fluido de la corriente libre llega al reposo en el punto de estancamiento, acompañado de un aumento en la presión. Después de esto, la presión disminuye a medida que aumenta x ; la capa límite se produce bajo el influjo de un gradiente de presión favorable. En la parte posterior del cilindro se crea otra capa límite debido a la presencia de un gradiente de presión adverso, donde se produce una estela. Esto se presenta por la separación de la capa límite de la superficie del cuerpo.

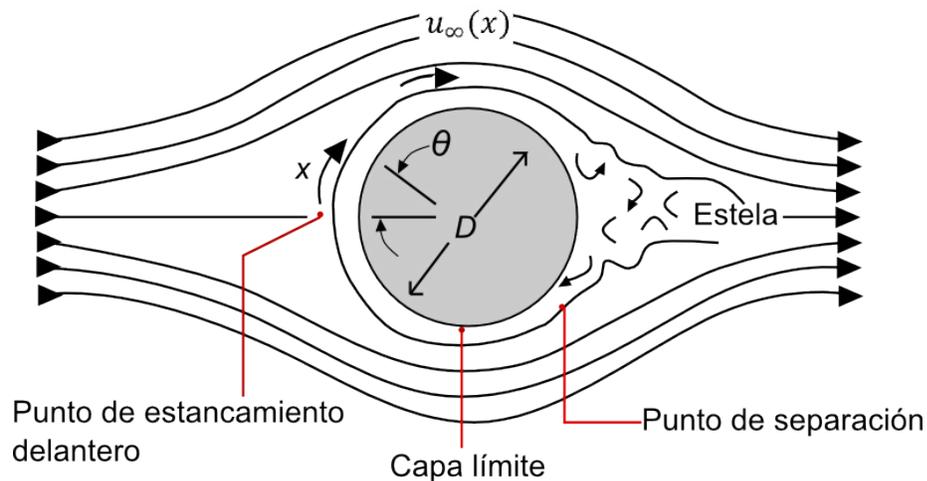


Figura 3.1: Formación de la capa límite sobre un cilindro circular en flujo cruzado [2]

Es importante notar que la velocidad corriente arriba V y la velocidad de flujo libre u_∞ difieren en que u_∞ depende de la distancia x desde el punto de estancamiento. En este punto la velocidad de flujo libre toma un valor de cero, el fluido se acelera debido al gradiente de presión y alcanza una velocidad máxima cuando este gradiente es cero ($\frac{dp}{dx} = 0$), desacelerándose después debido al gradiente de presión adverso, es decir cuando $\frac{dp}{dx} > 0$. El punto de separación ocurre cuando finalmente el gradiente de velocidad en la superficie se hace cero, es aquí cuando la capa límite

se separa de la superficie y se forma una estela en la región corriente abajo. Dicha región está caracterizada por la formación de vórtices y es altamente irregular. El punto de separación está localizado donde $\frac{\partial u}{\partial y} = 0$.

La transición en la capa límite depende del número de Reynolds, el cual influencia fuertemente al punto de separación. Para un cilindro circular, donde el diámetro es su longitud característica, el número de Reynolds se define como:

$$Re_D \equiv \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu} \quad (3.11)$$

Debido a que el transporte del fluido en una capa límite turbulenta es mayor que una capa límite laminar, es razonable esperar un atraso en la separación.

Si $Re_D \lesssim 2 \times 10^5$, la capa límite permanece como laminar, y la separación ocurre en $\theta \approx 80^\circ$. En cambio, si $Re_D \gtrsim 2 \times 10^5$, la separación se retrasa a $\theta \approx 40^\circ$.

La fuerza de arrastre, F_D que actúa sobre el cilindro está constituida por dos componentes principales, el arrastre por fricción y el arrastre de forma. El primero es el esfuerzo cortante superficial de la capa límite, debiéndose el segundo a un diferencial de presión en la dirección del flujo que resulta de la formación de la estela.

Un coeficiente de arrastre adimensional C_D se define como:

$$C_D \equiv \frac{F_D}{A_f(\rho V^2/2)} \quad (3.12)$$

donde A_f es el área frontal del cilindro. El coeficiente de fricción es función del número de Reynolds. Para $Re_D \lesssim 2 \times 10^5$ los efectos de separación son despreciables y las condiciones son controladas por la fricción de arrastre. En cambio, cuando el número de Reynolds se incrementa, el efecto de la separación, y por ende del arrastre, se vuelve significativo. La larga reducción en C_D que ocurre para $Re_D \lesssim 2 \times 10^5$ es

debido a la transición de la capa límite, la cual retrasa la separación reduciendo la extensión de la zona de la estela y la magnitud del arrastre.

3.1.2.1. Transferencia de calor por convección

En la figura 3.2 se muestran resultados experimentales de la variación del número de Nusselt local con respecto a θ del flujo de aire alrededor de un cilindro circular. Los resultados están fuertemente influenciados por la naturaleza de la capa límite desarrollada en la superficie del cilindro. Si consideramos aquellos para $Re_D \lesssim 2 \times 10^5$, se observa que empezando en el punto de estancamiento, el número de Nusselt decrece conforme θ se incrementa, esto como resultado del desarrollo de la capa límite. Sin embargo, se alcanza un mínimo en $\theta \approx 80^\circ$ donde ocurre la separación y el número de Nusselt local incrementa con θ debido a la formación del vórtice en la estela. Para $Re_D \gtrsim 10^5$ la variación del Nusselt local con respecto a θ está caracterizado por dos mínimos. El descenso del Nusselt local del valor del punto de estancamiento es debido nuevamente al desarrollo de la capa límite, pero el abrupto crecimiento que ocurre entre 80° y 100° es debido a la transición de la capa límite a turbulenta. Con el desarrollo posterior de la capa límite turbulenta, el número de Nusselt local o Nu_θ comienza de nuevo a disminuir. Eventualmente ocurre la separación en $\theta \approx 140^\circ$, y Nu_θ se incrementa como resultado de la mezcla en la región de la estela. El incremento en Nu_θ con incremento en Re_D es debido a la reducción correspondiente del espesor de la capa límite.

Se obtienen correlaciones para para el número de Nusselt local, y su consiguiente punto de estancamiento para $Pr \gtrsim 0.6$. El análisis de la capa límite lleva a la expresión siguiente, la cual es más exacta a bajo número de Reynolds [3].

$$Nu_D(\theta = 0) = 1.15 Re_D^{1/2} Pr^{1/3} \quad (3.13)$$

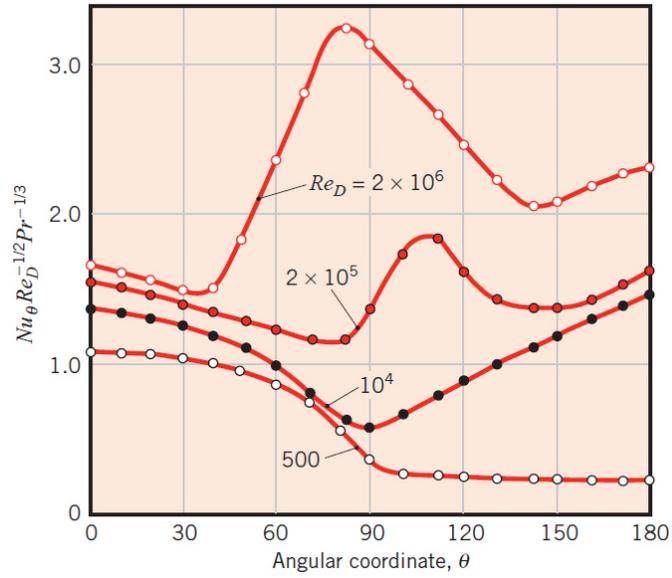


Figura 3.2: Número de Nusselt local para flujo de aire normal a un cilindro circular [2]

Sin embargo, para cálculos ingenieriles, se está más interesado en conocer las condiciones generales promedio. La ecuación 3.14 es una correlación empírica aportada por Hilpert que ha sido modificada para varios fluidos y es ampliamente usada para $Pr \gtrsim 0.7$, donde las constantes C y m se en listan en la tabla 3.1.

$$\overline{Nu_D} \equiv \frac{\bar{h}D}{k} = C Re_D^m Pr^{1/3} \tag{3.14}$$

Tabla 3.1: Constantes de la ecuación 3.14

| Re_D | C | m |
|-----------------|-------|-------|
| 0.4 – 4 | 0.989 | 0.330 |
| 4 – 40 | 0.911 | 0.385 |
| 40 – 4000 | 0.683 | 0.466 |
| 4000 – 40000 | 0.193 | 0.618 |
| 40,000 – 400000 | 0.027 | 0.805 |

Otras correlaciones han sido sugeridas para cilindros circulares con flujo cruzado.

La correlación aportada por Zukauskas [4] es de la forma:

$$\overline{Nu_D} = C Re_D^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/3} \quad (3.15)$$

$$\left[\begin{array}{l} 0.7 \lesssim Pr \lesssim 500 \\ 1 \lesssim Re_D \lesssim 10^6 \end{array} \right]$$

donde todas las propiedades son evaluadas en T_∞ , excepto por Pr_s que es evaluado en T_s . Los valores de las constantes son presentados en la tabla 3.2.

Tabla 3.2: Constantes de la ecuación 3.15 para un cilindro circular con flujo cruzado

| Re_D | C | m |
|------------------------|-------|-----|
| 1 – 40 | 0.75 | 0.4 |
| 40 – 1000 | 0.51 | 0.5 |
| $10^3 - 2 \times 10^5$ | 0.26 | 0.6 |
| $2 \times 10^5 - 10^6$ | 0.076 | 0.7 |

Churchill y Bernstein [5] propusieron una sola correlación para todo el rango de Re_D . La ecuación es recomendada para todos los $Re_D Pr \gtrsim 0.2$ y es de la forma siguiente.

$$\overline{Nu_D} = 0.3 + \frac{0.62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}}{[1 + (0.4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (3.16)$$

3.2. Dinámica de fluidos computacional (CFD)

La predicción de los procesos de transferencia de calor y flujo puede ser alcanzada mediante dos métodos: investigación experimental y cálculos teóricos.

La investigación experimental es la manera más confiable de estudiar un fenómeno, sin embargo es en muchas ocasiones muy costoso y difícil de llevar a cabo, por ello

otra alternativa es la de reproducir el modelo en escala, lo que lleva a que después se deba hacer una extrapolación de los resultados obtenidos, y en ocasiones puede igualmente resultar muy complicado. Además de esto, existen grandes dificultades en la medición de ciertos parámetros.

El desarrollo de métodos numéricos y la disponibilidad de grandes equipos de cómputo prometen que las implicaciones que suponen los modelos matemáticos puedan solucionarse para casi cualquier problema práctico. La ventaja principal de la utilización de este método es el bajo costo que implica; en muchas ocasiones la realización de un análisis computacional es mucho menos costoso que el estudio por métodos experimentales. Asimismo, la velocidad con la que se puede desarrollar una investigación de esta índole es más alta que una experimental, la cual puede llevar desde días hasta en algunas ocasiones años. Se puede obtener información completa y detallada a través de una solución experimental, brindando los valores de todas las variables relevantes en el dominio de interés. Sin embargo, a pesar de las evidentes ventajas que ofrece el análisis numérico computacional, la realización de un estudio de este tipo conlleva ciertas desventajas. Si se busca la resolución de problemas que involucren una geometría compleja, una solución numérica puede ser difícil de obtener y posiblemente resulte más costoso en dado caso de que sea posible. Asimismo, cuando el problema matemático admite ocasionalmente más de una solución, no es fácil determinar si la solución calculada corresponde con la realidad.

Es por eso, que la discusión acerca de los méritos de un análisis computacional y experimental no lleva a la recomendación de realizar un estudio computacional excluyendo al experimental. Un esfuerzo óptimo de predicción debe ser una combinación de estos dos métodos de estudio.

La dinámica de fluidos computacional o CFD por sus siglas en inglés, es el análisis de sistemas que involucran flujo de fluido, transferencia de calor y fenómenos aso-

ciados tales como las reacciones químicas por medio de simulación computacional.

Los códigos CFD están estructurados alrededor de algoritmos numéricos capaces de atacar problemas de flujo de fluidos. Todas las aplicaciones CFD comerciales incluyen interfaces sofisticadas de parámetros de entrada y análisis de resultados para proveer un fácil acceso a su poder de resolución. De ahí que los códigos contienen tres elementos principales: preprocesamiento, solución y postprocesamiento.

Preprocesamiento

Consiste en la entrada de un problema de flujo a un programa CFD a través de una interfaz y su subsecuente transformación en una configuración capaz de resolver para el programa. Las actividades involucradas en esta etapa involucran las siguientes:

- Definición de la geometría en la zona de interés, es decir, el dominio computacional.
- La generación de la malla o la discretización del dominio.
- La selección del fenómeno físico o químico que se desea modelar.
- Definición de las propiedades del fluido.
- La especificación de las condiciones frontera apropiadas en las celdas que coincidan con la frontera del dominio.

Solución

Existen cuatro distintas técnicas de solución [6]: diferencias finitas, elementos finitos, métodos espectrales y de volúmenes finitos. En general, los métodos numéricos que forman la base para la predicción de los fenómenos siguen los siguientes pasos:

- Aproximación de las variables desconocidas del flujo a través de funciones simples.
- Discretización por sustitución de las aproximaciones en las ecuaciones de gobierno y su subsecuente manipulación matemática.
- Solución de las ecuaciones algebraicas.

La principal diferencia entre las cuatro técnicas de solución reside en la manera en que las variables son aproximadas y en los procesos de discretización.

Métodos de diferencias finitas. Describe las ϕ desconocidas del problema de flujo mediante muestras puntuales en los puntos nodales de la malla. El truncamiento de las series de Taylor son generalmente utilizadas para generar aproximaciones de diferencias finitas de las derivadas de ϕ en términos de muestras puntuales de ϕ en cada punto de la malla y sus vecinos. Las derivadas que aparecen en las ecuaciones de gobierno son remplazadas por las diferencias finitas lo cual lleva a una ecuación algebraica para los valores de ϕ en cada punto.

Método de elemento finito. Utiliza funciones simples, por ejemplo lineales o cuadráticas, válidas en elementos que describen las variaciones locales de las variables de flujo desconocidas ϕ . Las ecuaciones de gobierno son satisfechas por la solución exacta de ϕ . Si las soluciones aproximadas son substituidas en la ecuación no encajará exactamente y entonces se utiliza un residual definido para medir los errores. Lo siguiente es minimizar los residuales multiplicándolos por una serie de funciones de peso e integrando. Como resultado se obtiene una serie de ecuaciones algebraicas para los coeficientes desconocidos de las funciones de aproximación.

Métodos espectrales. Aproxima los valores desconocidos mediante series de Fourier truncadas o series de Chebyshev polinomiales. A diferencia de los métodos de diferencias y elemento finito, las aproximaciones no son locales sino válidas para

todo el dominio computacional. Nuevamente, se reemplazan los valores desconocidos en las ecuaciones de gobierno por las series truncadas. La restricción que llega a las ecuaciones algebraicas para los coeficientes de las series de Fourier o Chebyshev está dado por los residuales de peso.

Método de volumen finito. Fue originalmente desarrollado como una formulación especial de las diferencias finitas. Este método es importante para varios códigos CFD comerciales: Phoenix, Fluent, Flow3D y Star-CD. El algoritmo numérico consiste en los siguientes pasos.

- Integración formal de las ecuaciones de gobierno de flujo de fluido sobre todos los volúmenes de control del dominio solución.
- La discretización involucra la substitución de una variedad de aproximaciones de tipo diferencias finitas para los términos de las ecuaciones integradas que representan los procesos tales como convección, difusión y fuentes. Ésto convierte las ecuaciones integradas en sistemas de ecuaciones algebraicas.
- Solución de las ecuaciones algebraicas mediante métodos iterativos.

Postprocesamiento

Existe una gran cantidad de software capaz de procesar la información que proporciona la solución numérica y permite convertirla en diferentes formatos para su visualización, tratamiento y análisis, por ejemplo mostrar el dominio de la geometría y la malla, hacer gráficas de vectores, gráficas de contornos, entre otras.

3.2.1. Discretización

Una vez diseñado el dominio geométrico de estudio, se procede a dividirlo en volúmenes de control, en los cuales las ecuaciones de gobiernos serán resueltas. Los

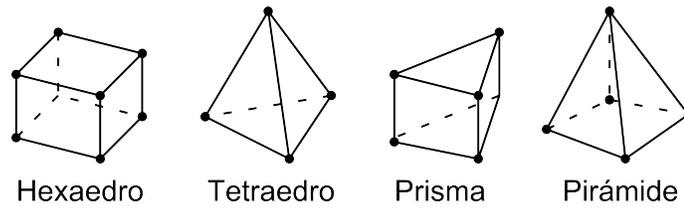


Figura 3.3: Tipos de elementos tridimensionales

Los nodos, son puntos centrales en la solución del fenómeno, en los cuales será posible conocer el valor de la propiedad escalar o vectorial requerida para la predicción del fenómeno. Estos nodos cuentan con una gran dependencia entre ellos, lo que implica la necesidad de tener mallas con una distribución nodal definida y organizada. Los factores principales a considerar para la determinar la calidad de la malla son:

1. Tipo de elemento tridimensional
2. Sesgo con respecto a lo equilátero (*Skewness*)

Los tipos de elementos posibles de generar en un mallado son los mostrados en la figura 3.3. La calidad de la malla disminuirá conforme la cantidad de nodos ortogonales disminuya. Para lograr una mayor cantidad es necesario la generación de caras cuadrangulares, es decir, se recomienda la utilización de hexaedros sobre las demás geometrías.

La ecuación 3.17 define la oblicuidad de los elementos (*skewness*), es decir, la desviación respecto a un elemento equilátero. Este parámetro indica la desviación entre el elemento creado y uno ideal del mismo tipo. El valor de este parámetro es importante, debido al impacto que tendrá en la solución de las ecuaciones. El valor de la oblicuidad dependerá entonces de la deformación que sufran los elementos creados en los volúmenes de control. Para considerar una malla de calidad aceptable para la predicción de un fenómeno se utilizan los parámetros mostrados en la tabla 3.3.

Tabla 3.3: Clasificación de la malla de acuerdo a su calidad

| Desviación | Calidad del elemento |
|------------|----------------------|
| 1 | Degenerada |
| 0.9 – 1 | Mala |
| 0.75 – 0.9 | Pobre |
| 0.5 – 0.75 | Razonable |
| 0.25 – 0.5 | Buena |
| 0 – 0.25 | Excelente |
| 0 | Equilátera |

Es recomendable el uso de una malla que no supere el valor de 0.9 en su desviación para una predicción aceptable del problema físico.

$$Sk = \frac{\text{Tamaño óptimo del elemento} - \text{Tamaño del elemento}}{\text{Tamaño óptimo del elemento}} \quad (3.17)$$

3.3. Ecuaciones de gobierno

Las ecuaciones fundamentales de la dinámica de fluidos están basadas en las leyes universales de conservación

- Conservación de masa
- Conservación de cantidad de movimiento
- Conservación de energía

La ecuación de continuidad es la ecuación resultante de aplicar la ley de conservación de masa a un fluido. La ley de conservación de cantidad de movimiento es la segunda ley de Newton que aplicada a un fluido da como resultado la ecuación de cantidad de movimiento. La ley de conservación de energía es idéntica a la primera

ley de la termodinámica, y la ecuación resultante de su aplicación en dinámica de fluidos es la ecuación de energía.

3.3.1. Ecuación de continuidad

La ley de conservación de masa aplicada a un fluido a través de un volumen de control infinitesimal (figura 3.4) lleva a la siguiente ecuación de continuidad [7].

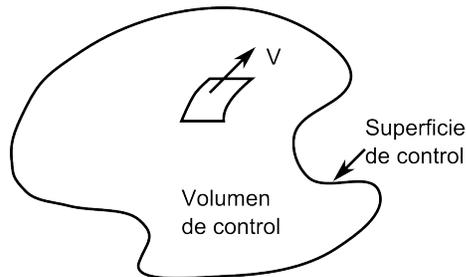


Figura 3.4: Volumen de control para un acercamiento Euleriano

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (3.18)$$

donde ρ es la densidad del fluido y \vec{V} es la velocidad del mismo. El primer término representa la tasa de crecimiento de la densidad en el volumen de control, y el segundo término representa la tasa de flujo másico que pasa a través de la superficie de control por unidad de volumen.

Usando derivadas, se transforma la ecuación anterior a la siguiente forma

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho(\nabla \cdot \vec{V}) = 0 \quad (3.19)$$

La ecuación 3.19 fue derivada utilizando un acercamiento Euleriano. En éste, se utiliza un volumen de control estático, y los cambios en el fluido son registrados conforme el fluido pasa a través del volumen de control. En el acercamiento Lagrangiano,

los cambios de las propiedades de un elemento de fluido son registrados por un observador moviéndose junto con el elemento de fluido.

Un flujo en el cual la densidad de cada elemento de fluido permanece constante es llamado incompresible. Matemáticamente esto implica que

$$\frac{D\rho}{Dt} = 0 \quad (3.20)$$

Lo que reduce la ecuación 3.19 a

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (3.21)$$

o para un sistema de coordenadas cartesianas:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.22)$$

3.3.2. Ecuación de cantidad de movimiento

La segunda ley de Newton aplicada a un fluido que atraviesa un volumen de control estático infinitesimal lleva a las siguientes ecuaciones de cantidad de movimiento [7].

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \vec{V}) &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho f_x + (F_x)_{viscoso} \\ \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \vec{V}) &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \rho f_y + (F_y)_{viscoso} \\ \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho w \vec{V}) &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \rho f_z + (F_z)_{viscoso} \end{aligned} \quad (3.23)$$

Estas ecuaciones se conocen como ecuaciones de Navier-Stokes. El primer término de la ecuación 3.23 representa la tasa de incremento de la cantidad de movimiento por unidad de volumen en el volumen de control. El segundo, la tasa de cantidad

de movimiento transpostada por convección. El tercer término está definido como el término difusivo. Finalmente los términos restantes corresponden a la fuerza total que se ejerce sobre el volumen de control, es decir, las fuerzas debidas a la presión y las fuerzas viscosas.

Las ecuaciones de Euler son un caso particular de las ecuaciones de Navier-Stokes en las que el flujo es permanente ($\partial/\partial t = 0$) y la viscosidad despreciable ($\vec{F}_{viscoso} = 0$), reduciéndose a la siguiente expresión.

$$\begin{aligned} \nabla \cdot (\rho u \vec{V}) &= -\frac{\partial p}{\partial x}, \\ \nabla \cdot (\rho u \vec{V}) &= -\frac{\partial p}{\partial y}, \\ \nabla \cdot (\rho u \vec{V}) &= -\frac{\partial p}{\partial z}, \end{aligned} \tag{3.24}$$

3.3.3. Ecuación de energía

Para un volumen de control de tamaño finito $\Delta x \Delta y$ como en la figura 3.5, la primera ley de la termodinámica requiere que [8]:

$$\begin{aligned} \left(\begin{array}{c} \text{Tasa de acumulación} \\ \text{de energía en el} \\ \text{volumen de control} \end{array} \right)_1 &= \left(\begin{array}{c} \text{Transferencia de energía} \\ \text{total por el flujo} \\ \text{del fluido} \end{array} \right)_2 \\ + \left(\begin{array}{c} \text{Transferencia de calor} \\ \text{total por} \\ \text{conducción} \end{array} \right)_3 &+ \left(\begin{array}{c} \text{Tasa de generación} \\ \text{de energía} \end{array} \right)_4 \\ &+ \left(\begin{array}{c} \text{Trabajo total} \\ \text{transferido del volumen} \\ \text{de control a su} \\ \text{ambiente} \end{array} \right)_5 \end{aligned} \tag{3.25}$$

De acuerdo al diagrama de la figura 3.5, los grupos mencionados en la expresión 3.25 son los siguientes.

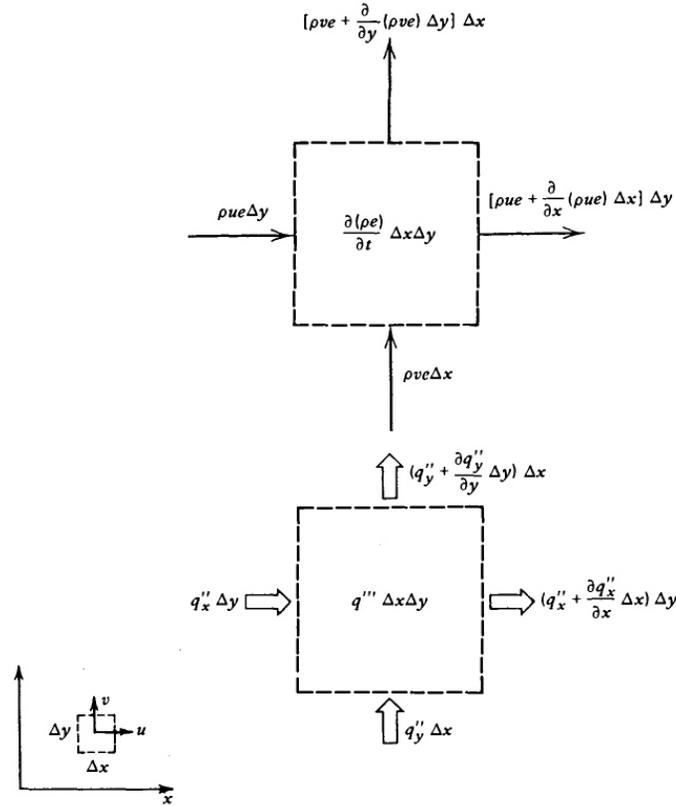


Figura 3.5: Primera ley de la termodinámica aplicada a un volumen de control en flujo bidimensional [8]

$$\begin{aligned}
 (*)_1 &= \Delta x \Delta y \frac{\partial}{\partial t} (\rho e) \\
 (*)_2 &= -(\Delta x \Delta y) \left[\frac{\partial}{\partial x} (\rho u e) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v e) \right] \\
 (*)_3 &= -(\Delta x \Delta y) \left(\frac{\partial q''_x}{\partial x} + \frac{\partial q''_y}{\partial y} \right) \\
 (*)_4 &= (\Delta x \Delta y) q''' \\
 (*)_5 &= (\Delta x \Delta y) \left(\sigma_x \frac{\partial u}{\partial x} - \tau_{xy} \frac{\partial u}{\partial y} + \sigma_y \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial y} - \tau_{yx} \frac{\partial v}{\partial x} \right) \\
 &\quad + (\Delta x \Delta y) \left(u \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} - u \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + v \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} - v \frac{\tau_{yx}}{\partial x} \right)
 \end{aligned} \tag{3.26}$$

donde e , q''' , q''_y y q''_x son la energía interna, la tasa de transferencia de calor en la

dirección x y y y la tasa de disipación o tasa de generación interna de calor.

$$\sigma_x = P - 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{2}{3}\mu \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \quad (3.27)$$

$$\tau_{xy} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad (3.28)$$

Acoplando las expresiones de la ecuación 3.26 en el enunciado de la conservación de energía, y utilizando las relaciones de las ecuaciones 3.27 y 3.28, se obtiene:

$$\rho \frac{D\rho}{Dt} + e \left(\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot \vec{V} \right) = -\nabla \cdot \vec{q}'' + q''' - P \nabla \cdot \vec{V} + \mu \Phi \quad (3.29)$$

donde \vec{q}'' es el vector de transferencia de calor y Φ es la función de disipación viscosa. La cantidad que se encuentre entre paréntesis del lado izquierdo de la ecuación, es igual a cero. En el caso especial donde el flujo puede ser modelado como incompresible y bidimensional, la función de disipación viscosa se reduce a lo siguiente.

$$\Phi = 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \quad (3.30)$$

Para expresar la ecuación 3.29 en términos de entalpía se utiliza la definición de la termodinámica $h = e + (1/\rho)P$, obteniendo:

$$\frac{Dh}{Dt} = \frac{De}{Dt} + \frac{1}{\rho} \frac{DP}{Dt} - \frac{P}{\rho^2} \frac{D\rho}{Dt} \quad (3.31)$$

Adicionalmente, es posible expresar los flujos de calor q''_x y q''_y en términos de los gradientes locales de temperatura. En donde, de acuerdo a la ley de Fourier de transferencia de calor, el flujo de calor se puede expresar de acuerdo a la siguiente ecuación.

$$q'' = -k \nabla T \quad (3.32)$$

Combinando las ecuaciones 3.29, 3.31 y 3.32, se obtiene:

$$\rho \frac{Dh}{Dt} = \nabla \cdot (k \nabla T) + q''' + \frac{DP}{Dt} + \mu \Phi - \frac{P}{\rho} \left(\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot \vec{V} \right) \quad (3.33)$$

Finalmente, de acuerdo a la ecuación de conservación de masa, la expresión entre paréntesis debe ser cero, reduciendo la ecuación 3.33 en la siguiente expresión.

$$\rho \frac{Dh}{Dt} = \nabla \cdot (k \nabla T) + q''' + \frac{DP}{Dt} + \mu \Phi \quad (3.34)$$

3.4. Modelos computacionales

3.4.1. Modelo $k - \varepsilon$ realizable

En el software comercial ANSYS® Fluent 15.0 existen diferentes métodos de solución que incluyen el modelado de flujos turbulentos. Los modelos $k - \varepsilon$ estándar, RNG y realizable son utilizados en flujos turbulentos. Las diferencias entre estos tres modelos son las siguientes.

- El método para calcular la viscosidad turbulenta
- Los números de Prandtl turbulentos para las ecuaciones de gobierno de la difusión turbulenta de k y ε
- La generación y destrucción de los términos en la ecuación ε

En esta sección se explicará únicamente el modelo $k - \varepsilon$ realizable [9], debido a que es el utilizado para el estudio de este trabajo.

El término *realizable* significa que este modelo satisface ciertas constantes matemáticas en los esfuerzos de Reynolds, consistente con la física de los flujos turbulentos. Para entender las matemáticas detrás del modelo $k - \varepsilon$ realizable, se considera

combinar la relación de Boussinesq presentada en la ecuación 3.35 y la definición de la viscosidad de Eddy (ecuación 3.36) para obtener la siguiente expresión para los esfuerzos normales de Reynolds en un flujo promedio forzado incompresible.

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \sigma_{ij} \quad (3.35)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.36)$$

$$\overline{u^2} = \frac{2}{3} k - 2\nu_t \frac{\partial U}{\partial x} \quad (3.37)$$

Utilizando la ecuación 3.37 para $\nu_t \equiv \mu_t/\rho$, se obtiene que el resultado de los esfuerzos normales $\overline{u^2}$, que por definición es una cantidad positiva, se convierte en negativo, es decir, *no realizable*, cuando la deformación es suficientemente grande para satisfacer la siguiente ecuación.

$$\frac{k}{\varepsilon} \frac{\partial U}{\partial x} > \frac{1}{3C_\mu} \approx 3.7 \quad (3.38)$$

Ambos modelos, $k - \varepsilon$ RNG y Realizable tienen fuertes mejoras sobre el modelo $k - \varepsilon$ Estándar donde las características del flujo incluyen una fuerte curvatura aerodinámica, vórtices y rotación. Una de las debilidades del modelo $k - \varepsilon$ Estándar o de los modelos tradicionales $k - \varepsilon$ radica en la ecuación que modela la tasa de disipación viscosa (ε). El modelo $k - \varepsilon$ Realizable propuesto por Shih et al. [10], fue desarrollado con la intención de atacar estas deficiencias del modelo estándar a través de los siguientes puntos:

- Una nueva fórmula para la viscosidad turbulenta que involucre la variable C_μ propuesta por Reynolds.

- Un nuevo modelo de ecuación para la disipación viscosa (ε) basado en la ecuación dinámica de las fluctuaciones de velocidad media cuadrática.

3.4.1.1. Ecuaciones de transporte para el modelo $k - \varepsilon$ realizable

Las ecuaciones de transporte modeladas para k y ε en el modelo Realizable son las siguientes [9].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho\varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.39)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu\varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (3.40)$$

donde

$$C1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (3.41)$$

G_k representa la generación de energía cinética turbulenta debida a gradientes de velocidad. G_b es la generación de energía cinética turbulenta debida a flotación. Y_M representa la contribución de la dilatación fluctuante en turbulencia compresible a la tasa total de disipación. C_2 y C_3 son constantes. σ_k y σ_ε son los números de Prandtl turbulentos para k y ε respectivamente. S_k y S_ε son términos fuente definidos por el usuario.

3.4.1.2. Modelado de la viscosidad turbulenta

La viscosidad turbulenta se determina de acuerdo a la ecuación 3.36. La diferencia entre el modelo $k - \varepsilon$ realizable y los modelos estándar y RNG, consiste en que la cantidad C_μ no es una constante, en este modelo se calcula de la siguiente forma.

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s} \frac{kU_*}{\varepsilon} \quad (3.42)$$

donde

$$U_* = \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}} \quad (3.43)$$

y

$$\begin{aligned} \tilde{\Omega}_{ij} &= \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k \\ \Omega_{ij} &= \overline{\Omega_{ij}} - \varepsilon_{ijk}\omega_k \end{aligned} \quad (3.44)$$

donde $\overline{\Omega_{ij}}$ es la tasa promedio de rotación tensorial vista como un marco de referencia en movimiento con una velocidad angular ω_k . Las constantes A_0 y A_s toman los siguientes valores.

$$A_0 = 4.04, A_s = \sqrt{6} \cos \phi \quad (3.45)$$

donde

$$\begin{aligned} \phi &= \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W) \\ W &= \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}^3} \\ \tilde{S} &= \sqrt{S_{ij}S_{ij}} \\ S_{ij} &= \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \end{aligned} \quad (3.46)$$

Se puede observar que C_μ es función de la media deformación y los rangos de rotación, la velocidad angular del sistema de rotación y los campos turbulentos (k y ε).

3.4.1.3. Constantes del modelo

Las constantes del modelo han sido establecidas para asegurar que el desempeño del modelo sea el adecuado para ciertas flujos canónicos. Las constantes se presentan en la tabla siguiente.

Tabla 3.4: Valores de las constantes utilizadas en la solución del método $k - \varepsilon$ realizable

| $C_{1\varepsilon}$ | C_2 | σ_k | σ_ε |
|--------------------|-------|------------|----------------------|
| 1.44 | 1.9 | 1.0 | 1.2 |

3.4.2. Método de interpolación lineal

El método estándar, o lineal, se utiliza para el cálculo de las propiedades del medio y los flujos difusivos en las caras de las fronteras nodales. Consiste en la suposición de que las fronteras del elemento son equidistantes a los nodos adyacentes. De esta forma, el cálculo de las propiedades y flujos en las fronteras se realiza mediante una interpolación lineal, es decir, la media aritmética. La ventaja de este método reside en su simplicidad y por ende en el poco rendimiento computacional que demanda. Sin embargo, este método puede llevar a un cálculo menos exacto comparado con otros métodos si las fronteras no se encuentran equidistantes a los nodos. Esta desventaja no presenta un gran impacto y su facilidad de cómputo justifica su implementación y popularidad [11].

3.4.3. Método UPWIND

El método UPWIND es utilizado para el cálculo de los flujos convectivos. El problema del uso de métodos de interpolación lineal para el cálculo de los flujos convectivos recae en la posibilidad de obtener valores negativos de los coeficientes (y por ende, no reales) cuando los flujos convectivos son mucho mayores a los difusivos

($Pe > 2$). Cuando el fenómeno involucra flujos difusivos muy pequeños o flujos convectivos muy grandes, es conveniente el uso del método UPWIND, el cual consiste en aproximar la propiedad en una cara del volumen de control por la propiedad del nodo corriente arriba [11].

Al tomar en cuenta el valor del nodo central y del nodo corriente arriba, se obtiene un error de truncamiento de la serie de Taylor de primer orden. Al considerar el valor del nodo central, y el valor de los dos nodos siguientes corriente arriba, se obtiene un error de truncamiento de la serie de Taylor de segundo orden; a este método se le conoce como UPWIND de segundo orden o método QUICK (Quadratic Upstream Interpolation for Convective Kinetics, por sus siglas en inglés). Este esquema ofrece la ventaja de dar resultados más precisos al momento de solucionar las propiedades de los flujos convectivos, sin embargo puede llegar a ser inestable debido a que las propiedades en las fronteras pueden presentar valores negativos.

3.4.4. Método SIMPLE

El método SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations, por sus siglas en inglés) se utiliza para resolver el campo de flujo, es decir las ecuaciones de Navier-Stokes y la ecuación de continuidad. Se aplica para resolver el problema del acoplamiento de la presión y la velocidad. Debido a que no se conoce de entrada el campo de presiones, se define un campo de presiones supuesto, el cual lleva a la solución de un campo de velocidades igualmente supuesto. Así mismo, se definen ecuaciones de corrección para el campo de velocidades y presiones, las cuales conducen a los valores correctos de los campos de presión y velocidad. Se resuelve por métodos iterativos hasta lograr la convergencia.

El procedimiento de este algoritmo ha sido descrito por Patankar y Spalding [12], Caretto, Gosman, Patankar y Spalding [13] y Patankar [14].

Las operaciones importantes para este algoritmo, en orden de ejecución son las siguientes.

1. Suponer un campo de presiones
2. Resolver las ecuaciones de momentum para obtener el campo de velocidades supuestas
3. Calcular la presión añadiendo la corrección de la presión a la presión supuesta
4. Calcular el campo de velocidades de sus valores iniciales utilizando las fórmulas de la corrección de las velocidades
5. Resolver las ecuaciones discretizadas para el resto de los parámetros (tales como temperatura, concentración y cantidades turbulentas) si éstas influyen el campo del flujo a través de propiedades del fluido, términos fuente, etc.
6. Considerar la presión corregida como la nueva presión supuesta, regresar al paso 2, y repetir todo el procedimiento hasta que se logre la convergencia.

CAPÍTULO 4

DISEÑO EXPERIMENTAL

| | |
|---|-----------|
| 4.1. Metodología | 61 |
| 4.2. Descripción del equipo experimental | 61 |
| 4.2.1. Construcción de la instalación experimental | 62 |
| 4.2.2. Instrumentación y calibración de los sensores | 64 |
| 4.2.3. Desarrollo e implementación de un sistema de control y adquisición de datos | 68 |
| 4.2.4. Puesta a punto de la instalación | 72 |
| 4.2.5. Ejecución de las pruebas correspondientes | 72 |
| 4.2.6. Análisis de resultados | 73 |
| 4.3. Resultados | 74 |

Se realiza una instalación experimental para la caracterización de un colector solar de tubo al vacío tipo *heat pipe*. Se obtienen datos de temperatura, presión, radiación solar, y flujo volumétrico. El objetivo de la instalación es la obtención de información para las condiciones frontera térmica que se utilizan en el análisis numérico presentando en el capítulo 5 de este trabajo. En la sección 4.3 se exponen los resultados obtenidos durante el proceso experimental.

4.1. Metodología

La caracterización térmica e hidráulica del colector solar inicia con una revisión bibliográfica y estudio del estado del arte sobre el tema. Posteriormente se diseña la instalación experimental en base a las recomendaciones de la literatura. Se realiza la construcción y la instalación de la instrumentación y finalmente la creación e implementación del método de colección de datos. Se realizan pruebas al colector diariamente, para tres flujos volumétricos almacenando los datos correspondientes. Se seleccionaron tres pruebas características para cada valor de flujo volumétrico.

Finalmente se realizó un estudio paramétrico que permitió conocer el comportamiento y la eficiencia del colector, asimismo, la influencia que tiene en número de Reynolds sobre la misma.

4.2. Descripción del equipo experimental

La caracterización del comportamiento termohidráulico de un colector solar de tubo al vacío se divide en las siguientes etapas.

- Construcción de la instalación experimental
- Instrumentación y calibración de los sensores
- Desarrollo e implementación de un sistema de control y adquisición de datos
- Puesta a punto de la instalación
- Ejecución de las pruebas correspondientes
- Análisis de resultados

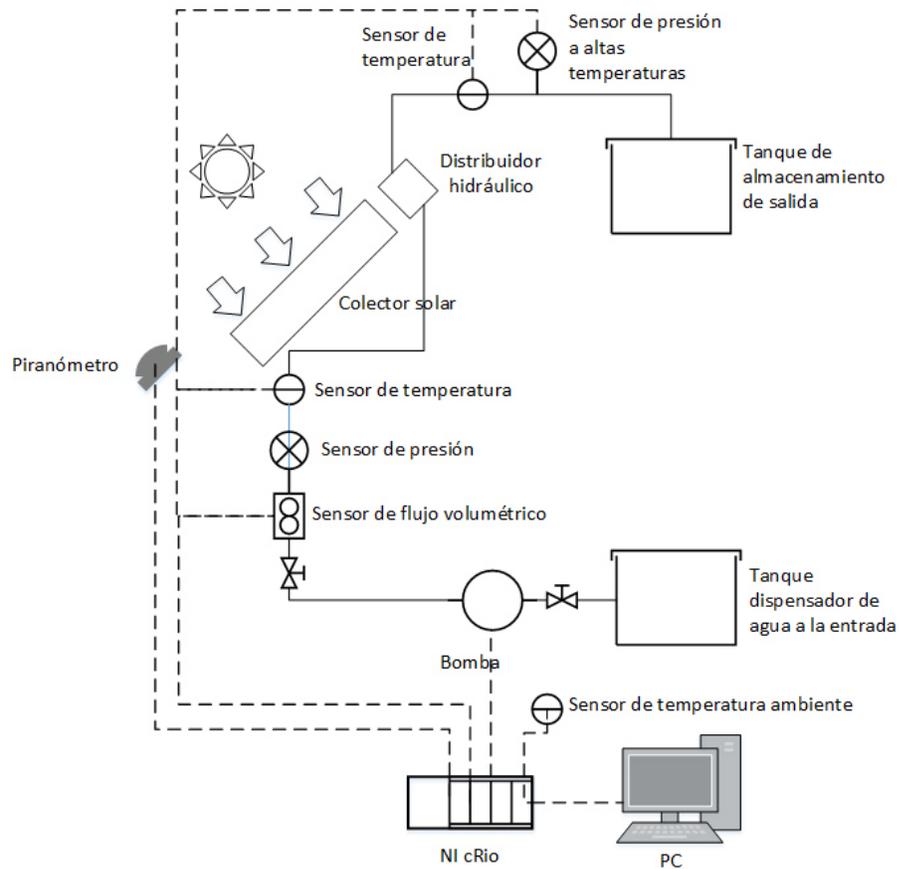


Figura 4.1: Diagrama experimental

4.2.1. Construcción de la instalación experimental

En esta etapa se instala el colector solar de tubo al vacío tipo *heat pipe*. Las dimensiones del colector se muestran en la figura 4.2. Las medidas de la estructura tuvieron que ser modificadas para obtener el ángulo adecuado de acuerdo a la zona geográfica. Dicho colector está ubicado sobre el techo del edificio del Poliderpotivo de la FIME a una latitud $25^{\circ}72' N$ y longitud $100^{\circ}31' O$, orientado de sur a norte con un ángulo de inclinación de 35° .

El colector es suministrado con agua corriente contenida en un tanque de almacenamiento con capacidad de 1000 l , esto para asegurar un flujo sin interrupciones

Tabla 4.1: Sensores utilizados en la instalación experimental

| Propiedad | Sensor | Nombre técnico | Rango de trabajo |
|-------------------|----------------------|------------------------|------------------|
| Radiación solar | Piranómetro | Delta OHM PYRA 03AC | 0 – 2000 W/m^2 |
| Presión | Manómetro de entrada | IFM PN2224 | 14.5 – 145 psi |
| | Manómetro de salida | IFM PG2794 | 14.5 – 145 psi |
| Flujo volumétrico | Caudalímetro | IFM SM600 | 0.1 – 25 l/min |
| Temperatura | Termopar | Tipo T | -200 °C – 600 °C |

de agua. Asimismo, el agua calentada por su paso a través del colector es almacenada en un tanque térmicamente aislado de las mismas capacidades que el tanque de suministro. Se utilizó tubería Tuboplus de 3/4", aislada térmicamente.

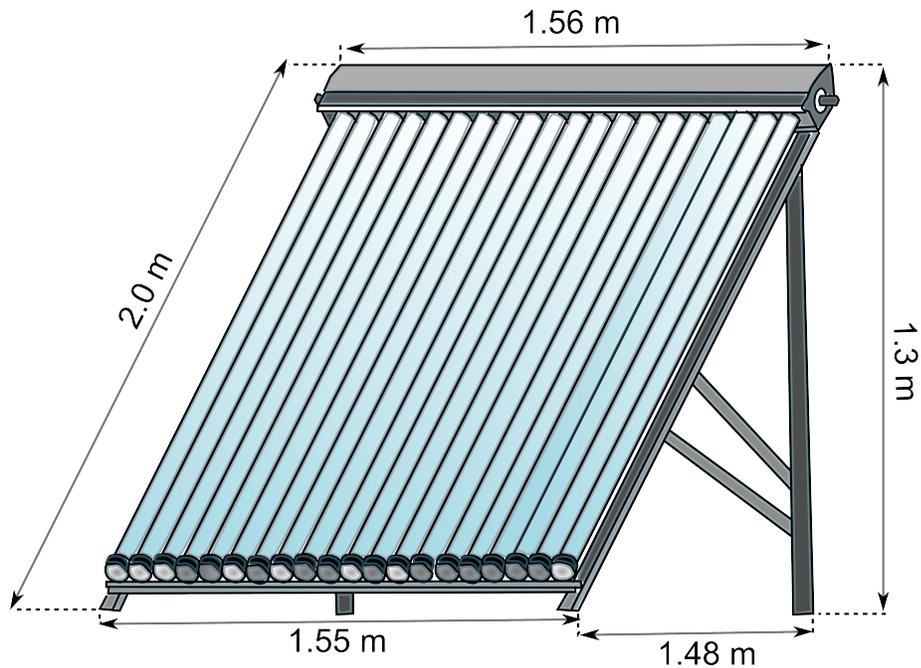


Figura 4.2: Diagrama del colector solar de tubo al vacío utilizado para la instalación experimental

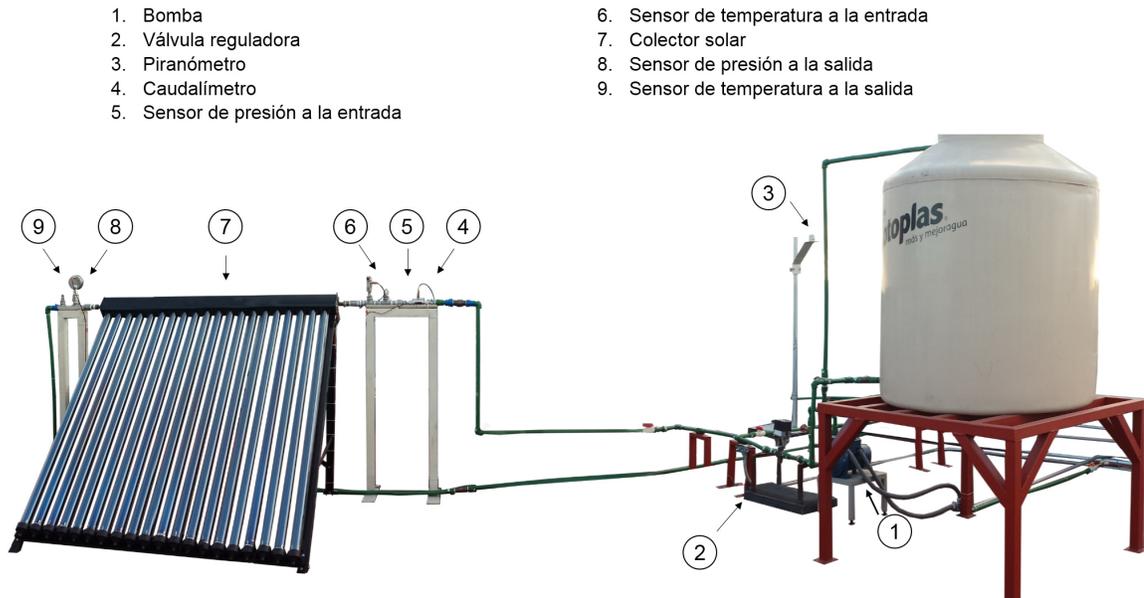


Figura 4.3: Fotografía de la instalación experimental

4.2.2. Instrumentación y calibración de los sensores

4.2.2.1. Radiación solar

Un piranómetro es un instrumento utilizado para medir la radiación solar. Éste cuenta con una visión hemisférica de los alrededores lo que lo hace capaz de medir la radiación total sobre una superficie. Consiste en un sensor plano con una visión hemisférica no obstruida, la cual permite convertir y correlacionar la radiación total incidente sobre el sensor en una señal medible.

El piranómetro Delta OHM PYRA 03AC, tiene una sensibilidad de $15.32 \mu V$ y una impedancia de 38.2Ω . Dicho piranómetro se encuentra ubicado en el techo del edificio donde se realiza la instalación a una altura de $14.5 m$ del piso. Se realizó su nivelación de acuerdo a la recomendación del proveedor.

La radiación solar es calculada a partir de la corriente de salida (I_{out}) enviada por el piranómetro, de acuerdo a la ecuación 4.1.

$$G = 125(I_{out} - 0.004) \quad (4.1)$$

donde:

G = Irradiancia en W/m^2

I_{out} = corriente absorbida por el piranómetro

4.2.2.2. Presión

Se adquieren datos de presión a la entrada y salida del colector solar de tubo al vacío. Para ello, se utilizaron dos manómetros.

El manómetro de entrada mide la presión relativa en un rango de -14.5 a 145 psi. Soporta una temperatura de fluido en un rango de $-25^\circ C$ a $80^\circ C$. La corriente de salida es de $500 mA$.

La calibración se realizó por medio de una linealización expresada en la ecuación

$$P = 9.9688I + 54.375. \quad (4.2)$$

donde:

P = valor de presión

I = corriente entregada por el sensor

El sensor de presión a la salida, posee la característica de soportar flujos a altas temperaturas, esto debido al calentamiento previo del fluido al pasar a través del colector solar. Es así que el manómetro a la salida soporta flujos con temperaturas entre los $-25^\circ C$ y $125^\circ C$.

4.2.2.3. Flujo volumétrico

El sensor de flujo volumétrico fue instalado a la entrada del colector, antes del sensor de presión inicial. Dicho caudalímetro es utilizado para determinar el flujo de agua que entra al colector, esto con el fin de poder caracterizar el comportamiento del colector bajo valores específicos de caudal.

El caudalímetro magneto-inductivo tiene un rango de medición de 0.1 a 25 l/min con un rango de temperatura ambiental de operación de $-20^{\circ}C$ a $80^{\circ}C$. Puede trabajar con fluidos de $-10^{\circ}C$ a $70^{\circ}C$. Tiene un consumo de corriente es de 120 mA. La calibración del sensor se realizó mediante una linealización, descrita en la ecuación 4.3.

$$\dot{v} = 1.5563(I) - 6.125 \quad (4.3)$$

donde:

\dot{v} = flujo volumétrico en l/min

I = corriente entregada por el sensor

Se realizaron mediciones manuales con ayuda de una probeta para asegurar la correcta medición del caudalímetro.

4.2.2.4. Temperatura

Un termopar tipo T es un transductor formado por la unión de dos metales, cobre y constantán. Tienen un rango de medición entre $-200^{\circ}C$ y $260^{\circ}C$. Asimismo, son resistentes a ambientes húmedos.

Con el fin de obtener temperaturas puntuales en varios puntos de interés del colector solar se han instalado 27 termopares tipo T de acuerdo al diagrama 4.4.

Se colocaron termopares a la entrada y salida del colector, asegurando que se tome la temperatura del agua de entrada y salida del mismo. Además, se instalaron 21 termopares a lo largo de los tubos al vacío, tres de ellos instalados en la zona de condensación del *heat pipe*. Estos son particularmente importantes debido al interés de conocer la temperatura en los tubos intercambiadores, la cual será el punto medular para la validación numérica presentada en el capítulo 5. Además de esto, fueron instalados termopares en los tanques, tanto de entrada como salida para la determinación de la temperatura en dichos puntos.

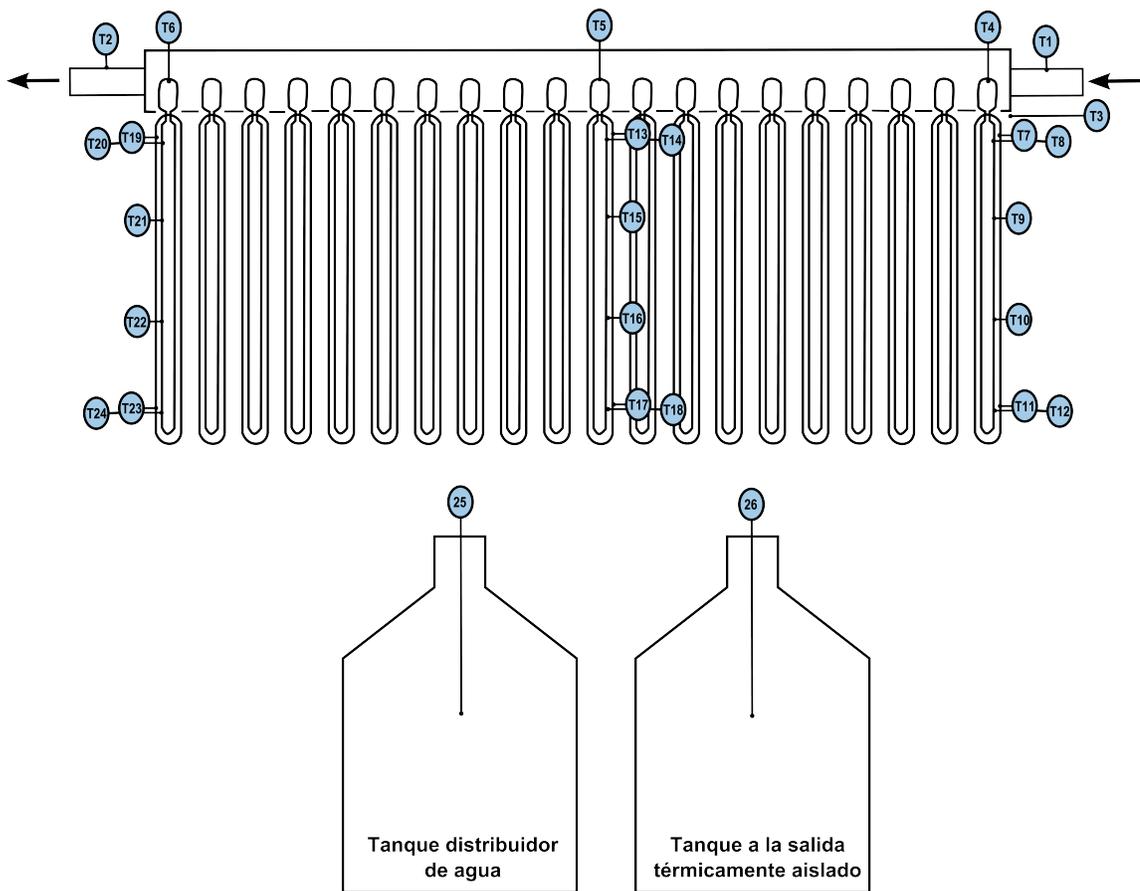


Figura 4.4: Distribución de los termopares en la instalación experimental

4.2.3. Desarrollo e implementación de un sistema de control y adquisición de datos

Para la obtención de la información proporcionada por los sensores, se desarrolló un sistema de control y adquisición de datos que cuenta con las siguientes capacidades.

- Adquirir la información enviada por los termopares
- Adquirir la información de presión de entrada y salida
- Adquirir el valor del flujo volumétrico
- Adquirir la radiación solar
- Controlar el caudal de agua enviado a través de una válvula de apertura
- Controlar el encendido y apagado de la bomba para suministrar el agua
- Almacenar la información captada por los sensores

Para el desarrollo de este sistema se utilizó software y hardware de National Instruments. Un CompaqRIO 9024, los módulos: NI9014, NI9013, NI9269, NI9203, NI9472 y una fuente de alimentación de 24VDC a 5A, una bomba Grundfos UPA 15 – 90 y una electroválvula Honeywell ML7984.

El CompactRIO es un sistema embebido y reconfigurable de control y adquisición. La arquitectura robusta del hardware del sistema CompactRIO incluye módulos de E/S, un chasis FPGA reconfigurable y un controlador embebido. Además, CompactRIO se programa con herramientas de programación gráfica de NI LabVIEW (acrónimo de Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench) y puede usarse en una variedad de aplicaciones de control y monitoreo embebidos[1].

El software utilizado cuenta con dos partes principales, el panel frontal (Front panel) y el diagrama de bloques (Block diagram). El panel frontal provee la interfaz de usuario para la entrada y salida de datos. El diagrama de bloques es responsable del flujo de datos de entrada y salida, la lectura de los sensores y la manipulación de los actuadores, los cuales se registran utilizando un CompacRio 9024 almacenando la información en un dispositivo USB.

En el panel frontal (figura 4.5) se pueden observar la medición de todos los parámetros descritos en tiempo real. Asimismo mediante este panel se permite el control de la apertura de la válvula y el encendido y apagado de la bomba.

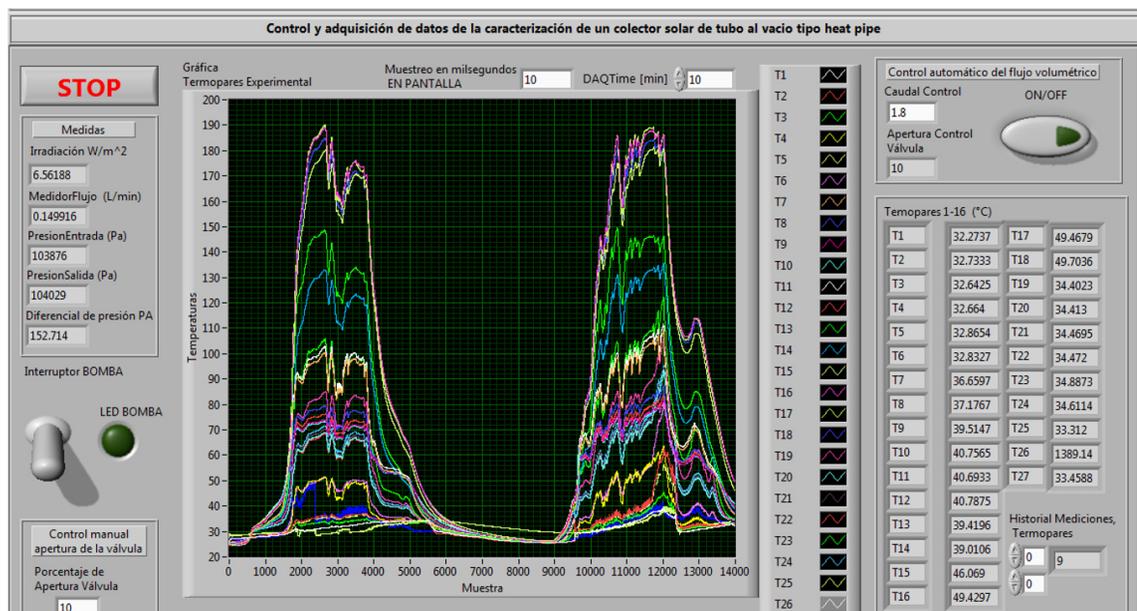


Figura 4.5: Panel frontal

Tabla 4.2: Módulos de NI correspondientes para cada dispositivo de la instalación experimental

| | Dispositivo | Módulo NI | Señal |
|----------------|--------------|-----------|-------------------------|
| Entrada | Termopares | NI9213 | $\pm 78.125 \text{ mV}$ |
| | Piranómetro | NI9203 | 4 a 20 mA |
| | Manómetro | NI9203 | 4 a 20 mA |
| | Caudalímetro | NI9203 | 4 a 20 mA |
| Salida | Bomba | NI9472 | 24 VDC |
| | Válvula | NI9269 | 0 a 10 VDC |

4.2.3.1. Bomba

La bomba permite un caudal de hasta 19 l/min. Se encuentra conectada a la línea de 127 VAC operando con una frecuencia de 50 Hz consumiendo 40 W con una potencia de $\frac{1}{2}$ H.P. Permite trabajar con un fluido de hasta 60°C .

El accionamiento de la bomba está controlado por medio del módulo NI9472 (salida digital tipo sourcing de 8 canales), este envía una señal de control de 24 VDC a un relevador.

4.2.3.2. Válvula reguladora

La electroválvula seleccionada tiene un rango de temperatura de operación entre 0°C y 55°C y ésta es alimentada con 24 VA. La señal de control es de 0 a 10 VDC y está controlada por medio del módulo NI9269 (salida analógica de 10 V). La interfaz con el usuario está controlada por la ecuación 4.4:

$$V_{out} = 1.5563(P_{aper}) - 6.125 \quad (4.4)$$

donde:

V_{out} = porcentaje de apertura de la válvula

P_{aper} = voltaje de salida que envía el módulo

4.2.3.3. Control de flujo

El valor del flujo suministrado se puede controlar de dos maneras, manual y automática. En el caso del control manual, el usuario tiene que colocar en el panel frontal el valor de la apertura de la válvula deseada (entre 0 y 100) y verificar que el flujo volumétrico sea el deseado. Las variaciones de flujo son de ± 0.10 l/min

El control automático se realiza mediante un PID, el cual para su funcionamiento requiere los valores del rango de salida (*output range*), *setpoint*, y la variable del proceso (*process variable*). El rango de salida es la apertura mínima y máxima sobre la que la válvula va a trabajar. El *setpoint* es el flujo volumétrico deseado y la variable del proceso es el porcentaje de apertura de la válvula. Como el tiempo de reacción de la válvula es muy largo, se colocó un caso en donde se espera 5 segundos antes de comenzar a variar la apertura de la válvula.

4.2.3.4. Protectores

La bomba tiene una protección tanto en modo automático como manual, ésta no puede ser encendida si la apertura de la válvula no es mayor a 5%. En el caso del modo automático, la bomba se enciende automáticamente una vez ingresado el caudal deseado.

4.2.3.5. Almacenaje y procesamiento de datos

El programa desarrollado tiene la capacidad de almacenar todos los valores obtenidos por los sensores, así como fecha y hora de las mediciones. Se realiza mediante la creación, apertura y escritura de un archivo de texto.

En la pantalla frontal se despliegan los valores en tiempo real sensados, así como la graficación de los mismos.

4.2.4. Puesta a punto de la instalación

En esta etapa se realizan pruebas experimentales previas a las definitivas para corroborar el correcto funcionamiento de los sensores y actuadores. Se verifica la calibración de los sensores, el funcionamiento de la bomba, y la adecuada adquisición y almacenaje de los datos.

4.2.5. Ejecución de las pruebas correspondientes

Para las pruebas se establecen tres flujos volumétricos de estudio. Se utiliza como valor de flujo base el establecido como óptimo por el proveedor con un valor de 0.56 *gpm*. Se procede a aumentar y disminuir el mismo en un 20 %. Se realizan como mínimo tres pruebas para cada valor de flujo volumétrico, mismos que son reportados en el apartado de resultados. La tabla 4.3 muestra los casos experimentales estudiados. El número de Reynolds fue calculado de acuerdo a la ecuación 4.5.

$$Re = \frac{v_s \cdot D}{\nu} \quad (4.5)$$

donde v_s representa la velocidad del fluido a la entrada, D es la longitud característica correspondiente al diámetro hidráulico, y ν es la viscosidad cinemática del fluido.

Tabla 4.3: Casos experimentales de estudio

| Prueba | Flujo volumétrico [l/min] | Número de Reynolds (Re) |
|--------|---------------------------|-------------------------|
| 1 | 2.1 | $Re_1 = 1754$ |
| 2 | 2.1 | |
| 3 | 2.1 | |
| 4 | 2.5 | $Re_2 = 2105$ |
| 5 | 2.5 | |
| 6 | 2.5 | |
| 7 | 1.7 | $Re_3 = 1403$ |
| 8 | 1.7 | |
| 9 | 1.7 | |

Se realizaron pruebas diariamente durante un aproximado de dos meses. Se seleccionaron tres pruebas para cada valor de flujo volumétrico en las que las condiciones ambientales fueran semejantes.

4.2.6. Análisis de resultados

En esta etapa se procede a tratar y analizar los resultados almacenados por el sistema de adquisición datos. Se reportan eficiencias, calor útil y se realiza una comparación entre las temperaturas de entrada y salida para los distintos números de Reynolds. La información obtenida sobre la temperatura en la zona de condensación del *heat pipe* será utilizada en el capítulo 5 para la validación del método numérico, más no son significativas para el cálculo de la eficiencia y calor útil.

4.2.6.1. Eficiencia

La eficiencia del colector por hora se calcula de acuerdo a la ecuación siguiente [2]:

$$\eta = \frac{Qu}{A_c G_T} \quad (4.6)$$

donde Qu es el calor ganado en la hora de estudio, A_c es el área del colector, la cual se puede calcular de tres maneras distintas de acuerdo a la norma ISO 9488:1999, área bruta, área de apertura y área absorbadora (Apéndice A); y G_T es la radiación total incidente durante esa hora.

De manera semejante se puede calcular la eficiencia diaria del colector mediante la siguiente ecuación [3].

$$\eta_d = \frac{\Sigma Qu}{A_c \Sigma G_T} \quad (4.7)$$

donde

$$Qu = \dot{m} c (T_{out} - T_{in}) \quad (4.8)$$

c es el calor específico del agua; T_{in} y T_{out} representan la temperatura de entrada y salida del colector solar respectivamente.

La mayoría de los estándares se ha utilizado el área de apertura como el valor estándar para el cálculo de la eficiencia. Sin embargo, en la siguiente sección se reportará la eficiencia con respecto a los tres valores de área del colector.

4.3. Resultados

En este capítulo se ha explicado el procedimiento para el análisis energético experimental de un colector solar de tubo al vacío tipo *heat pipe*. Se realizaron pruebas experimentales a tres números de Reynolds distintos (Re_1 , Re_2 y Re_3) y los datos presentados en este estudio corresponden a tres días característicos de prueba para cada uno de los flujos utilizados.

Las gráficas siguientes muestran la distribución de temperaturas a la entrada y salida del colector solar en comparación con la radiación solar incidente. Resulta muy clara la tendencia de las temperaturas; la temperatura inicial de entrada comienza a

temperatura ambiente, y debido a que las pruebas se hicieron en el mes más caluroso del año para esta zona geográfica, las temperaturas oscilaban alrededor de los 30°C . Conforme avanza el día y la radiación solar va aumentando, se incrementan tanto la temperatura de entrada como la de salida en el colector. Dichas temperaturas van decayendo conforme avanza el día después de las 16 horas, cuando disminuye la intensidad de la radiación solar. Las temperaturas tienen un tendencia de disminución gradual en comparación con la radiación, esto debido a la inercia térmica existente en el sistema.

La figura 4.6 presenta la distribución de temperatura y radiación solar incidente para los tres días de prueba característicos a Re_1 . Bajo este régimen, se exhibe una ganancia de temperatura máxima por hora de 4.5°C , 4.6°C y 4.8°C para cada día de prueba. De forma similar, para Re_2 (figura 4.7 muestra una ganancia de temperatura máxima por hora de 3.4°C , 3.6°C y 3.2°C para los tres días de prueba. Finalmente, para Re_3 , se observa en la figura 4.8 una ganancia máxima por hora de 5.1°C , 5.0°C y 4.9°C .

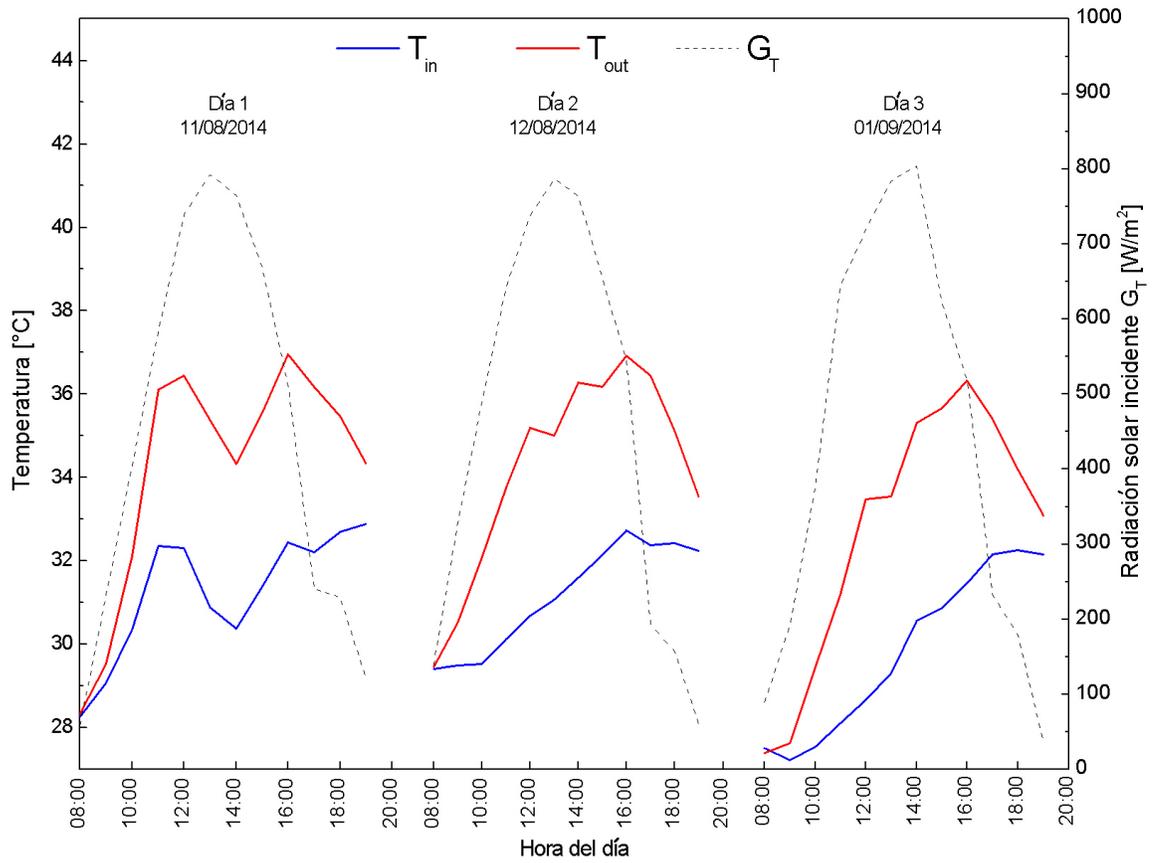


Figura 4.6: Distribución de radiación solar incidente y temperatura a la entrada y salida del colector para tres días de prueba a $Re_1 = 1754$

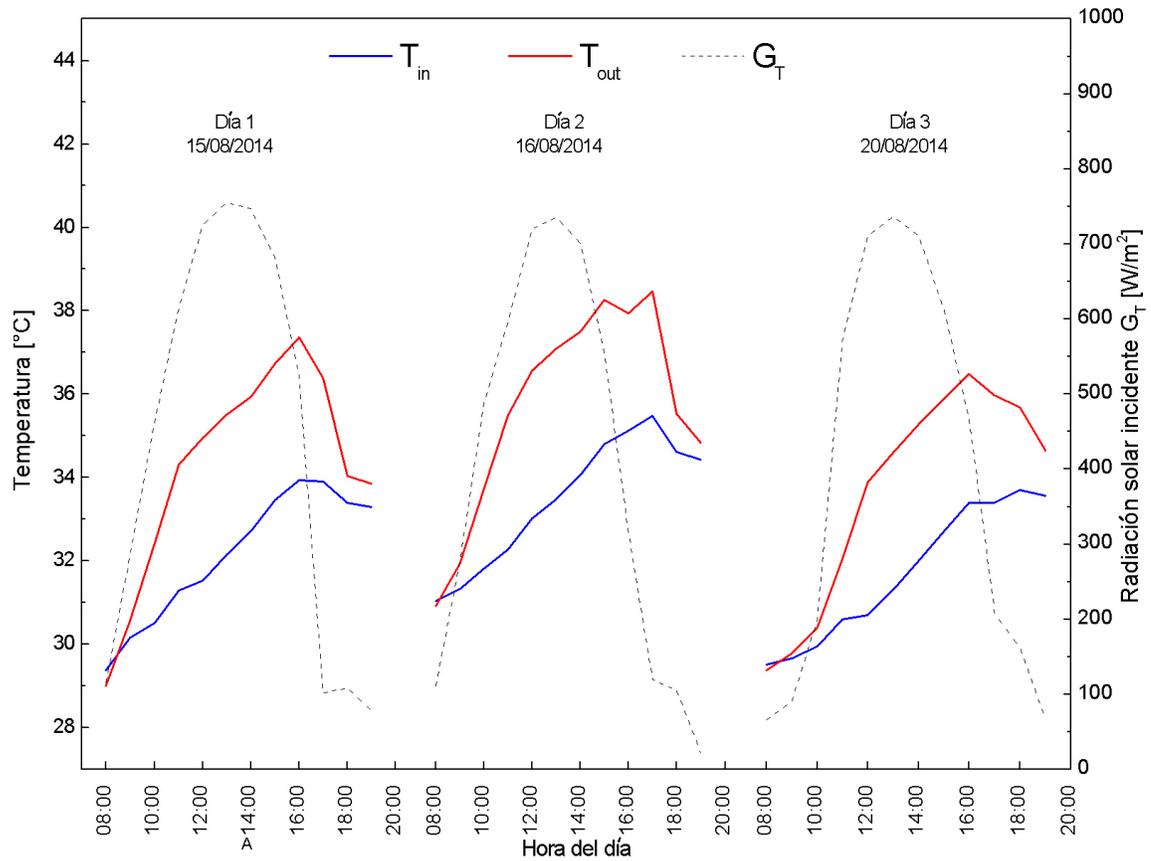


Figura 4.7: Distribución de radiación solar incidente y temperatura a la entrada y salida del colector para tres días de prueba a $Re_2 = 2105$

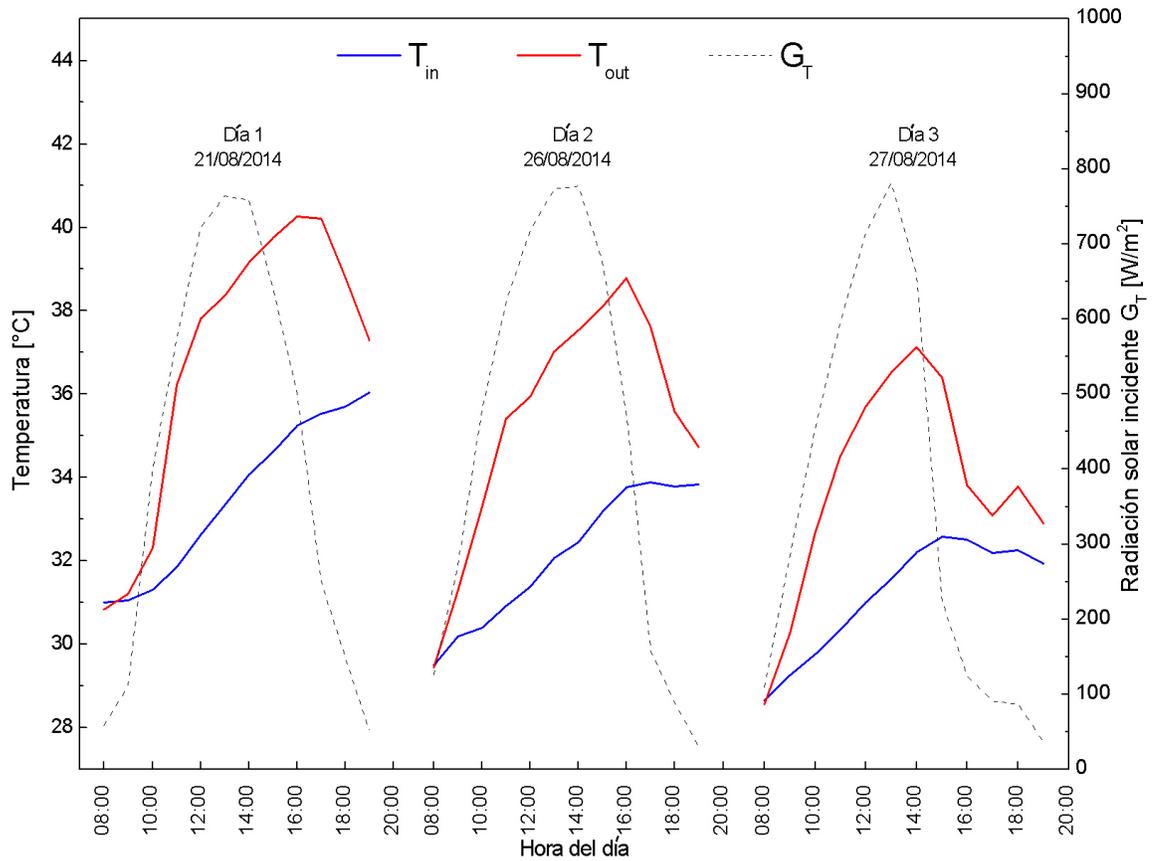


Figura 4.8: Distribución de radiación solar incidente y temperatura a la entrada y salida del colector para tres días de prueba a $Re_3 = 1403$

Es evidente que para el flujo volumétrico más bajo, es decir a Re_3 , se presenta una mayor ganancia de temperatura. Esto, naturalmente, está relacionado con la cantidad de radiación incidente. Más sin embargo, dicho valor máximo osciló entre los $735 Wh/m_2$ y $800 Wh/m_2$ para todas las pruebas.

La figura 4.9 muestra la insolación solar global diaria sobre la superficie del colector así como la cantidad de energía colectada para todos los días de prueba a los diferentes valores de flujo volumétrico.

Para Re_1 la insolación diaria sobre la superficie del colector varió de $2.7 MJ/d$ a $2.8 MJ/d$. De manera similar, para el segundo flujo volumétrico, es decir, a Re_2 ,

la insolación varió de $2.4 MJ/d$ a $2.7 MJ/d$. Finalmente, para Re_3 se presentó una variación en la insolación diaria entre $2.2 MJ/d$ y $2.7 MJ/d$.

La energía recaudada por el colector solar varió para el primer flujo volumétrico (Re_1) entre $1.3 MJ/d$ y $1.6 MJ/d$. Para Re_2 la fluctuación en la energía colectada se encuentra entre los $1.2 MJ/d$ y $1.4 MJ/d$. Por último, para el tercer flujo de estudio, es decir a Re_3 , la energía colectada varió entre los $1.6 MJ/d$ y $1.4 MJ/d$. Esto revela que la mayor cantidad de energía colectada se recaudó bajo el régimen a Re_1 , en contraste con las pruebas realizadas a Re_2 , donde la recolección de energía fue menor. Durante los días de prueba, la mayor cantidad de energía colectada se obtiene en un rango de 11:00 a 16:00 horas, con el pico máximo promedio a las 13:50 horas.

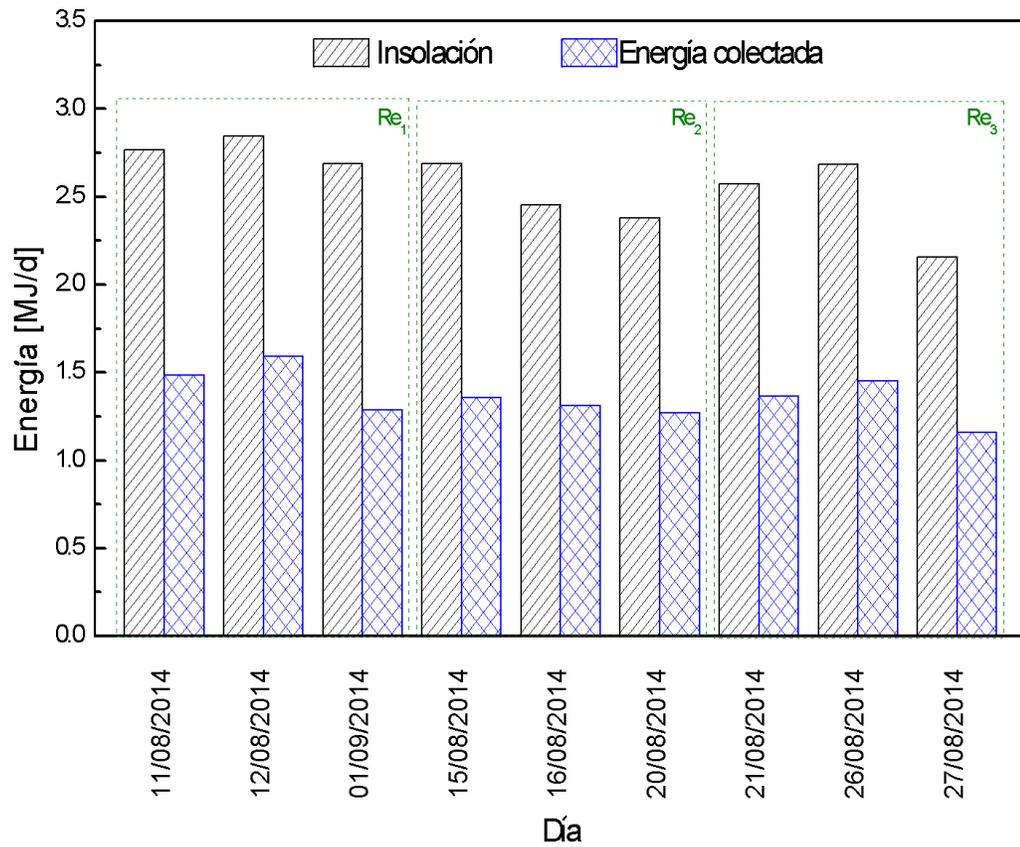


Figura 4.9: Energía colectada e insolación solar global diaria en la superficie del colector

En la figura 4.10 se realiza una comparativa entre la eficiencia con respecto al área bruta η_B , la eficiencia con respecto al área de apertura η_{AP} y la eficiencia con respecto al área absorbadora η_{AB} (Apéndice A). El colector presenta una eficiencia promedio con respecto al área bruta η_B de 15.3%, 15.3% y 15.6% para Re_1 , Re_2 y Re_3 , respectivamente. Debido a que el valor del área de apertura y absorbadora son mayores con respecto al área bruta, resulta en una mayor eficiencia. Para Re_1 , Re_2 y Re_3 la eficiencia promedio con respecto al área de apertura η_{AP} es de 52.5%, 52.4% y 53.6%, respectivamente. De manera muy semejante, la eficiencia promedio con respecto al área absorbadora es de 52.2%, 52.1% y 53.2% para Re_1 , Re_2 y Re_3 ,

respectivamente.

Debido a que la mayoría de los estándares han utilizado el área de apertura como el valor estándar para el cálculo de la eficiencia, si consideramos únicamente η_{AP} , se observa que bajo el régimen a Re_3 se obtiene la eficiencia más alta del colector.

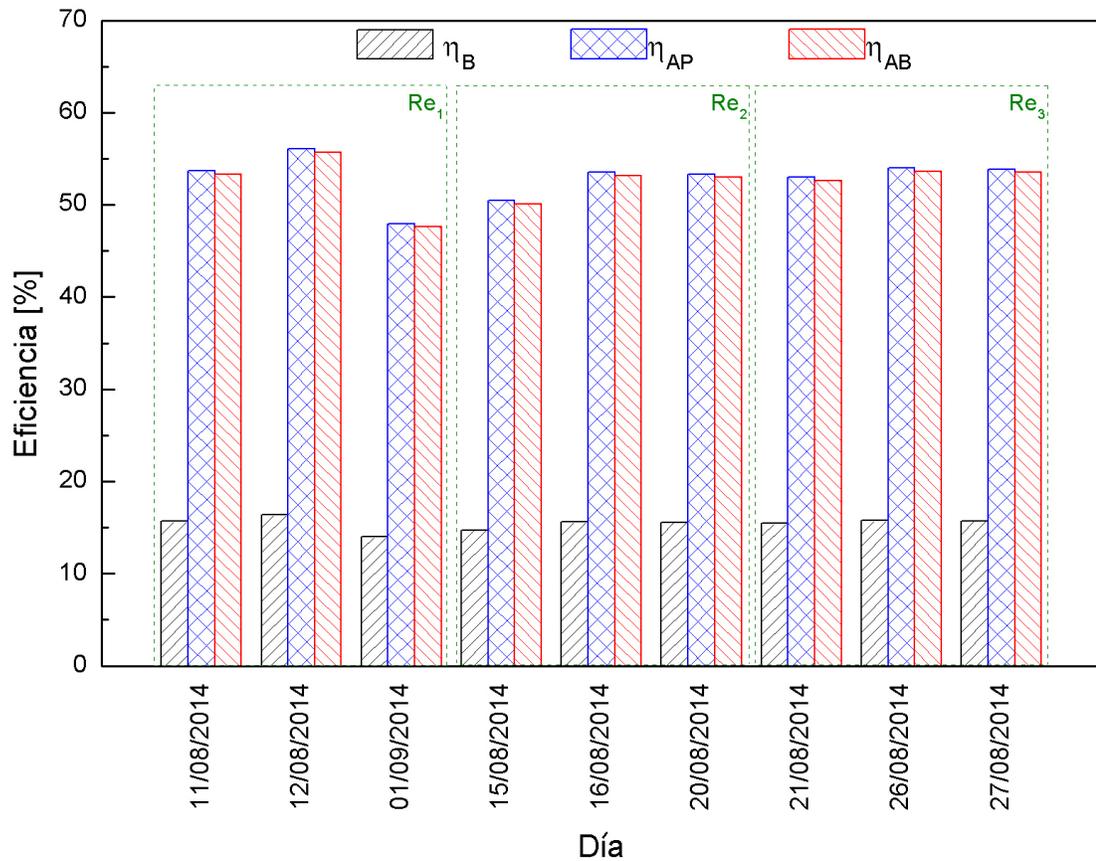


Figura 4.10: Eficiencias η_B , η_{AP} y η_{AB} para cada día de prueba a tres números de Reynolds

CAPÍTULO 5

ANÁLISIS NUMÉRICO

| | |
|---|------------|
| 5.1. Metodología | 83 |
| 5.2. Preprocesamiento | 85 |
| 5.2.1. Geometría | 85 |
| 5.2.2. Mallado | 89 |
| 5.2.3. Modelos | 99 |
| 5.2.4. Materiales y propiedades físicas | 100 |
| 5.2.5. Condiciones iniciales y de frontera | 100 |
| 5.3. Solución | 103 |
| 5.4. Resultados | 104 |
| 5.4.1. Validación experimental | 104 |
| 5.4.2. Análisis numérico de los nuevos arreglos de tubos intercambiadores | 109 |

El estudio del efecto de la hidrodinámica en la transferencia de calor se realiza para el modelo del distribuidor original, el cual se valida experimentalmente. Posteriormente se inicia con el estudio de la hidrodinámica en la transferencia de calor para nuevos arreglos de tubos intercambiadores en el distribuidor. Se realiza un análisis paramétrico comparativo entre el distribuidor original y los arreglos aquí propuestos, que permitan determinar la factibilidad de la utilización de dichos arreglos.

5.1. Metodología

El estudio del efecto de la hidrodinámica en la transferencia de calor en el distribuidor hidráulico de un colector solar de tubo al vacío tipo *heat pipe* inicia con una revisión bibliográfica y estudio del estado de arte sobre el tema el cual fue estudiado en el capítulo 1. Se procede a diseñar y discretizar el dominio del distribuidor de dicho colector que se analiza utilizando métodos numéricos adecuados de acuerdo a la literatura, para este propósito se utilizó un software comercial. Los resultados numéricos son validados con una instalación experimental. Paralelamente se diseñan y discretizan nuevos modelos físicos que permitan estudiar la transferencia de calor, y así verificar la factibilidad de generar arreglos con mejor desempeño térmico para los tubos intercambiadores. Estos distribuidores se describen en la figura 5.1.

Para el análisis se solucionaron las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento y transporte turbulento dentro del dominio del distribuidor.

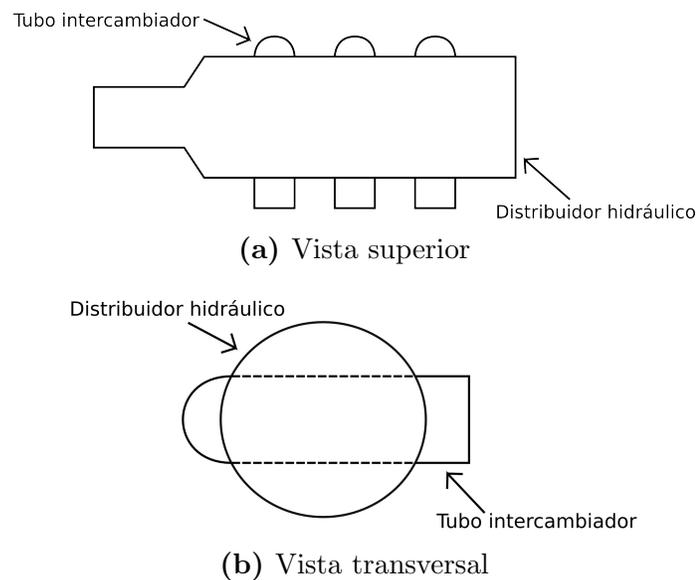


Figura 5.1: Vistas del colector solar de tubo al vacío

Las etapas para la realización del análisis computacional se describen en la figura

5.2.

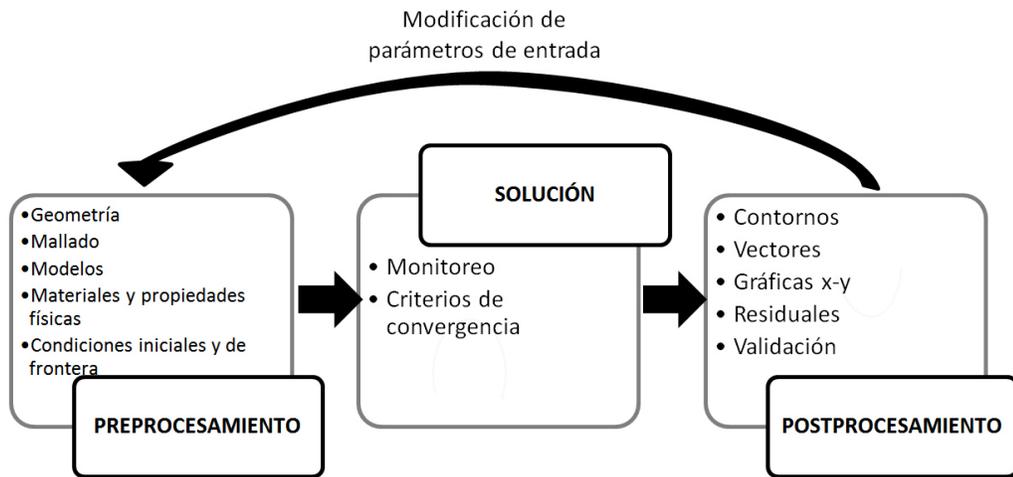


Figura 5.2: Etapas del análisis numérico computacional

1. Primeramente, se realiza el dominio CAD tridimensional a través de herramientas como Solidworks.
2. Se continúa con la división del dominio en volúmenes de control necesarios para la solución numérica, a esto se le conoce como mallado.
3. Se procede a realizar el análisis numérico del dominio en el cual se seleccionan los modelos pertinentes para la descripción del fenómeno así como las condiciones iniciales y de frontera, y métodos de solución
4. Se realiza la solución del problema con métodos iterativos
5. Finalmente se hace el postprocesamiento, es decir, la recolección y análisis de resultados necesarios para la formulación de conclusiones.

5.2. Preprocesamiento

5.2.1. Geometría

El estudio consiste en determinar la transferencia de calor en un distribuidor hidráulico modificado y compararlo con el distribuidor original. Esto se logra a partir del rediseño de los tubos intercambiadores incrustados a lo largo de la geometría del distribuidor. Es así, que existen tres geometrías de estudio, la primera correspondiente al distribuidor hidráulico original, la segunda concierne al distribuidor hidráulico con tubos intercambiadores de 5 aletas longitudinales, y la tercera para tubos intercambiadores de 6 aletas longitudinales. El dominio geométrico comprende la definición de las características de los tubos intercambiadores; el tubo distribuidor en el que estos tubos están incrustados, así como el volumen de agua inmerso en el distribuidor.

El dominio 3D computacional correspondiente a las tres geometrías descritas se generó mediante el uso de un software comercial SolidWorks 10.0.

5.2.1.1. Distribuidor original

La geometría originalmente seleccionada consiste en un distribuidor hidráulico de tubo al vacío, como se muestra en la figura 5.3. El distribuidor consta de un ducto tubular con 20 tubos incrustados a lo largo de su geometría de manera transversal en donde se conecta la sección condensadora del tubo *heat pipe* provenientes de los tubos al vacío, de acuerdo a la figura 5.4.

5.2.1.2. Nuevos arreglos de tubos intercambiadores

Se proponen dos arreglos de tubos intercambiadores, los cuales consisten en tubos con aletas longitudinales alrededor de la geometría (figura 5.5), esto con el objetivo

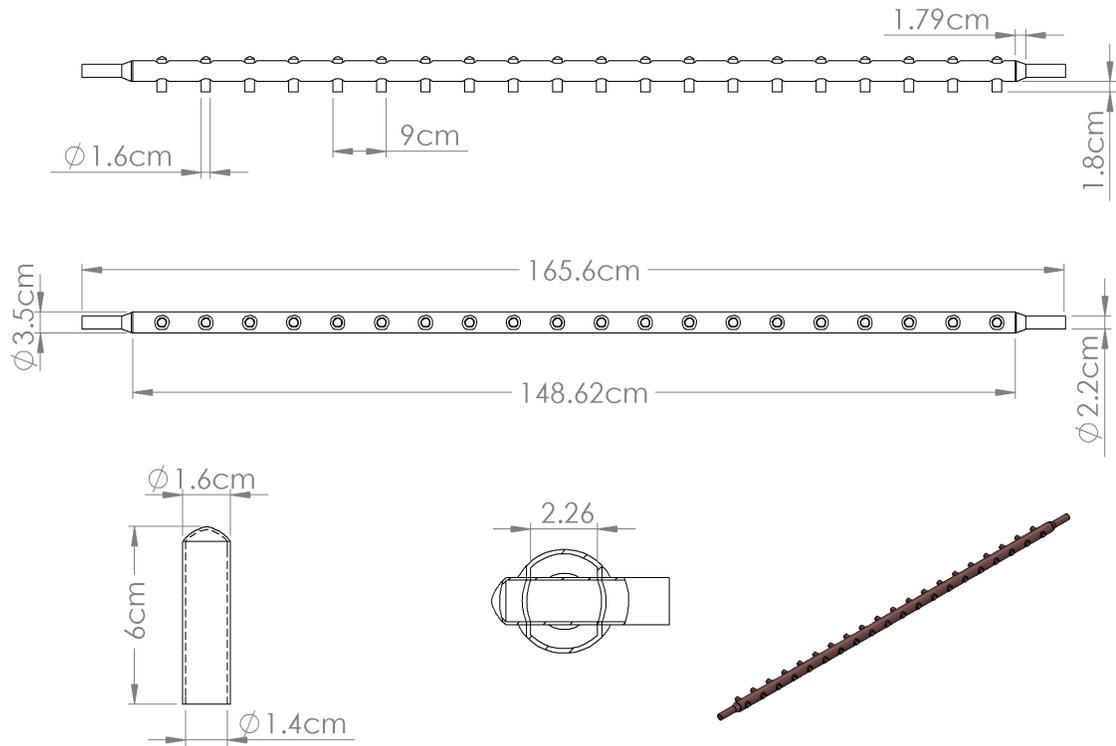


Figura 5.3: Diagrama del distribuidor hidráulico del colector solar

de modificar las características del flujo, produciendo un aumento en la transferencia de calor hacia el fluido.

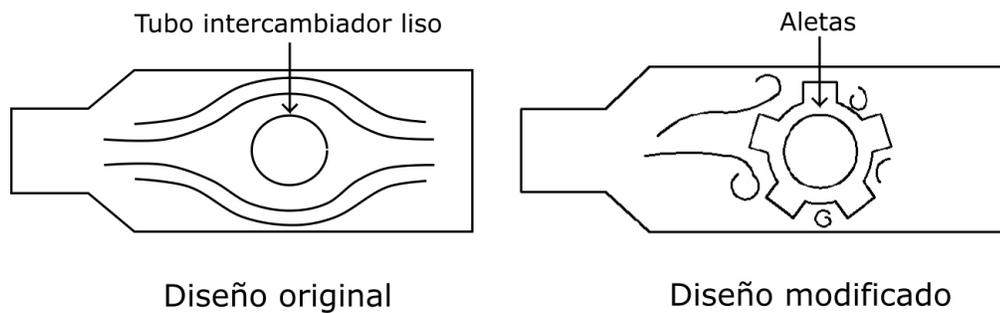


Figura 5.5: Esquema comparativo entre el diseño del tubo intercambiador original y modificado

El primero consiste en un tubo de cobre con 5 aletas en la dirección radial de su geometría como se muestra en la figura 5.6. El segundo consiste en un arreglo con 6

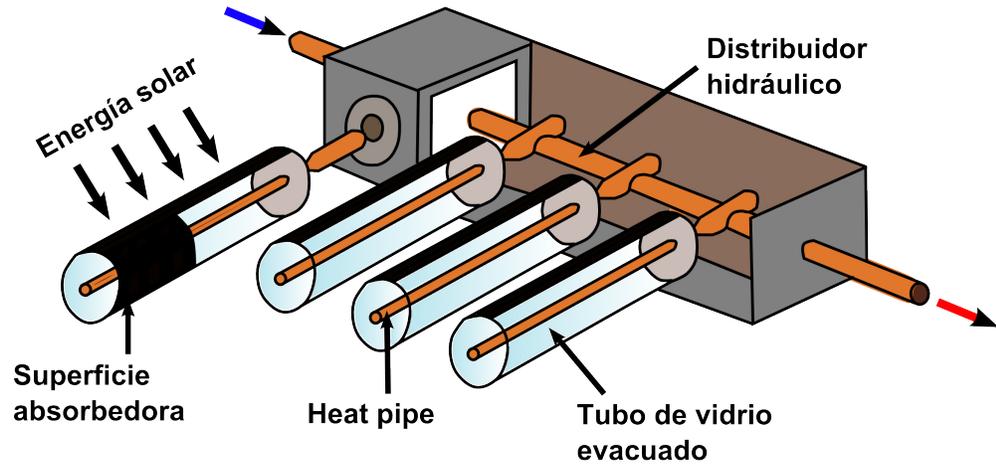


Figura 5.4: Esquema representativo de un colector solar de tubo al vacío tipo *heat pipe*

aletas como se puede apreciar en la figura 5.7.

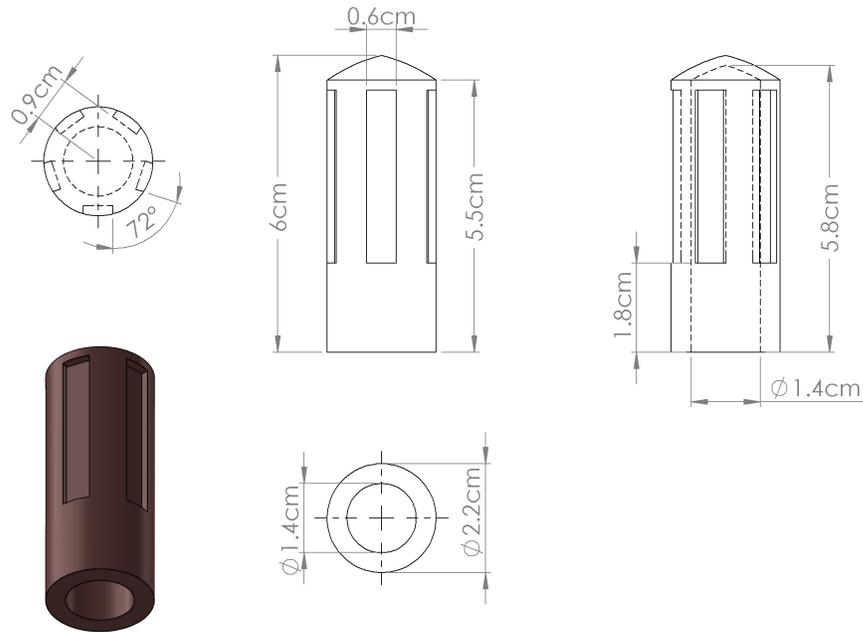


Figura 5.6: Diagrama del intercambiador propuesto con 5 aletas en su configuración

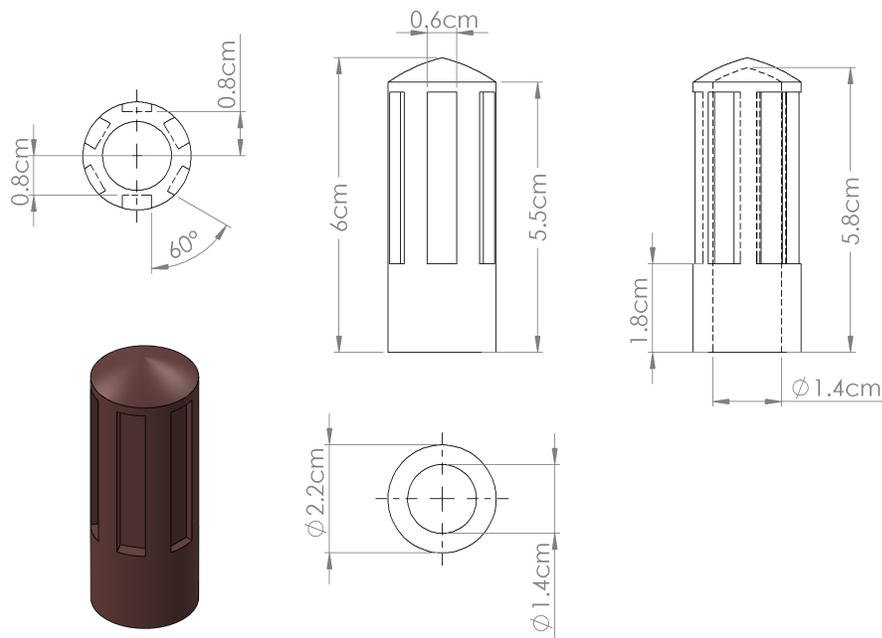


Figura 5.7: Diagrama del intercambiador propuesto con 6 aletas en su configuración

En la figura 5.8 se presenta de forma completa el distribuidor hidráulico con el nuevo arreglo de tubos intercambiadores instalados.

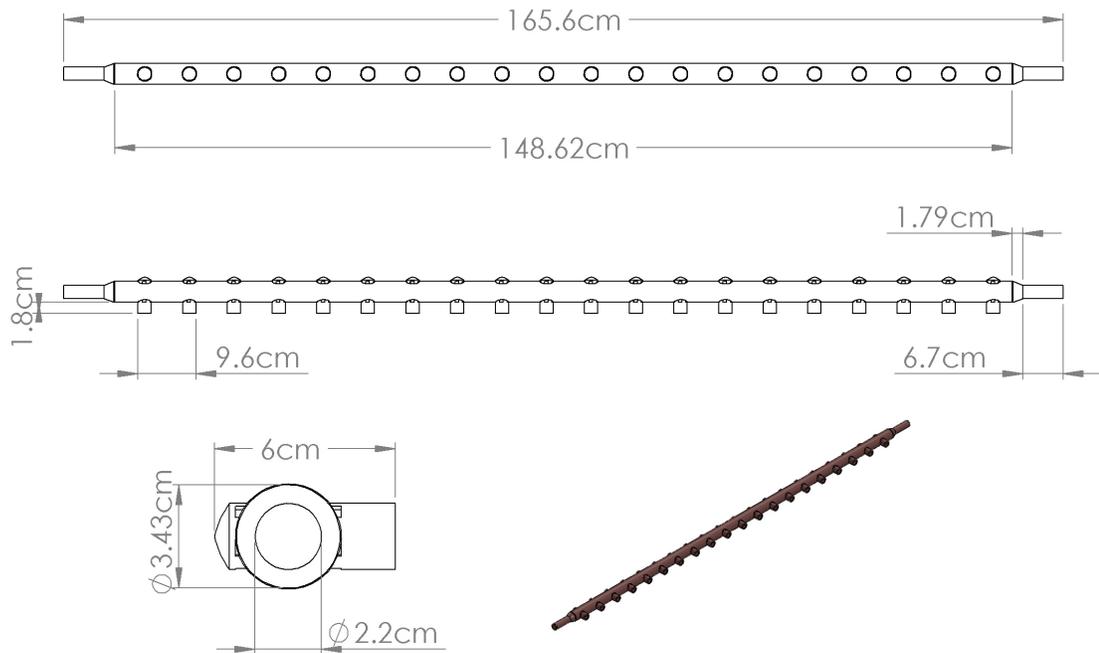


Figura 5.8: Diagrama del distribuidor hidráulico modificado con los intercambiadores propuestos

5.2.2. Mallado

El modelado de la transferencia de calor en el distribuidor hidráulico de un colector solar, se realizó mediante simulación computacional. Se utilizó el software comercial ANSYS® Workbench 15.0 y ANSYS® Fluent 15.0, los cuales ofrecen herramientas computacionales para realizar de manera práctica el estudio mediante el método de volúmenes finitos.

El dominio computacional en el distribuidor original está compuesto de diferentes zonas dependiendo del dominio a trabajar. Para el caso del distribuidor original se pueden observar la zona correspondiente al volumen dentro del distribuidor, así como la zona de los tubos intercambiadores, para este caso, lisos. En el distribuidor

hidráulico modificado con los tubos intercambiadores, existe la zona correspondiente al volumen dentro del distribuidor, asimismo, una zona alrededor de los tubos intercambiadores, y las zonas destinadas a la generación de las aletas, que pueden ser 5 ó 6 dependiendo del caso. Las zonas que conforman el dominio computacional se pueden observar en la figura 5.9.

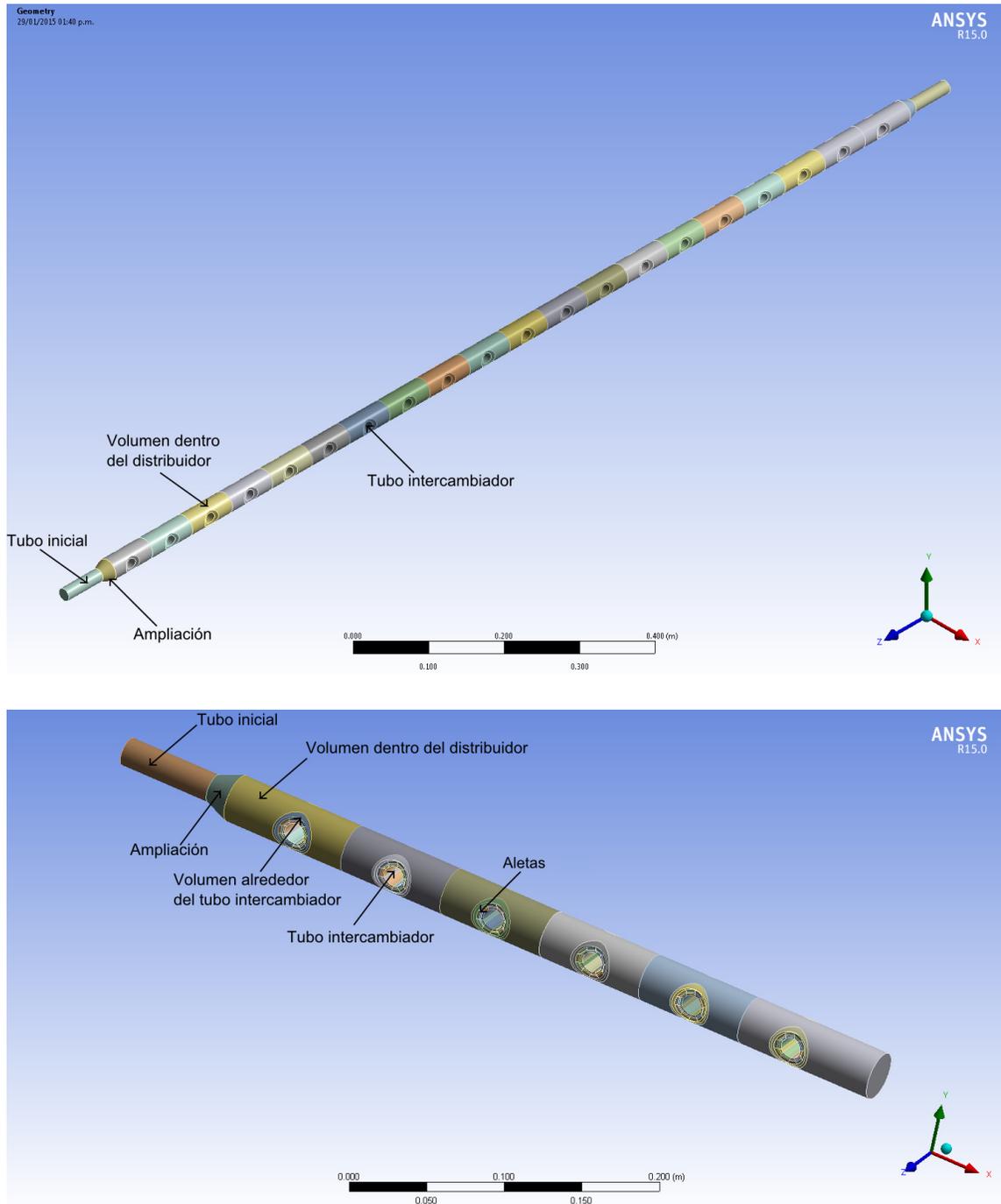


Figura 5.9: Zonas que conforman el dominio computacional para el distribuidor original y el modificado con los tubos intercambiadores propuestos

Se realiza la generación de la malla mediante la herramienta computacional ANSYS® Mesh 15.0, en donde el proceso automático de la subdivisión del dominio requiere una definición explícita de la estructura bajo la cual se genera la malla, esto para poder tener un mejor control de la calidad de los elementos resultantes de la división. Es por ello, que se realizan cortes a lo largo del distribuidor después de cada tubo intercambiador para la malla original, como se puede apreciar en la figura 5.10, esto tiene un impacto sobre el tiempo de cómputo y la calidad de los elementos. Asimismo, se realizan cortes para los distribuidores con los tubos intercambiadores propuestos, en el que además de efectuar un corte después de cada tubo intercambiador, se realiza uno alrededor de los mismos, para obtener mayor control sobre el mallado debido a la complejidad de la geometría. Los cortes en la geometría definida para el distribuidor con tubos intercambiadores de 5 y 6 aletas longitudinales se puede observar en las figuras 5.11 y 5.12.

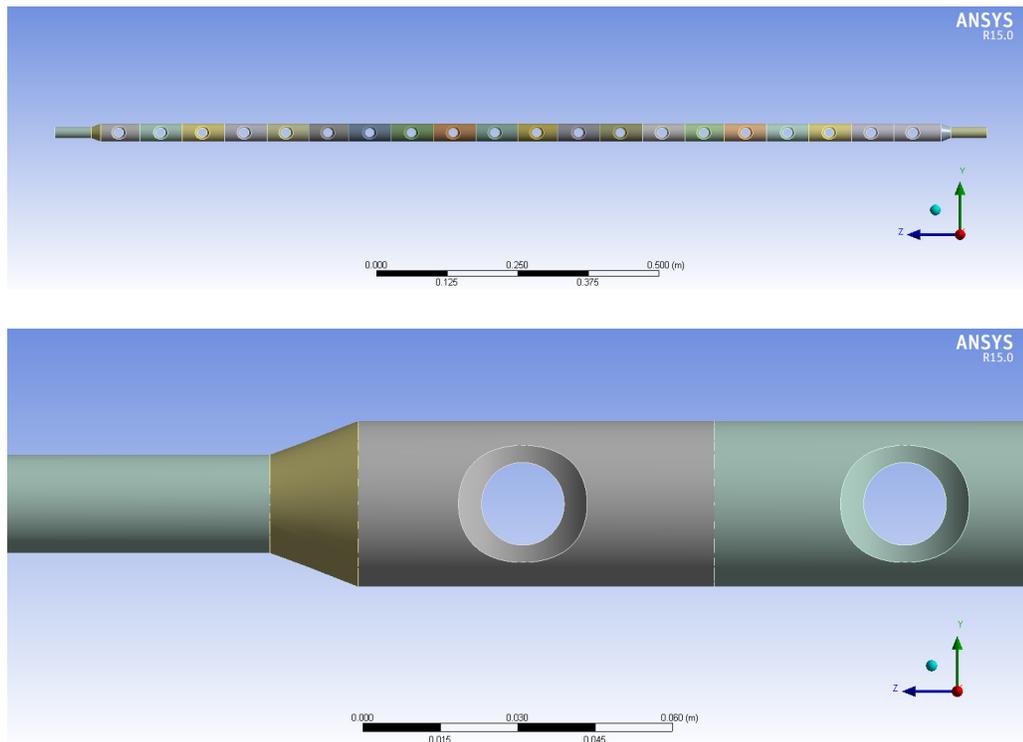


Figura 5.10: Geometría del distribuidor hidráulico original

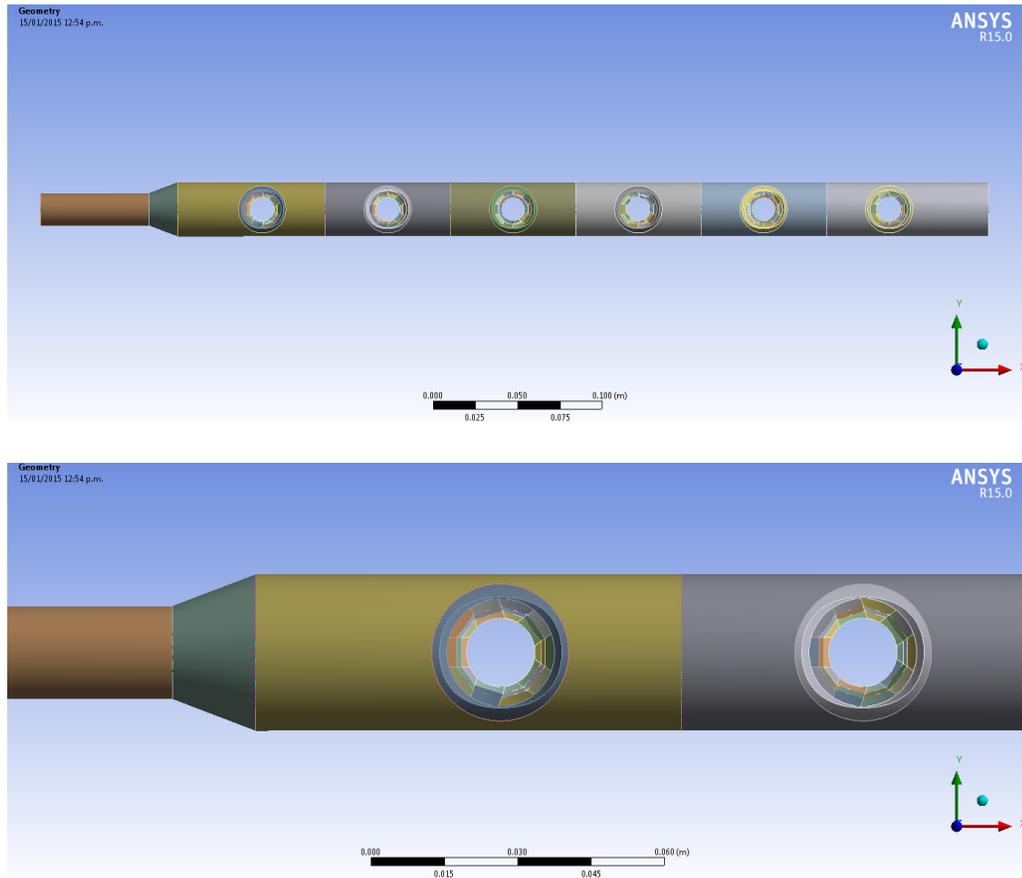


Figura 5.11: Geometría del distribuidor hidráulico con tubos intercambiadores de 5 aletas longitudinales

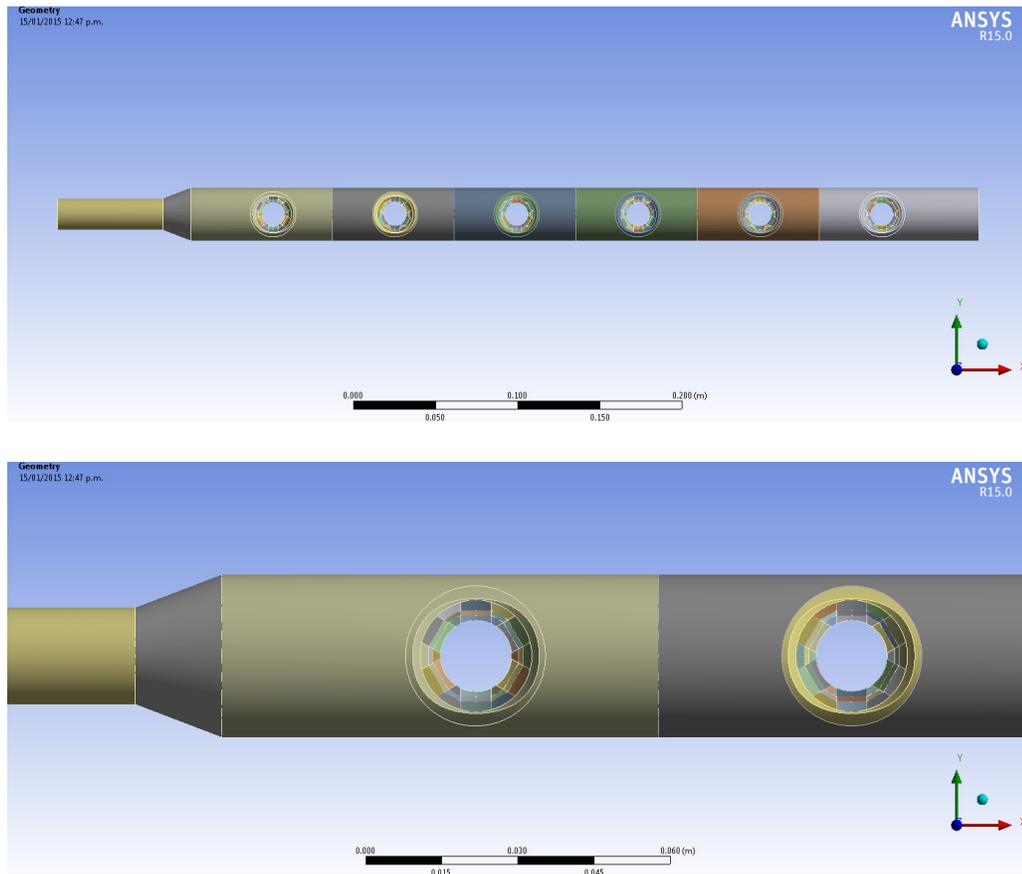


Figura 5.12: Geometría del distribuidor hidráulico con tubos intercambiadores de 6 aletas longitudinales

5.2.2.1. Distribuidor original

Debido a que la geometría del distribuidor original está formada por figuras cilíndricas, el resultado de la malla en elementos hexaédricos demanda la generación de cortes para un mejor control de los elementos resultantes. Para una determinación más exacta de los elementos, se definen un número de divisiones para cada una de las aristas de los volúmenes que conforman el tubo principal del distribuidor. Se realiza un número de divisiones a lo largo del tubo inicial y posteriormente se procede con un barrido hacia la zona de ampliación.

La malla generada para el dominio computacional correspondiente al distribuidor original esta formada por 6.83×10^6 elementos hexaédricos, con una calidad promedio de 0.034, donde 0 es equilátera y 1 es degenerada (tabla 3.3). Como se explicó en la sección anterior, se le realizaron cortes a lo largo del distribuidor con el objetivo de tener un mejor control sobre el mallado y la calidad de los elementos resultantes.

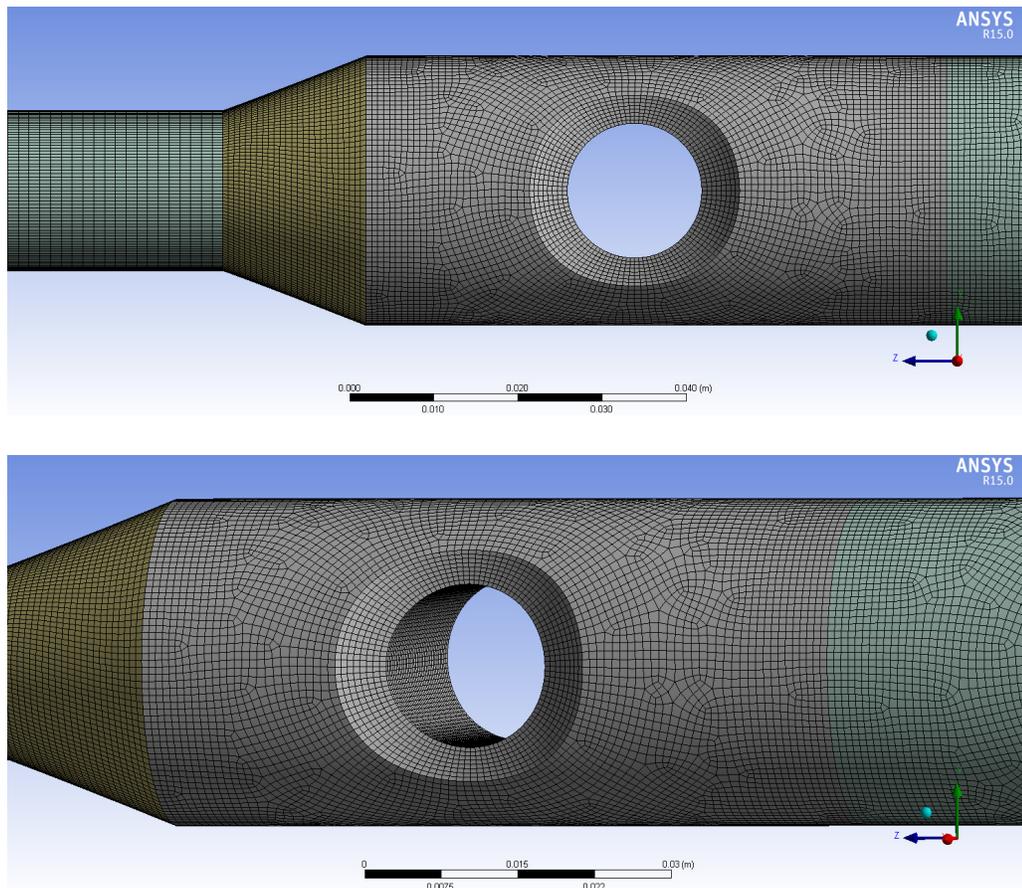


Figura 5.13: Malla para el distribuidor hidráulico original

5.2.2.2. Nuevos arreglos de tubos intercambiadores

Para el mallado del distribuidor hidráulico con los tubos intercambiadores modificados, fue necesario realizar cortes a lo largo de la geometría del tubo principal,

así como un corte cilíndrico que rodea el tubo intercambiador. Esto es debido a la complejidad de la geometría de las aletas longitudinales en el tubo intercambiador. Para el mallado de esta zona, se establece un método para la generación de tetraedros, a causa de la complejidad de esta geometría, resultó más pertinente la generación de elementos tetraédricos que hexaédricos. Sin embargo, para el resto del distribuidor se generaron elementos hexaédricos. Se determinó un número de divisiones en las aristas pertenecientes a las zonas que conforman el cuerpo principal del distribuidor, así como al tubo inicial y la ampliación. Asimismo, para el mallado de las aletas, se establecieron cantidades de divisiones en las aristas de las aletas. Para tener un control del tamaño de elementos resultantes tanto hexaédricos como tetraédricos se estableció un método de *tamaño de cuerpo* determinando el tamaño esperado de cada elemento en todo el distribuidor hidráulico.

El diseño de la geometría del distribuidor con los tubos intercambiadores de 5 aletas longitudinales se observa en la figura 5.11, con su respectiva malla compuesta por 1.73×10^7 elementos con una oblicuidad promedio de 0.25 la cual puede apreciarse en la figura 5.11.

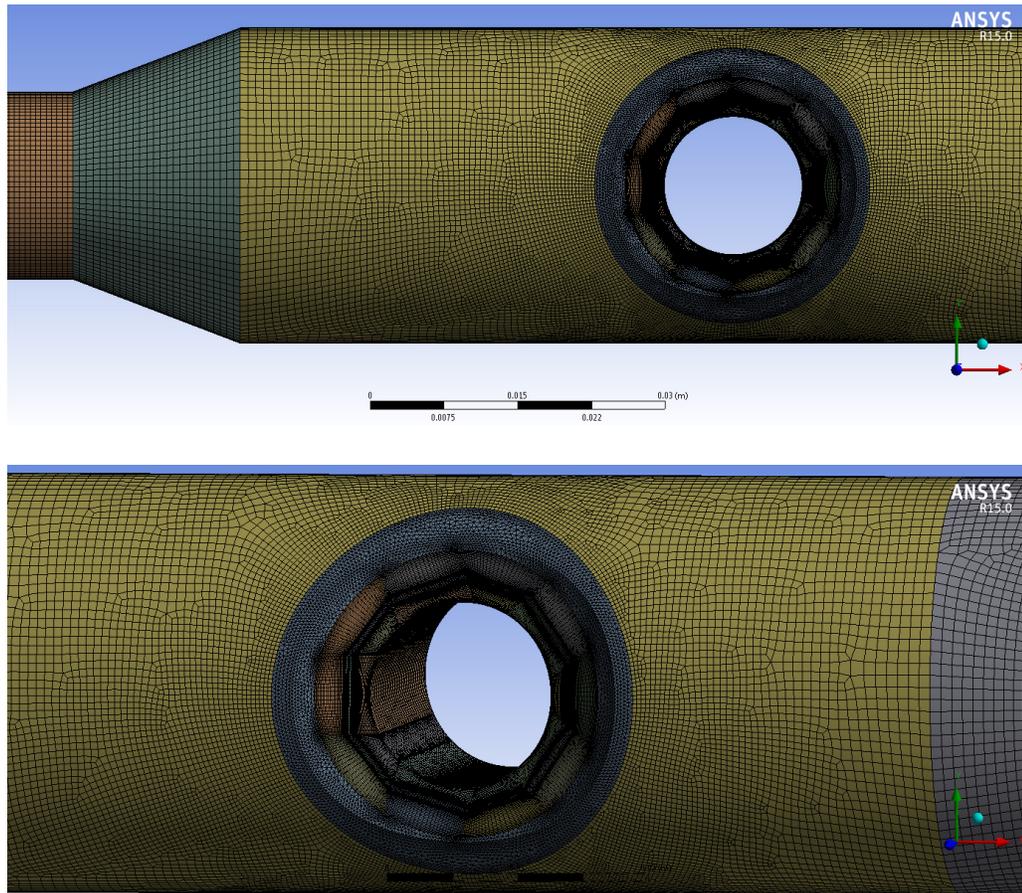


Figura 5.14: Malla del distribuidor con tubos intercambiadores de 5 aletas

La malla computacional correspondiente al distribuidor hidráulico con tubos intercambiadores de 6 aletas, construida con 1.67×10^7 elementos, en su mayoría hexaédricos, puede observarse en la figura 5.15. La malla tienen una oblicuidad promedio de 0.25. Puede apreciarse que la figura 5.12 corresponde al diseño del distribuidor hidráulico con el arreglo de tubos intercambiadores con 6 aletas.

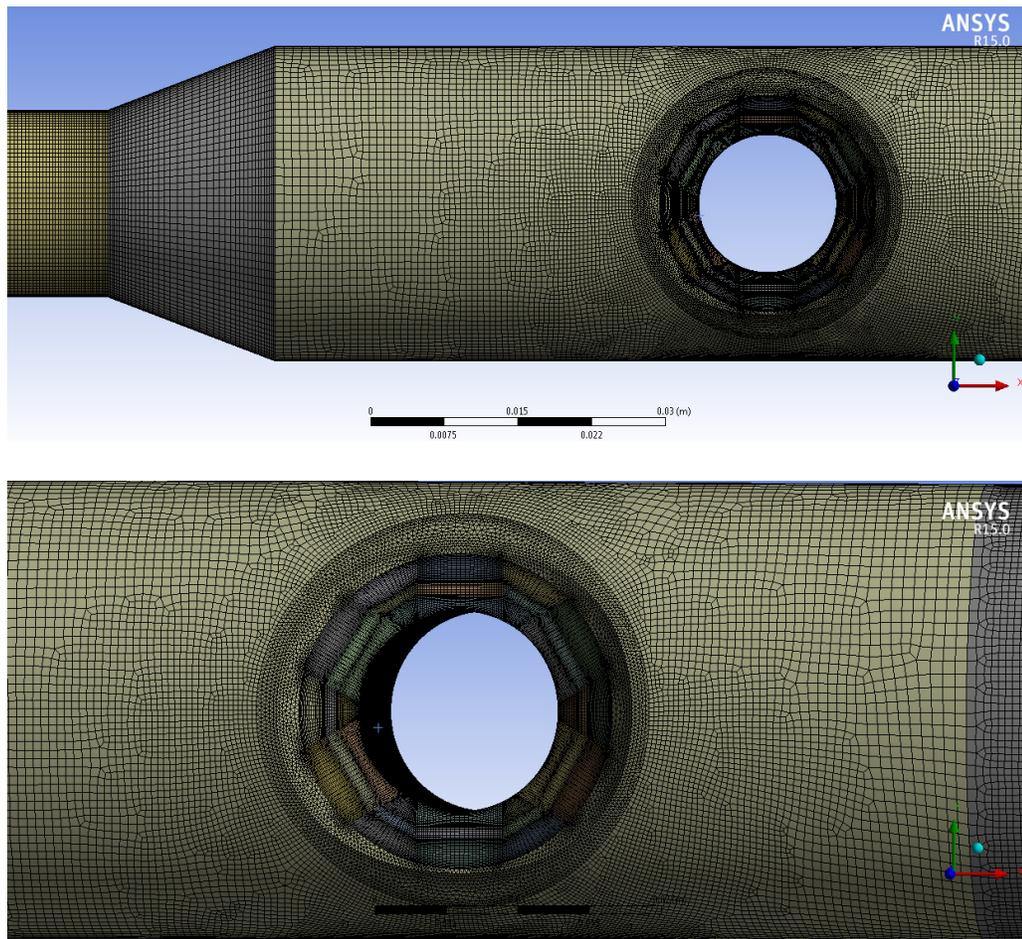


Figura 5.15: Malla del distribuidor con tubos intercambiadores de 6 aletas

5.2.3. Modelos

Las simulaciones computacionales se realizaron con análisis numérico de doble precisión, esquemas de interpolación Standard para los términos difusivos y Upwind de segundo orden para los términos convectivos. Asimismo, se utilizan dichos métodos para el cálculo de las propiedades termofísicas en las caras del volumen de control. El algoritmo SIMPLE se empleó para el acoplamiento de velocidad y presión.

A pesar de que el número de Reynolds se encuentra en el orden de 2000 (tabla

4.3) se prevé la aparición anticipada de turbulencia como consecuencia de la interacción de estelas y los desprendimientos de líneas de corriente detrás de los cilindros, promoviéndose un incremento en el proceso de mezclado y cambios en el transporte de la cantidad de movimiento. Por lo anterior se emplea un modelo de turbulencia $k - \varepsilon$ realizable, cuyas ecuaciones de transporte se describen en la sección 3.4.1.

5.2.4. Materiales y propiedades físicas

Se especifican las zona correspondientes a sólidos y fluidos, y se asignan las propiedades físicas de acuerdo a la tabla 5.1. El agua se considera incompresible, de propiedades constantes y Newtoniano.

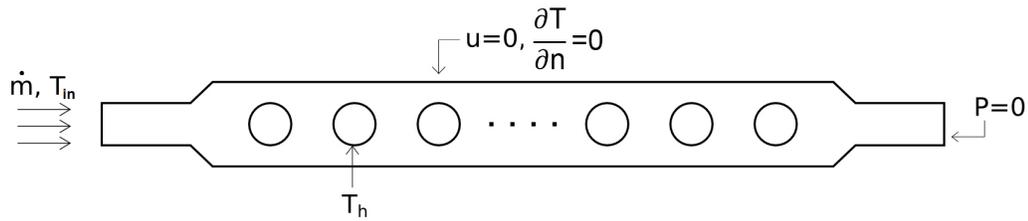
Tabla 5.1: Propiedades físicas de los materiales utilizados en el estudio numérico

| Propiedad | Símbolo | Unidades | Cobre puro [1] | Agua a 30 °C [2] |
|-----------------------|---------|-----------------|----------------|------------------|
| Densidad | ρ | kg/m^3 | 8,933 | 996 |
| Calor específico | c | $kJ/kg \cdot K$ | 385 | 4178 |
| Conductividad térmica | k | $W/K \cdot m$ | 401 | 0.615 |
| Viscosidad dinámica | μ | $kg/m \cdot s$ | – | 0.000798 |

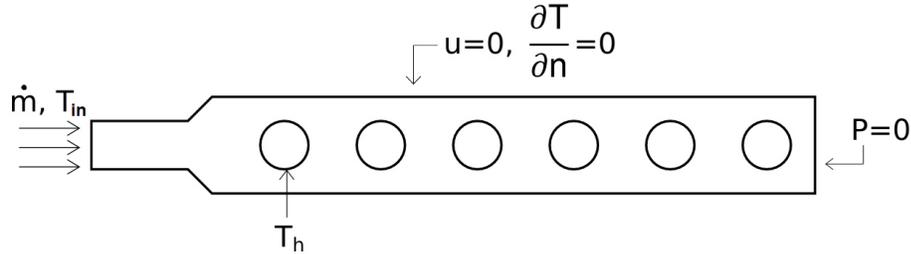
5.2.5. Condiciones iniciales y de frontera

Para la descripción del fenómeno es necesario la solución de las ecuaciones de gobierno en cada nodo que se encuentra en los volúmenes de control. Las fronteras de los volúmenes requieren de valores entrantes como salientes, es así que las condiciones de frontera se dividen de acuerdo a las características y condiciones de las zonas que conforman el dominio, como puede observarse en la tabla 5.2.

Las condiciones de frontera descritas anteriormente pueden observarse de manera gráfica tanto para el distribuidor hidráulico original como para el modificado con los tubos intercambiadores en la figura 5.16



(a) Condiciones de frontera para el distribuidor original



(b) Condiciones de frontera para el distribuidor modificado

Figura 5.16: Representación esquemáticas de las condiciones de frontera para el análisis numérico**Tabla 5.2:** Clasificación de las condiciones frontera

| Condición | Descripción |
|-----------|---|
| Exterior | Se encuentra entre el dominio y sus alrededores |
| Interfaz | Entre zonas adyacentes con contacto sólido - fluido |

5.2.5.1. Condiciones exteriores

Las condiciones exteriores son aquellas que se encuentran en las zonas entre el dominio y sus alrededores, por ello requieren valores de entrada y salida. Entre los valores de condiciones de frontera que se requieren están el flujo de masa, la presión, la temperatura, la velocidad del fluido y la condición de no deslizamiento.

La velocidad del fluido va inmersa en la condición de flujo másico que se introduce como condición de entrada, la cual requiere del valor de la dirección del flujo. Ésta puede ser ingresada ya sea a través de las componentes de la dirección de la velocidad, en dirección normal a la frontera o en dirección opuesta a la normal. Para este caso de estudio se utilizó la condición de flujo másico en dirección normal.

Se utilizaron tres valores de flujo másico distintos como condición de entrada. El primero corresponde al valor nominal determinado por el proveedor como flujo óptimo de trabajo, el cual corresponde a 0.56 gpm. El segundo y tercer flujo nominal son un aumento y disminución del 20 % en el valor del flujo nominal, respectivamente.

Se especificó la intensidad de turbulencia con un valor del 6 % la cual se calculó de acuerdo a la ecuación 5.1 [3] y el radio de viscosidad turbulenta como el diámetro mayor del distribuidor hidráulico con un valor de 0.032 m.

$$H = 0.16Re^{-1/8} \quad (5.1)$$

A la salida se determina un valor de presión, el cual es utilizado para modelar la descarga de fluido a zonas exteriores; es común la asignación de un valor igual a cero para representar una descarga libre.

En las paredes del dominio se estableció condición de no deslizamiento. En estas superficies no existirá un flujo de materia a través de ellos, además se suponen velocidades muy cercanas a cero en la proximidad de la pared.

Térmicamente, se establece a la entrada una temperatura inicial del fluido, que es con la que iniciará el cálculo de la solución. La temperatura de salida será resultado del intercambio de calor en el interior del distribuidor. Asimismo, se establece una temperatura constante en las paredes correspondientes a los tubos intercambiadores.

5.2.5.2. Condiciones de interfaz

En la zona de contacto entre un volumen definido como sólido y uno como fluido, se supone un flujo de calor continuo, es por ello que las paredes de ambos sólidos son consideradas como paredes combinadas.

La solución del fenómeno se llevó a cabo en varios casos, variando las condiciones previamente explicadas, teniendo un total de 9 casos estudiados con sus propiedades

descritas en la tabla 5.3.

Tabla 5.3: Condiciones frontera para las simulaciones computacionales

| <i>Caso</i> | Entrada | | Salida | Intercambiadores |
|-----------------|-----------------|---------------------|----------|------------------|
| | $\dot{m}[kg/s]$ | $T_{in}[^{\circ}C]$ | $P[kPa]$ | $T_h[^{\circ}C]$ |
| Original | 0.035 | 31.19 | 0 | 43.67 |
| | 0.042 | 31.19 | 0 | 43.67 |
| | 0.028 | 31.19 | 0 | 43.67 |
| 5 Aletas | 0.035 | 31.19 | 0 | 43.67 |
| | 0.042 | 31.19 | 0 | 43.67 |
| | 0.028 | 31.19 | 0 | 43.67 |
| 6 Aletas | 0.035 | 31.19 | 0 | 43.67 |
| | 0.042 | 31.19 | 0 | 43.67 |
| | 0.028 | 31.19 | 0 | 43.67 |

Aunque en el fenómeno real se presenta un flujo de calor variable de los tubos intercambiadores hacia el fluido dependiente de la radiación solar incidente, se considera un valor de temperatura constante como condición de frontera en los tubos para la simplificación del problema.

5.3. Solución

El procesamiento del análisis numérico se realiza utilizando una computadora Dell Precision-690 cuyas características se describen en la tabla 5.4.

Tabla 5.4: Características de la computadora utilizada para la solución computacional

| | |
|---------------------------|---------------------------------------|
| Sistema operativo | Windows 7 |
| Tipo de sistema operativo | Sistema de 64 bits |
| Procesador | Intel(R) Xeon(R) CPU X5365 @ 3.50 GHz |
| Memoria RAM | 64.0 GB |
| Cantidad de procesadores | 2 |
| Núcleos por procesador | 4 |

Se utilizó el software comercial ANSYS® Fluent 15.0 haciendo uso del método $k - \varepsilon$ realizable.

Se realizaron primeramente las simulaciones computacionales hidrodinámicas. Al tener la solución de éstas, se realizaron las simulaciones para la ecuación de energía. Esto es posible debido a que las ecuaciones se encuentran desacopladas. Esta estrategia permitió mejorar el tiempo de solución y el manejo de recursos computacionales.

Como criterio de convergencia, todos los residuales resultantes son inferiores a 1×10^{-5} , además de que se debe conservar la energía en el dominio computacional.

5.4. Resultados

5.4.1. Validación experimental

De los resultados experimentales se eligieron 5 datos de temperatura promedio en los tubos intercambiadores, los cuales fueron utilizados como condición de frontera térmica en la zona de los tubos intercambiadores en el análisis computacional. Asimismo, la temperatura de entrada de cada caso correspondiente a la temperatura de entrada en el análisis numérico. Dichas condiciones se presentan en la tabla 5.5.

Tabla 5.5: Condiciones de frontera para las simulaciones computacionales de la validación del método contra resultados experimentales

| <i>Número de Reynolds</i> | Entrada | | Salida | Intercambiadores |
|---------------------------|------------------|----------------------|-----------|-------------------|
| | $\dot{m} [kg/s]$ | $T_{in} [^{\circ}C]$ | $P [kPa]$ | $T_h [^{\circ}C]$ |
| $Re_1 = 1740$ | 0.035 | 31.19 | 0 | 43.67 |
| | | 31.39 | 0 | 44.82 |
| | | 30.37 | 0 | 45.11 |
| | | 31.59 | 0 | 45.37 |
| | | 32.20 | 0 | 45.25 |
| $Re_2 = 2088$ | 0.042 | 30.92 | 0 | 43.43 |
| | | 31.31 | 0 | 43.81 |
| | | 31.75 | 0 | 44.14 |
| | | 32.27 | 0 | 44.58 |
| | | 32.85 | 0 | 45.23 |
| $Re_3 = 1392$ | 0.028 | 30.28 | 0 | 38.22 |
| | | 30.76 | 0 | 42.40 |
| | | 33.32 | 0 | 46.44 |
| | | 33.70 | 0 | 46.66 |
| | | 33.76 | 0 | 46.81 |

La gráfica 5.17 muestra una comparativa entre la diferencia de temperatura contra la energía térmica ganada tanto del distribuidor hidráulico analizado experimentalmente como el estudio numérico del mismo, bajo el régimen de flujo a Re_1 . La ganancia de temperatura se define como la diferencia entre la temperatura de entrada y salida del distribuidor (ecuación 5.2). Los resultados demostraron que existe una gran concordancia entre los valores de la simulación computacional y experimentales, en donde se presentó una variación máxima y mínima en la diferencia de temperatura de 3.3% y 1.14%, respectivamente. Las diferencias máxima y mínima de ganancia de calor entre ambos estudios para este flujo másico, son de 0.009% y 0.008%.

$$\Delta T = (T_{out} - T_{in}) \quad (5.2)$$

Bajo las condiciones del número de Reynolds Re_2 (figura 5.18), las diferencias máxima y mínima en el aumento de temperatura entre el análisis experimental y numérico son de 0.56 % y 0.03 %, respectivamente. Asimismo, la ganancia de calor expone una diferencia máxima y mínima del 0.04 %, para ambos casos.

Por último, la ganancia de temperatura muestra una diferencia máxima y mínima de 1.06 % y 0.1 %, respectivamente, para Re_3 (figura 5.19). La diferencia máxima y mínima en la ganancia de calor bajo este régimen de flujo, es de 0.03 % y 0.015 %.

Dichas diferencias en la ganancia de temperatura para los tres flujos másicos se aprecian mejor en la figura 5.20. Con esto se confirma la validez del método numérico para la predicción del comportamiento termodinámico del fenómeno. Asimismo, se hace evidente la comprobación de los resultados experimentales donde concluimos que a menor número de Reynolds se obtiene el mayor incremento de temperatura.

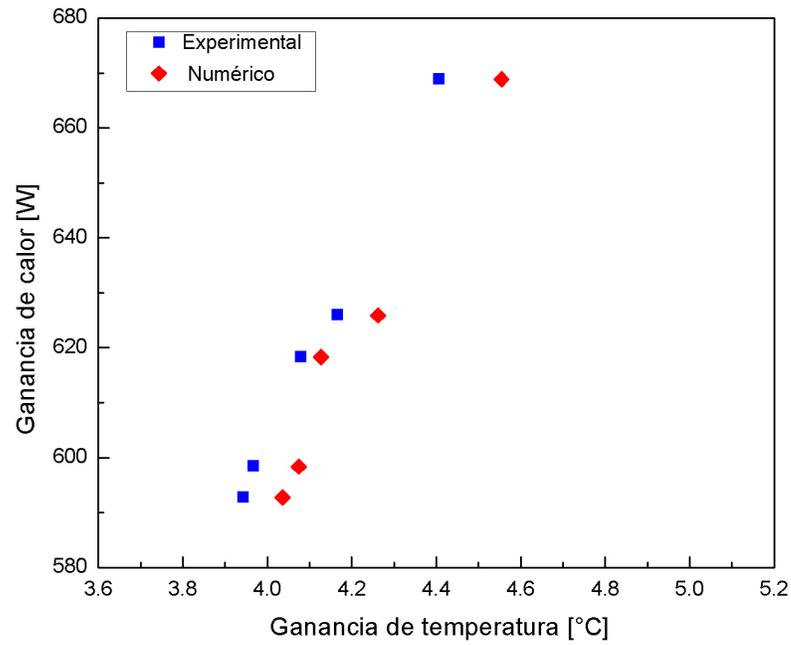


Figura 5.17: Resultados numéricos y experimentales, calor total contra diferencia de temperatura para $Re_1 = 1754$

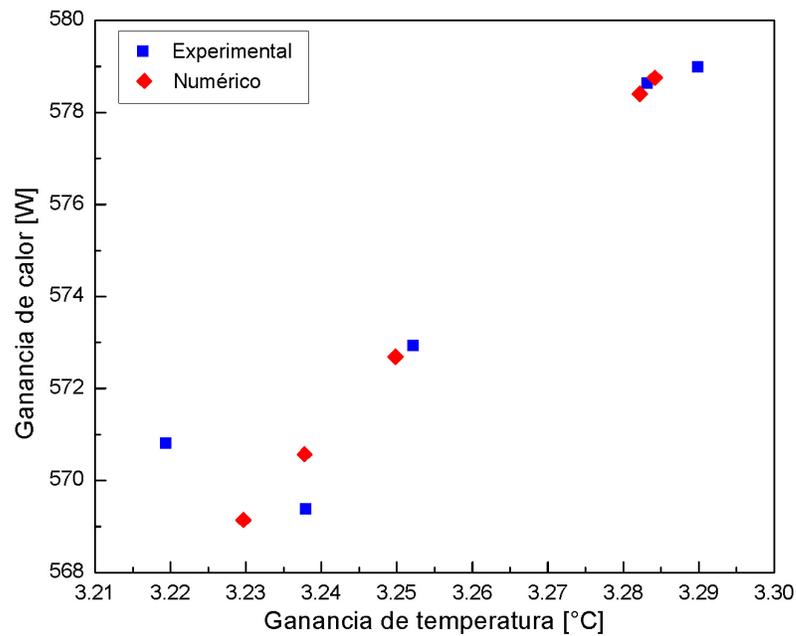


Figura 5.18: Resultados numéricos y experimentales, calor total contra diferencia de temperatura para $Re_2 = 2105$

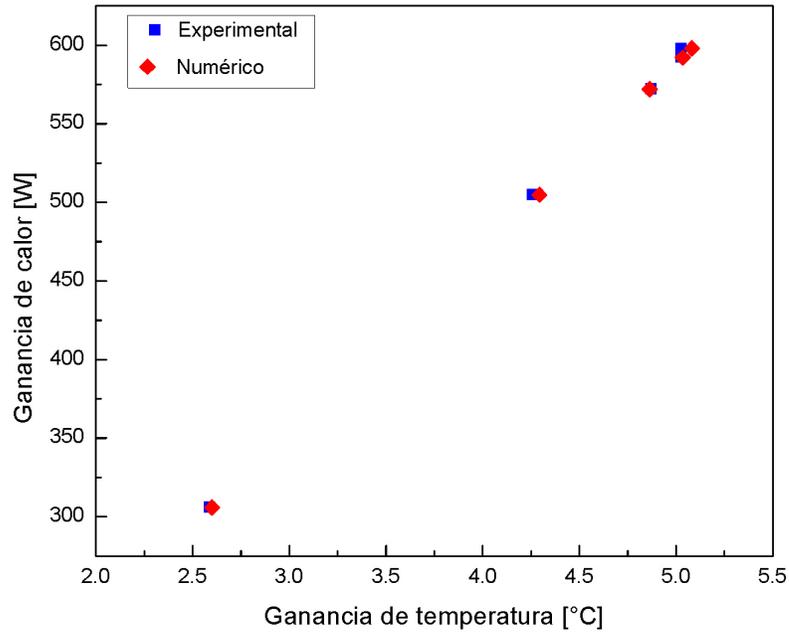


Figura 5.19: Resultados numéricos y experimentales, calor total contra diferencia de temperatura para $Re_3 = 1403$

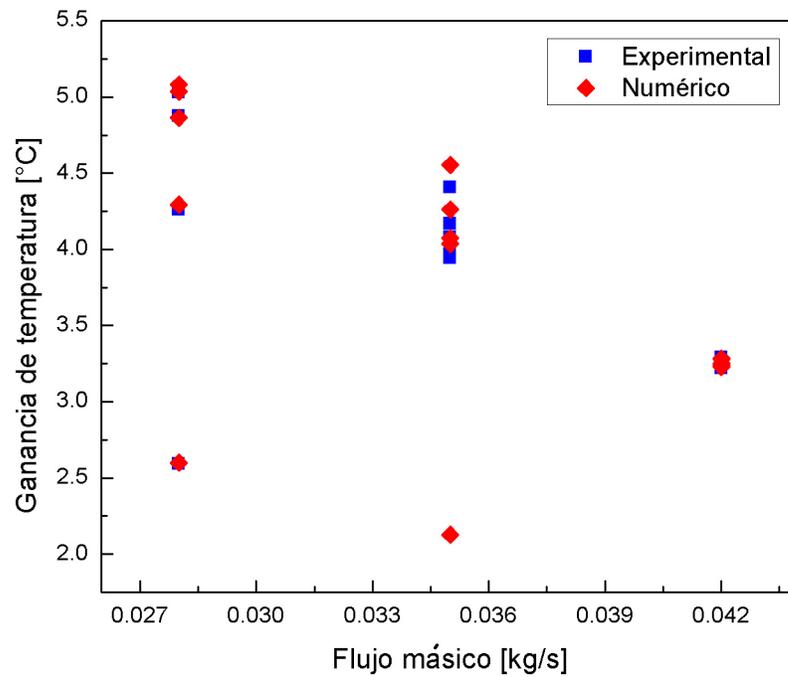


Figura 5.20: Resultados numéricos y experimentales, diferencia de temperatura total para cada flujo másico

5.4.2. Análisis numérico de los nuevos arreglos de tubos intercambiadores

5.4.2.1. Desempeño térmico

5.4.2.1.1. Distribución de temperatura

Para las gráficas 5.22, 5.23 y 5.24 se calcula una temperatura adimensional a partir de la ecuación 5.4 y se grafica contra una distancia adimensional (ecuación 5.3).

$$x^* = \frac{x}{L} \quad (5.3)$$

$$\Theta = \frac{T_{p_i} - T_{in}}{T_h - T_{in}} \quad (5.4)$$

En donde T_{p_i} es la temperatura media ponderada con el área (ecuación 5.5 [4]) en el plano posterior al tubo de estudio (figura 5.21).

$$\frac{1}{A} \int \Phi dA = \frac{1}{A} \sum_{i=1}^n \Phi_i |A_i| \quad (5.5)$$

donde A representa el área de la superficie y Φ es la variable dependiente general.

T_h es el valor de la temperatura en el tubo intercambiador y T_{in} corresponde a la temperatura media ponderada con el área a la entrada del distribuidor hidráulico. La distancia adimensional se calcula a partir de la ecuación 5.3, donde x corresponde a la distancia en metros de la posición del plano con respecto a la entrada, y L es la longitud característica equivalente a la longitud total del distribuidor hidráulico.

Entonces, Θ relaciona la diferencia de temperatura del plano y la entrada con la diferencia máxima que ocurre entre la superficie del tubo y la entrada. Es así, que si $\Theta = 1$ implica que la temperatura alcanzada es igual a la temperatura del tubo

intercambiador, lo que significaría que el fluido alcanzado su temperatura máxima. En contraste, si $\Theta = 0$ implica que la temperatura de entrada y la del plano posterior son iguales, lo que señala la ausencia de ganancia de temperatura.

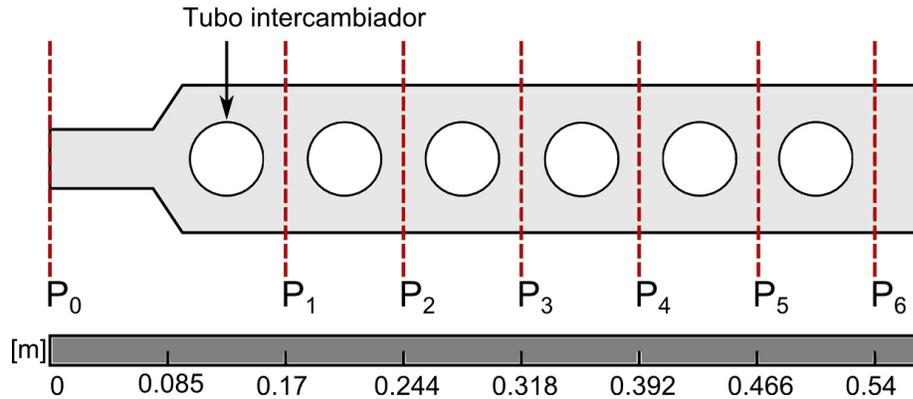


Figura 5.21: Distribución de los planos para el cómputo de las variables

Bajo el régimen de Re_1 (figura 5.22) la temperatura adimensional de los distribuidores con 5 y 6 aletas es 38 % y 35 % mayor con respecto al distribuidor original, respectivamente. Asimismo, el distribuidor con 5 aletas es 2.1 % mayor en contraste con el de 6 aletas. Es decir, con la presencia de las aletas es posible alcanzar la temperatura deseada con una menor cantidad de tubos.

Comparativamente, para Re_2 (figura 5.23), la temperatura adimensional de los distribuidores con 5 y 6 aletas es de 41 % y 26 % mayor con respecto al distribuidor original, respectivamente. El distribuidor con 5 aletas presenta un incremento del 12 % en su temperatura adimensional con respecto al distribuidor de 6 aletas.

Finalmente, para Re_3 (figura 5.24), los distribuidores con 5 y 6 aletas presentan un incremento del 34 % y 22 % con respecto al distribuidor original; presentando además, un aumento del 9.3 % al analizar el distribuidor de 5 aletas con respecto al de 6.

Es evidente que el distribuidor con 5 aletas presenta un incremento en la tem-

peratura adimensional con respecto al resto de los arreglos de los distribuidores hidráulicos para los tres regímenes de flujo, por lo que representa la mejor opción para incrementar la temperatura adimensional de los tres arreglos estudiados en esta investigación.

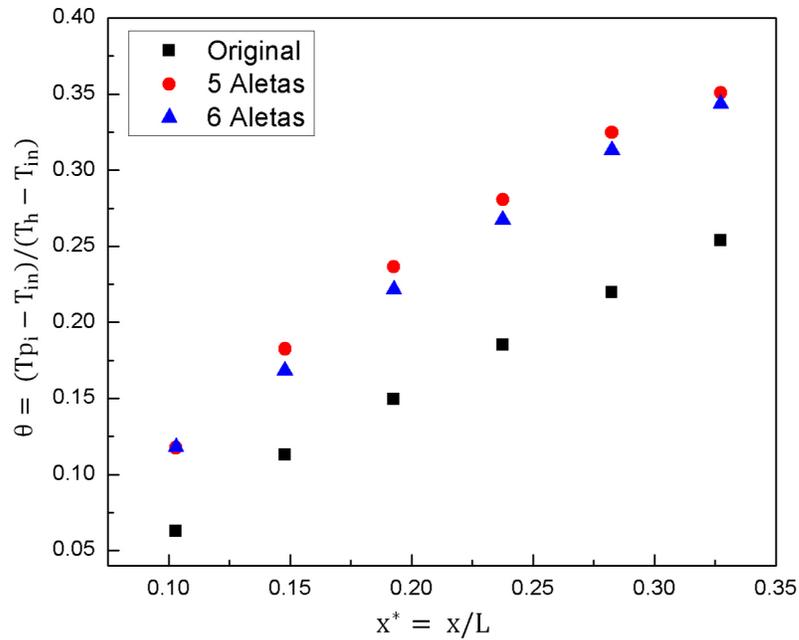


Figura 5.22: Ganancia de temperatura adimensional en función de la posición para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_1 = 1754$

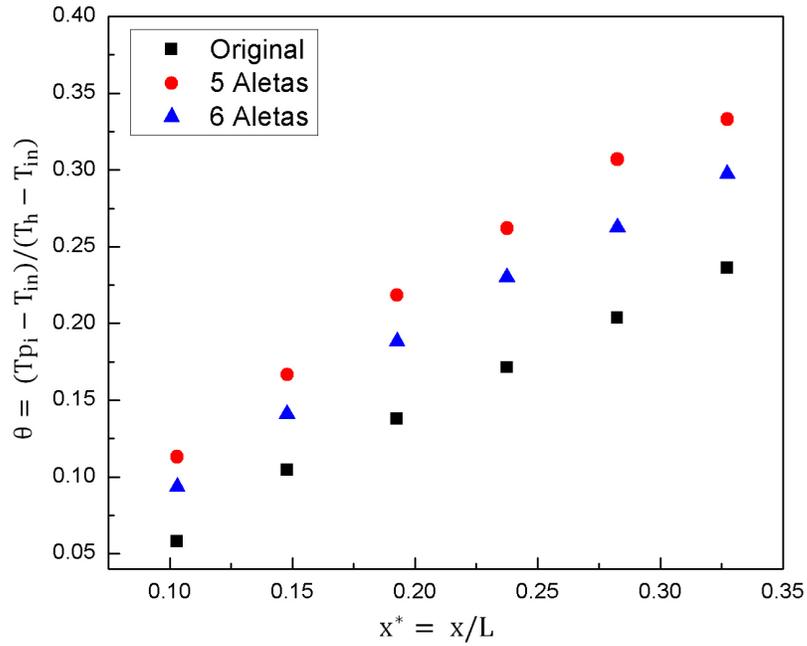


Figura 5.23: Ganancia de temperatura adimensional en función de la posición para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_2 = 2105$

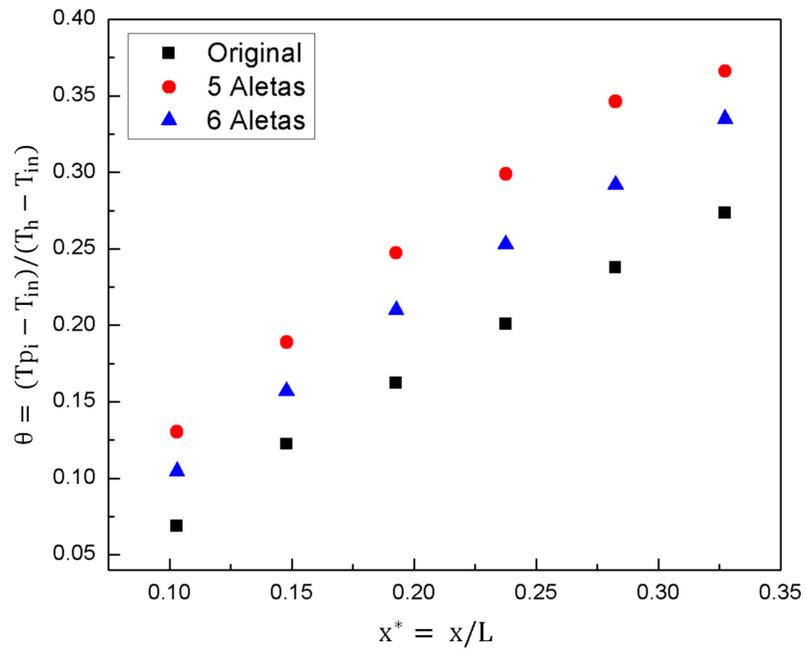


Figura 5.24: Ganancia de temperatura adimensional en función de la posición para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_3 = 1403$

5.4.2.1.2. Ganancia de calor por tubo intercambiador

Se calcula la ganancia de calor para cada tubo intercambiador de los diferentes arreglos de distribuidor hidráulico para Re_1 , Re_2 y Re_3 . La ecuación 5.6 representa el calor ganado a causa del paso del fluido por el tubo intercambiador.

$$Q_T = \dot{m} c (Tp_i - Tp_{i-1}) \quad (5.6)$$

El valor del flujo másico permanece constante a través de todo el distribuidor. Tp_{i-1} y Tp_i corresponden a la temperatura media ponderada con el área en el plano anterior y posterior al tubo de estudio, respectivamente.

Para Re_1 , el distribuidor de 5 y 6 aletas presentan una ganancia del 87 % y 96 % con respecto al distribuidor original en el primer tubo, respectivamente; dicha ganancia expone una tendencia decreciente hasta el sexto tubo donde existe una ganancia del 30 % y 7 % del distribuidor original sobre el de 5 y 6 aletas respectivamente. Finalmente, haciendo una comparación entre el distribuidor de 5 y 6 aletas, la ganancia de calor en el primer y sexto tubo es del 4 % y 21 % del distribuidor con 6 aletas sobre el de 5.

Del mismo modo, para Re_2 el distribuidor de 5 aletas presenta una ganancia del 96 % con respecto al distribuidor original en el primer tubo; la ganancia tiene una tendencia de disminución hasta que el sexto tubo el distribuidor original presenta una ganancia sobre el distribuidor con 5 aletas del 24 %. Análogamente, el distribuidor con 6 aletas exhibe una ganancia en el primer tubo del 61 % con respecto al distribuidor original; a partir de ahí la ganancia va decayendo hasta presentar en el último tubo de análisis una ganancia del 7 % del distribuidor con 6 aletas con respecto original. El distribuidor con 5 aletas presenta una ganancia en el primer tubo del 25 % con respecto al de 6 aletas, sin embargo en el sexto tubo, el distribuidor con 6 aletas muestra una ganancia sobre el de 5 del 32 % con respecto al de 5.

Por último, para Re_3 , los distribuidores de 5 y 6 aletas exponen una ganancia de calor del 90 % y 52 % en el primer tubo, respectivamente; la ganancia posee una tendencia de decrecimiento hasta el sexto tubo donde el distribuidor de 6 aletas presenta una ganancia del 20 % con respecto al original. Bajo este régimen de flujo, el distribuidor original muestra una ganancia mayor que el distribuidor con 5 aletas en el sexto tubo del 80 %. Comparando el distribuidor de 5 aletas y el de 6, el de 5 ofrece una ganancia en el primer tubo del 24 % con respecto al de 6 aletas, sin embargo para el sexto tubo el distribuidor de 6 aletas muestra una ganancia mayor que el de 5, del 116 %.

Se presenta una ganancia de calor máxima en el primer tubo, con una tendencia decreciente hasta lograr una ganancia mínima en el sexto tubo. Esto es debido a los efectos de entrada en el distribuidor, en donde a causa de la fricción y la velocidad, la transferencia de calor es, en general, mayor que en una región lejada corriente abajo.

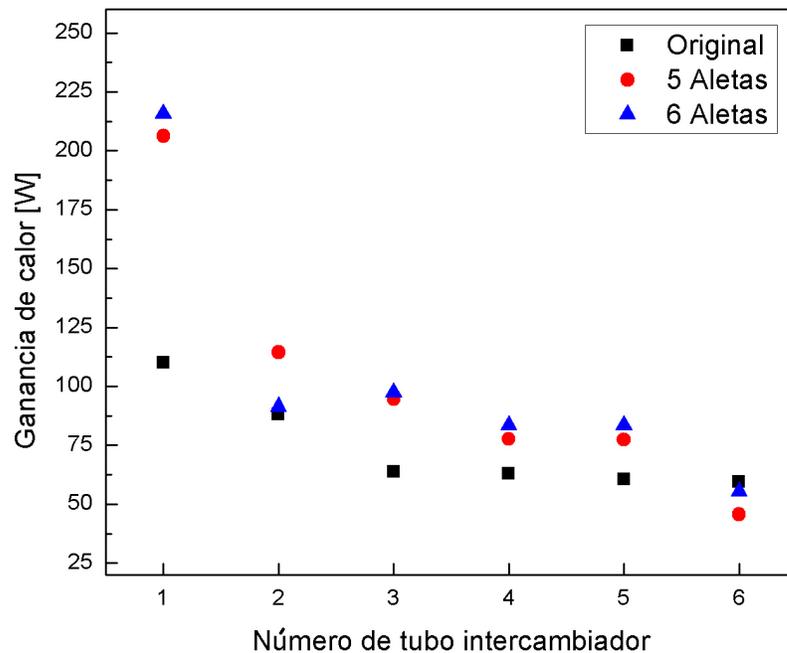


Figura 5.25: Ganancia de calor debida a cada tubo intercambiador para $Re_1 = 1754$

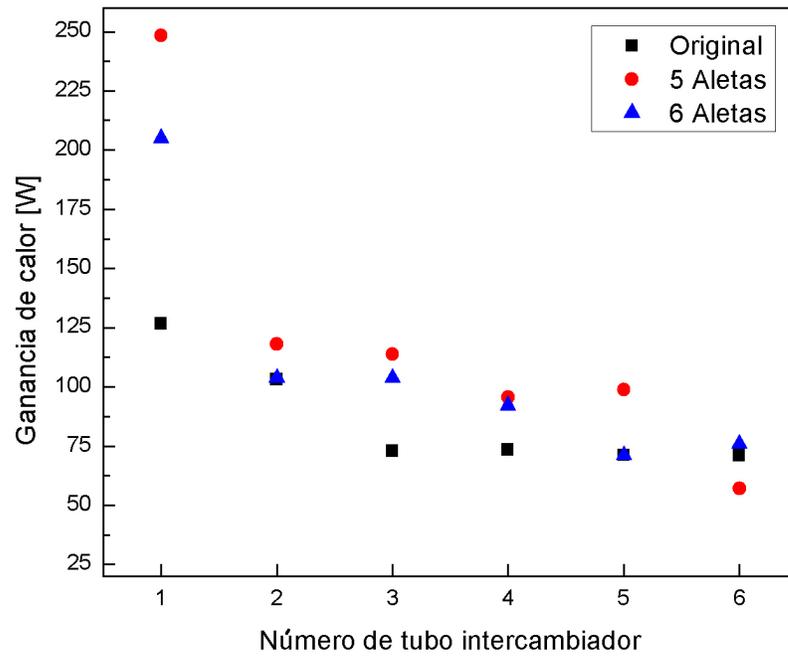


Figura 5.26: Ganancia de calor debida a cada tubo intercambiador para $Re_2 = 2105$

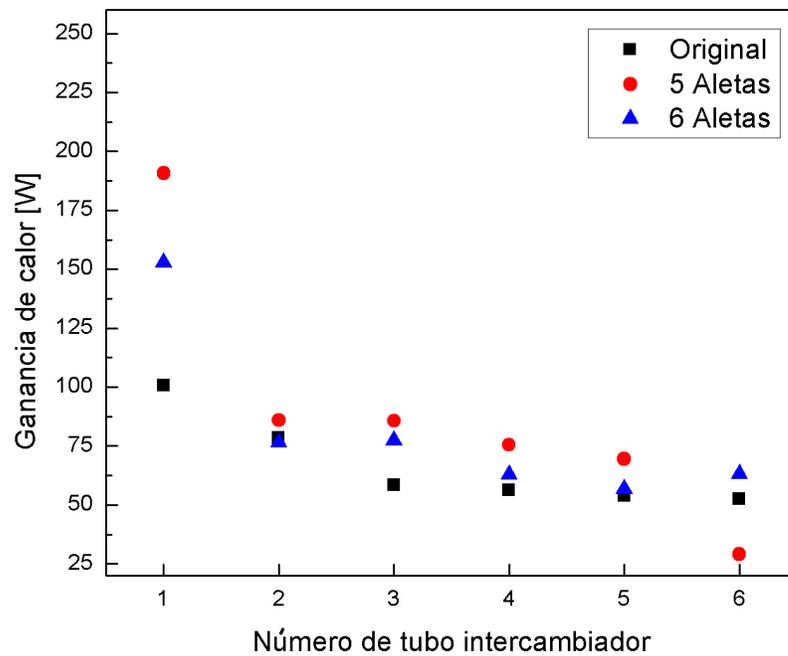


Figura 5.27: Ganancia de calor debida a cada tubo intercambiador para $Re_3 = 1403$

5.4.2.1.3. Nusselt promedio local por tubo intercambiador

Para representar la relación que existe entre la transferencia de calor por convección, con respecto a la transferencia solo por conducción se utiliza el número de Nusselt. Se calcula un número de Nusselt promedio para cada tubo intercambiador en los distintos arreglos del distribuidor propuestos a tres números de Reynolds. Para esto se utilizó la ecuación 5.7, que se expresa como:

$$\overline{Nu_T} = \frac{\bar{h}_T \cdot d}{k} \quad (5.7)$$

donde \bar{h}_T es el coeficiente de convección promedio por tubo, d es el diámetro del tubo intercambiador y k es la conductividad térmica del fluido

Con un comportamiento similar a la ganancia de calor por tubo, el número de Nusselt promedio local por tubo intercambiador presenta un Nusselt máximo en el primer tubo, de ahí expone una tendencia decreciente hasta lograr un Nusselt mínimo en el sexto tubo.

Es así que bajo las condiciones de flujo a Re_1 , los distribuidores con 5 y 6 aletas presentan un $\overline{Nu_T}$ del 158 % y 160 % mayor en comparación con el distribuidor original; asimismo, en el sexto tubo, los distribuidores exponen un Nusselt promedio del 22 % y 40 % mayor con respecto al distribuidor original. En la gráfica 5.28 se observa que el número de Nusselt para los distribuidores con 5 y 6 aletas permanece casi constante a través del distribuidor. El distribuidor con 6 aletas presenta un número de Nusselt promedio local en el primer tubo del 0.6 % mayor, asimismo, en el sexto tubo supera al distribuidor con 5 aletas en un 14 %.

Sucedee un fenómeno semejante a Re_2 (figura 5.29), donde los distribuidores con 5 y 6 aletas presentan un número de Nusselt promedio en el primer tubo del 169 % y 129 % mayor con respecto al distribuidor original, respectivamente; similarmente, en el sexto tubo, presentan un $\overline{Nu_T}$ del 10 % y 37 % mayor con respecto al original.

Comparativamente, el distribuidor con 5 aletas exhibe un número de Nusselt promedio local superior en 20% al distribuidor con 6 aletas; el número va decreciendo hasta que en el sexto tubo el distribuidor con 6 aletas expone un $\overline{Nu_T}$ mayor que el distribuidor con 5 aletas en un 25%.

Se hace evidente que el distribuidor con 5 aletas presenta un número de Nusselt promedio por tubo mayor al resto de las configuraciones para Re_2 y Re_3 en la mayoría de los tubos intercambiadores, exceptuando el sexto tubo.

Para el régimen de flujo a Re_3 (figura 5.30), en el primer tubo el distribuidor con 5 y 6 aletas presentan un incremento del 160% y 109% con respecto al distribuidor original. Homológamente a los demás valores de flujo, el número de Nusselt exhibe una tendencia decreciente, es así que en el sexto tubo, el distribuidor con 6 aletas expone un incremento del 78% sobre el original; sin embargo, el distribuidor original supera al de 5 aletas en este tubo, con un acrecentamiento del 12%.

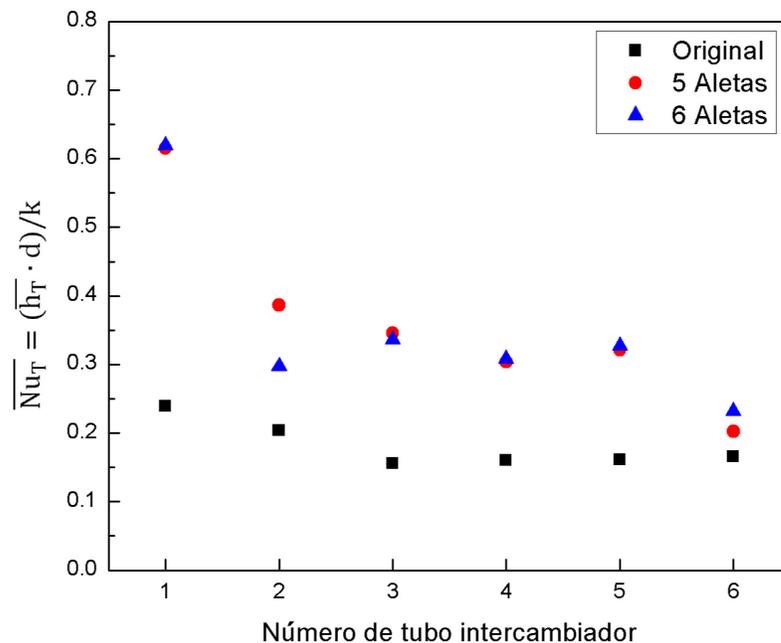


Figura 5.28: Número de Nusselt promedio local en cada tubo intercambiador para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_1 = 1754$

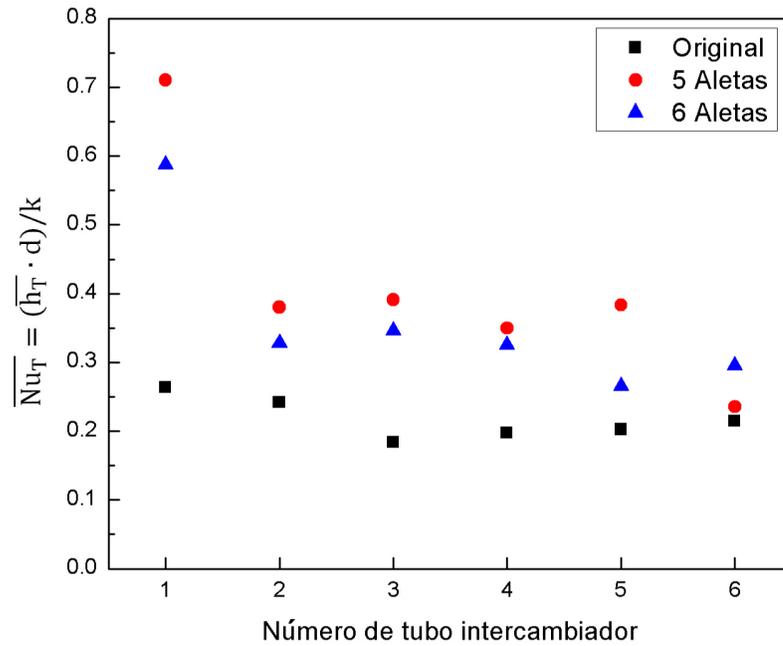


Figura 5.29: Número de Nusselt promedio local en cada tubo intercambiador para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_2 = 2105$

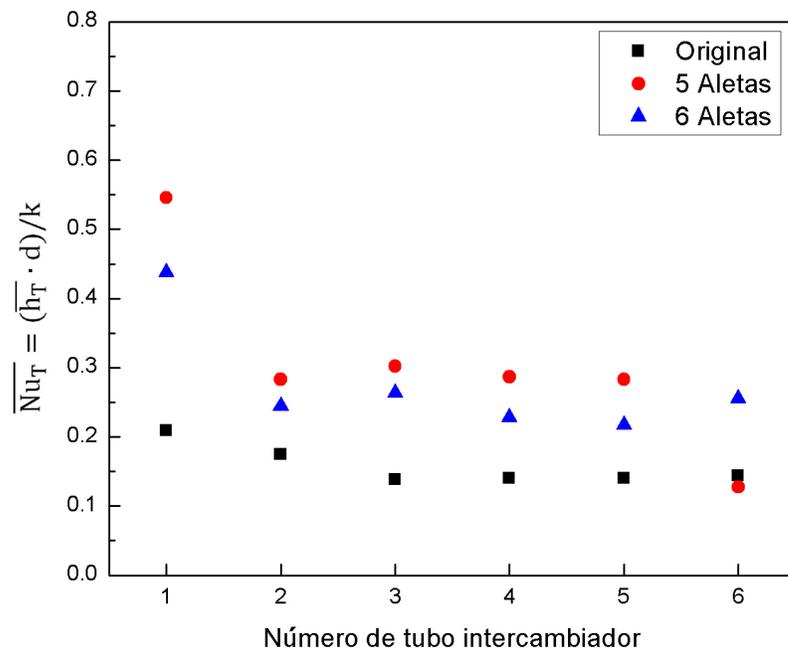


Figura 5.30: Número de Nusselt promedio local en cada tubo intercambiador para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_3 = 1403$

5.4.2.1.4. Nusselt promedio global

La gráfica 5.31 muestra el número de Nusselt promedio en la sección del distribuidor hasta el sexto tubo, para los tres distribuidores estudiados a tres números de Reynolds, que se ha calculado de acuerdo a la siguiente ecuación.

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{h} \cdot d}{k} \quad (5.8)$$

Se observa que el distribuidor con 5 aletas presenta un Nusselt promedio mayor para los tres casos de flujo. Para Re_1 el distribuidor con 5 aletas presenta un aumento del 87% en el número de Nusselt promedio con respecto al distribuidor original y un incremento del 3% con respecto al de 6 aletas. Un comportamiento semejante se presenta para Re_2 donde el distribuidor con 5 aletas tiene un aumento del 92% y 15% con respecto al distribuidor original y al de 6 aletas. Para el caudal más bajo, es decir a Re_3 , el distribuidor de 5 aletas tiene una ganancia del 77% y 12% con respecto al distribuidor original y al de 6 aletas.

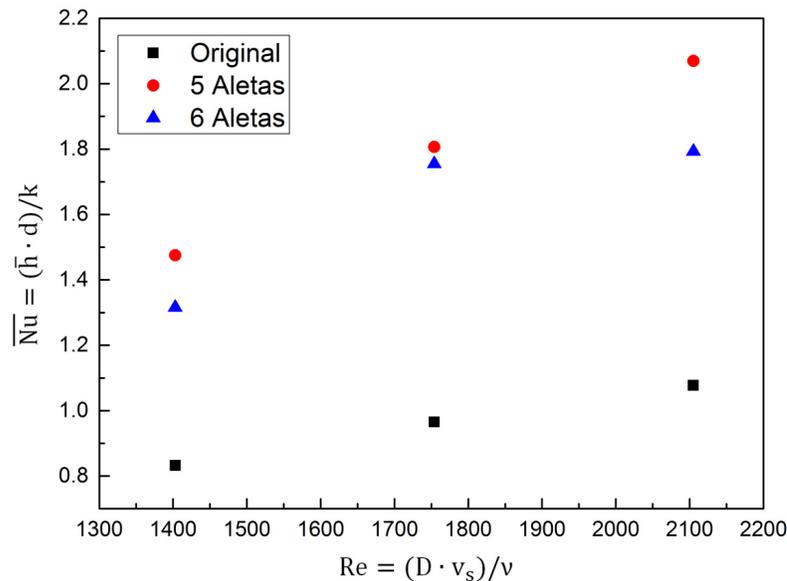


Figura 5.31: Número de Nusselt promedio para cada arreglo del distribuidor hidráulico a tres números de Reynolds

5.4.2.1.5. Ganancia de calor total

La gráfica 5.32 muestra la ganancia de calor total para la sección de estudio de los tres arreglos de distribuidor hidráulico para cada flujo másico. Para Re_2 , se observa que el distribuidor con 6 aletas presenta una ganancia de calor mayor en comparación con el resto de las configuraciones. Es así que dicho distribuidor exhibe un incremento del 41 % sobre el distribuidor original. Para el flujo másico de 0.035 a Re_1 el distribuidor con 5 aletas muestra un incremento en la ganancia de calor mayor sobre el resto de los arreglos, siendo éste del 41 % con respecto al distribuidor original. De manera similar sucede para el flujo másico de menor valor, es decir a Re_3 , donde el distribuidor con 5 aletas presenta un incremento del 34 % en la ganancia de calor con respecto al distribuidor original.

Es observable que el distribuidor con 5 aletas tiene una tendencia de ganancia de calor mayor al resto de las configuraciones para la mayoría de los flujos másicos estudiados. Como se puede apreciar en la gráfica 5.32 bajo el régimen a Re_2 el distribuidor con 5 aletas obtuvo una ganancia de calor global hasta el sexto tubo de 732 W, mientras que la misma geometría para el número de Reynolds más bajo adquirió 537 W.

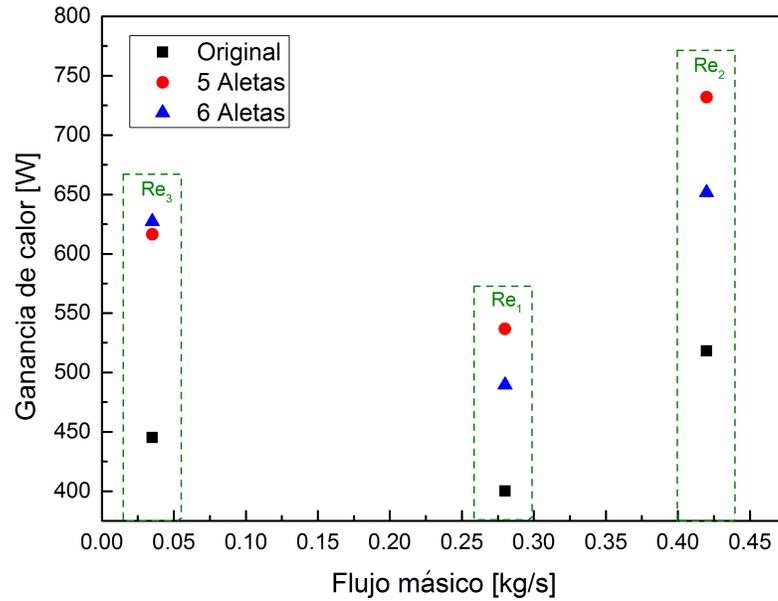


Figura 5.32: Ganancia de calor total para la sección de estudio para cada flujo másico

Las figuras 5.33, 5.34 y 5.35 muestran los contornos de temperatura para los tres arreglos de distribuidores hidráulicos a Re_1 , Re_2 y Re_3 , respectivamente. Es apreciable la notable diferencia de temperatura entre los distribuidores con tubos intercambiadores con aletas en contraste con el distribuidor original para los tres flujos. Al observar los contornos de velocidad para los números de Reynolds (figuras 5.36, 5.37 y 5.38) se hace evidente que la distribución de velocidad cercana a la superficie de los tubos intercambiadores modifica de forma importante la magnitud de la transferencia de calor.

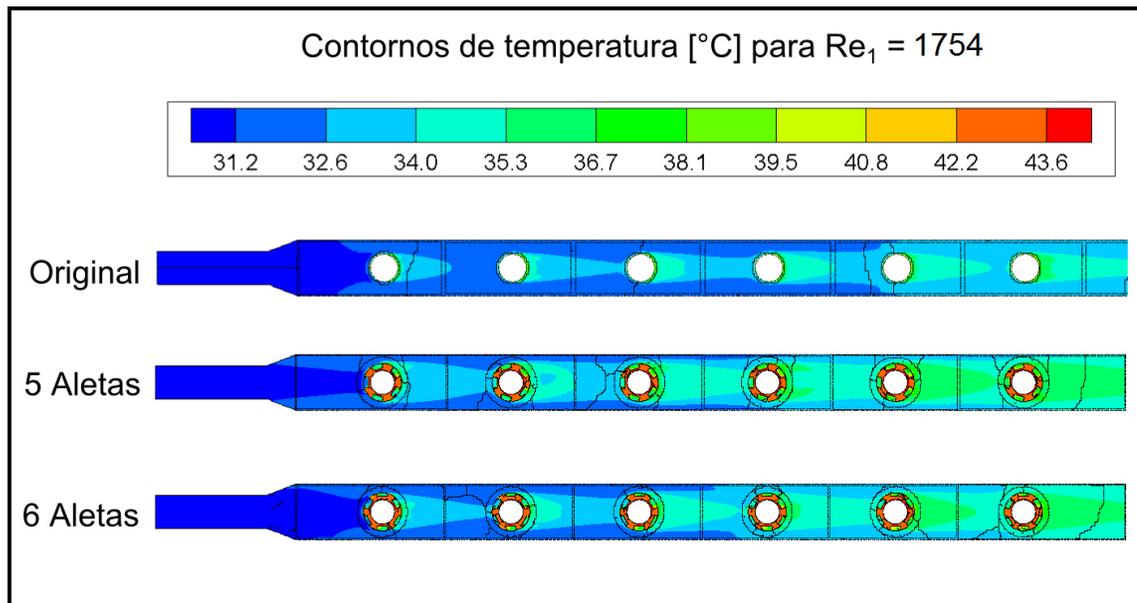


Figura 5.33: Contornos de temperatura para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_1 = 1754$

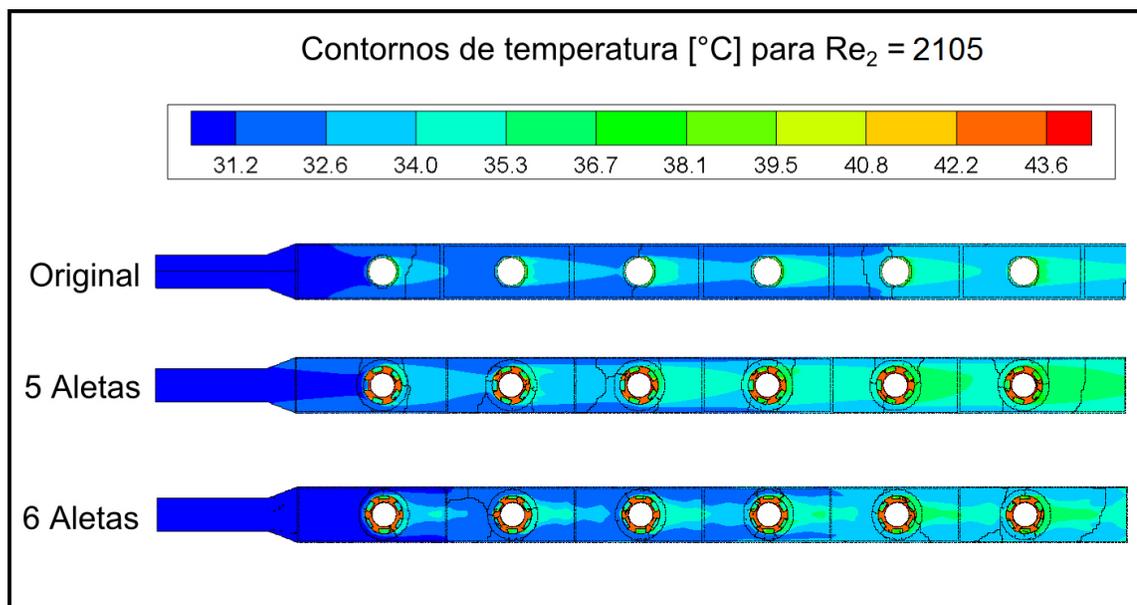


Figura 5.34: Contornos de temperatura para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_2 = 2105$

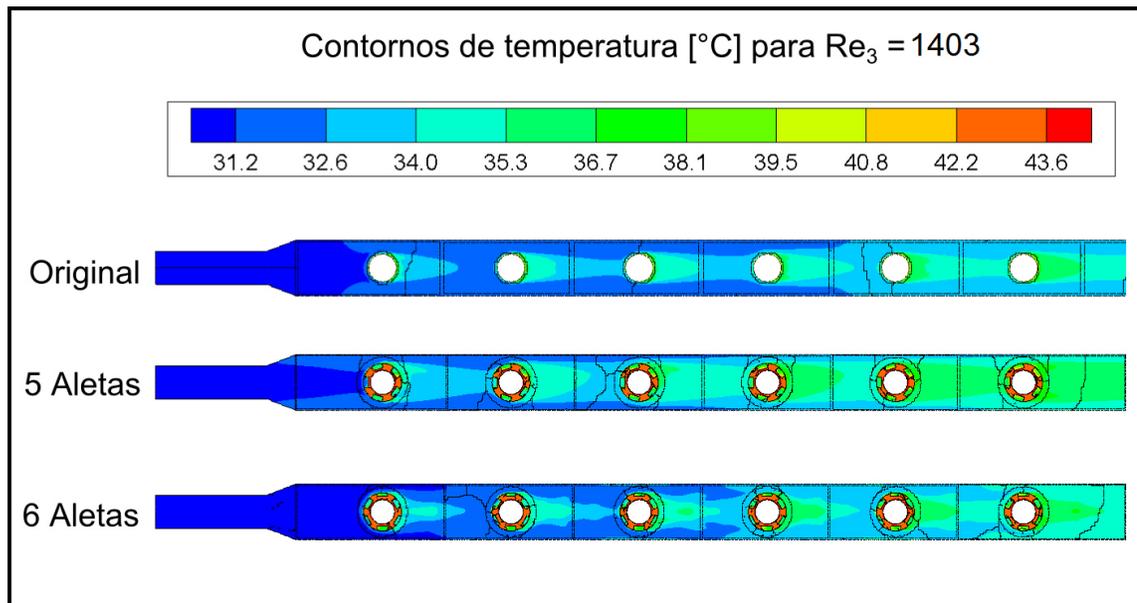


Figura 5.35: Contornos de temperatura para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_3 = 1403$

5.4.2.2. Hidrodinámica

En las figuras 5.36, 5.37 y 5.38 se pueden apreciar los contornos de velocidad para Re_1 , Re_2 y Re_3 , respectivamente. Es evidente que los distribuidores con 5 y 6 aletas presentan un aumento en la velocidad en comparación con el distribuidor original al paso del flujo alrededor de los tubos intercambiadores para los tres números de Reynolds, lo que tiene un impacto directo en la transferencia de calor.

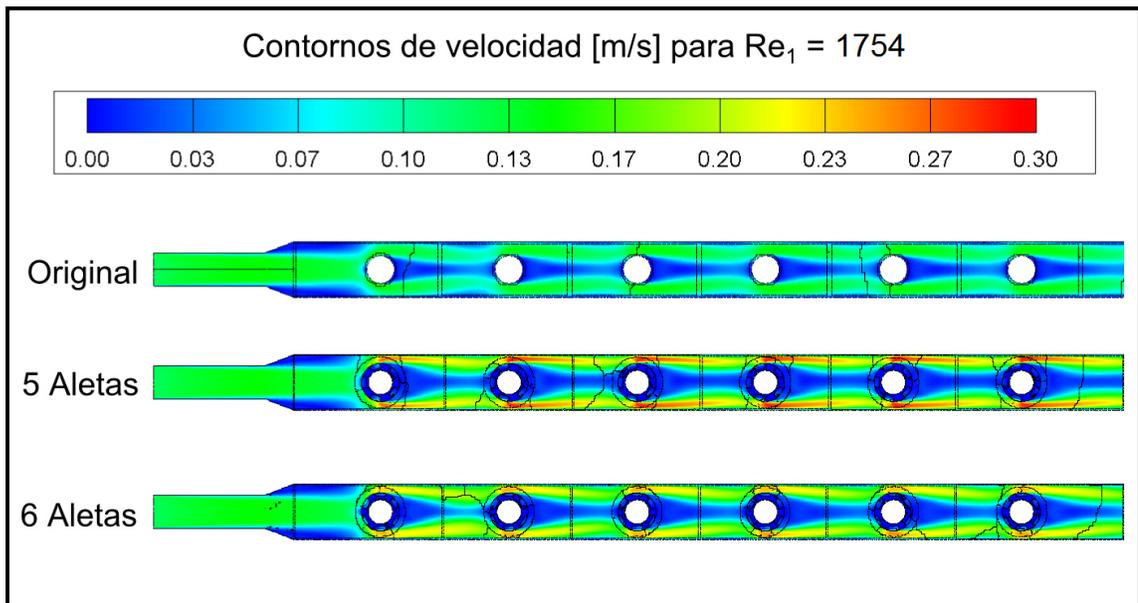


Figura 5.36: Contornos de velocidad para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_1 = 1754$

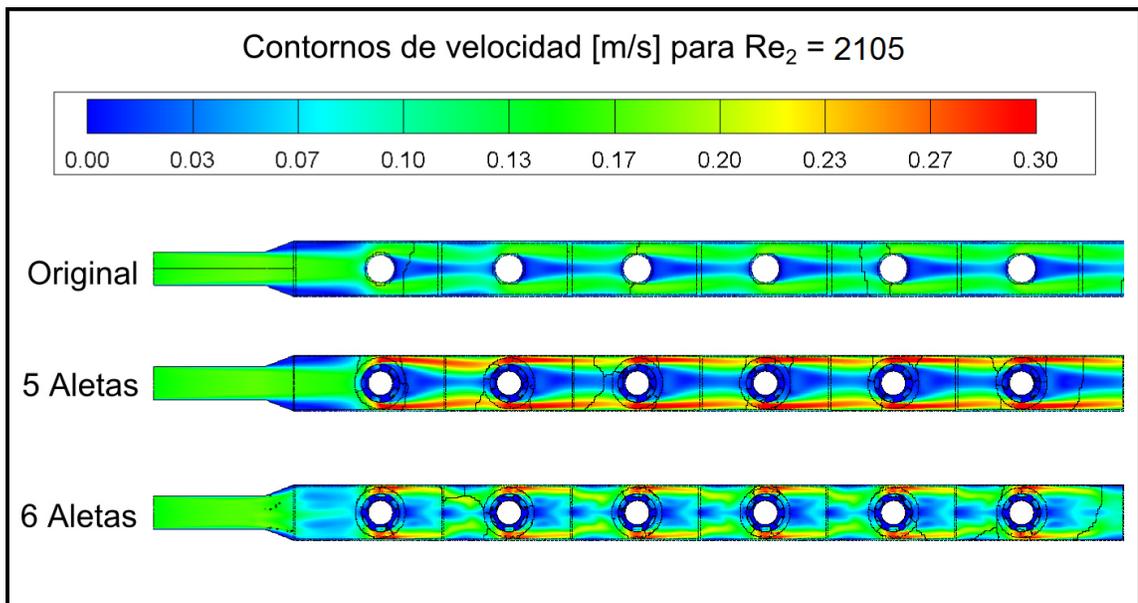


Figura 5.37: Contornos de velocidad para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_2 = 2105$

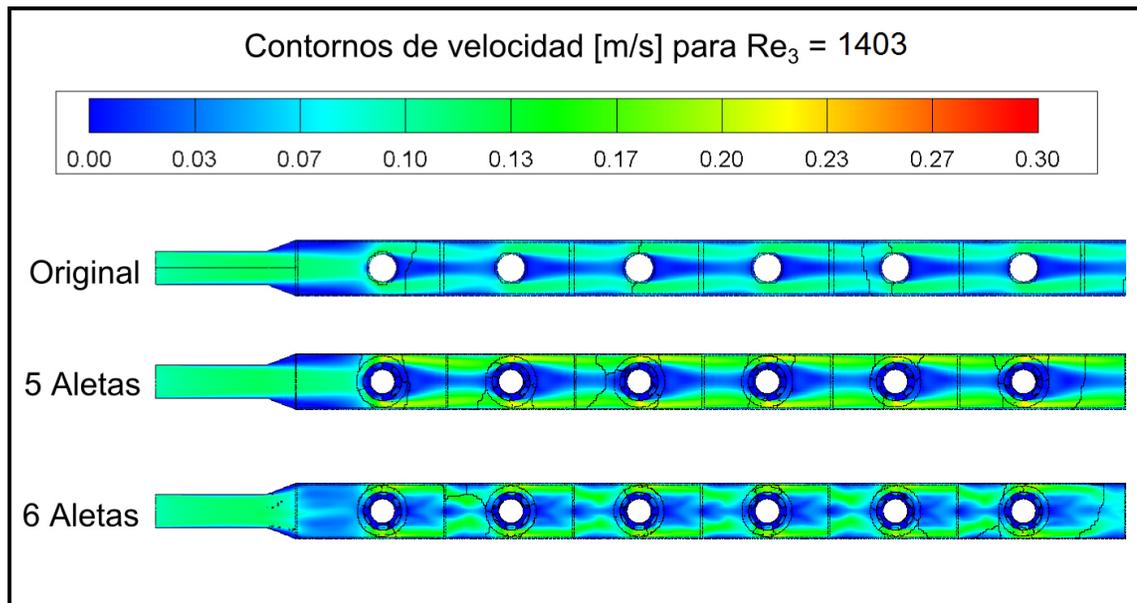


Figura 5.38: Contornos de velocidad para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_3 = 1403$

Análogamente, es observable que la intensidad de turbulencia en los distribuidores con 5 y 6 aletas es de mayor magnitud en comparación con el distribuidor original para todos los casos de los números de Reynolds estudiados. La mayor intensidad de turbulencia se presenta en la zona cercada a las aletas, siendo superior el distribuidor con 5 aletas sobre el de 6. La intensidad de turbulencia impacta directamente al coeficiente de transferencia de calor local, por lo que al incrementarse la intensidad de turbulencia es de esperarse que el coeficiente convectivo aumente y en consecuencia la transferencia de calor, como se ha observado en los gráficos anteriormente mostrados.

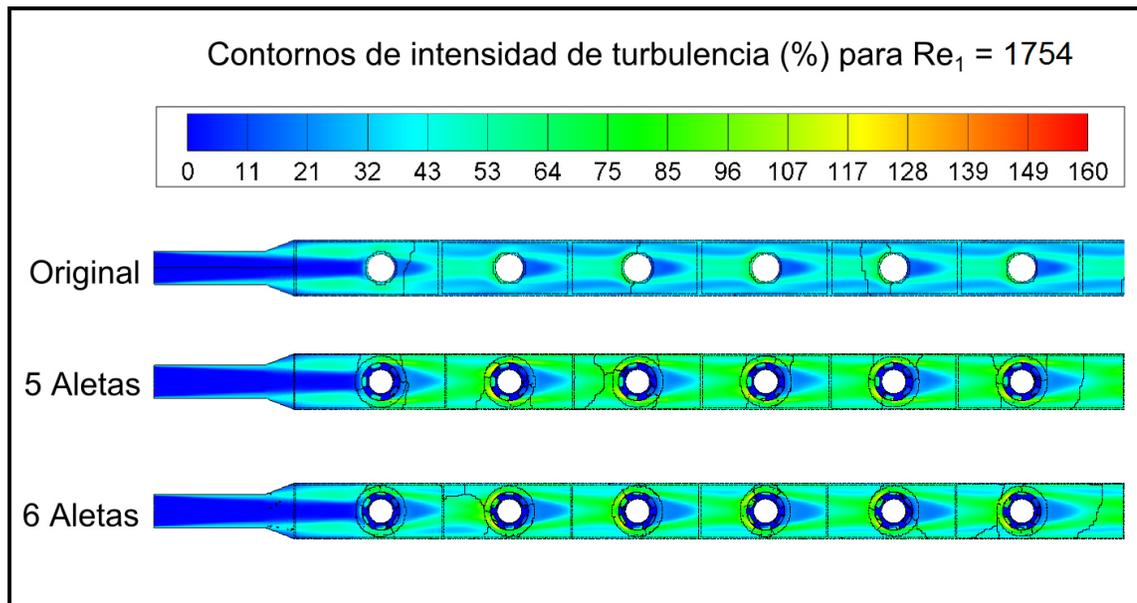


Figura 5.39: Contornos de intensidad de turbulencia para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_1 = 1754$

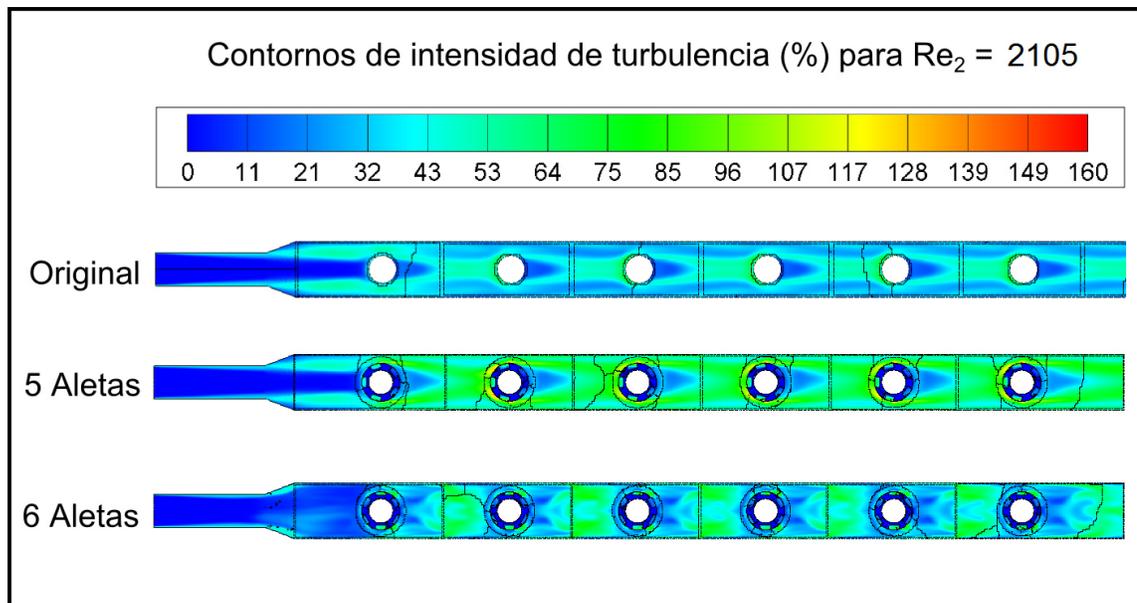


Figura 5.40: Contornos de intensidad de turbulencia para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_2 = 2105$

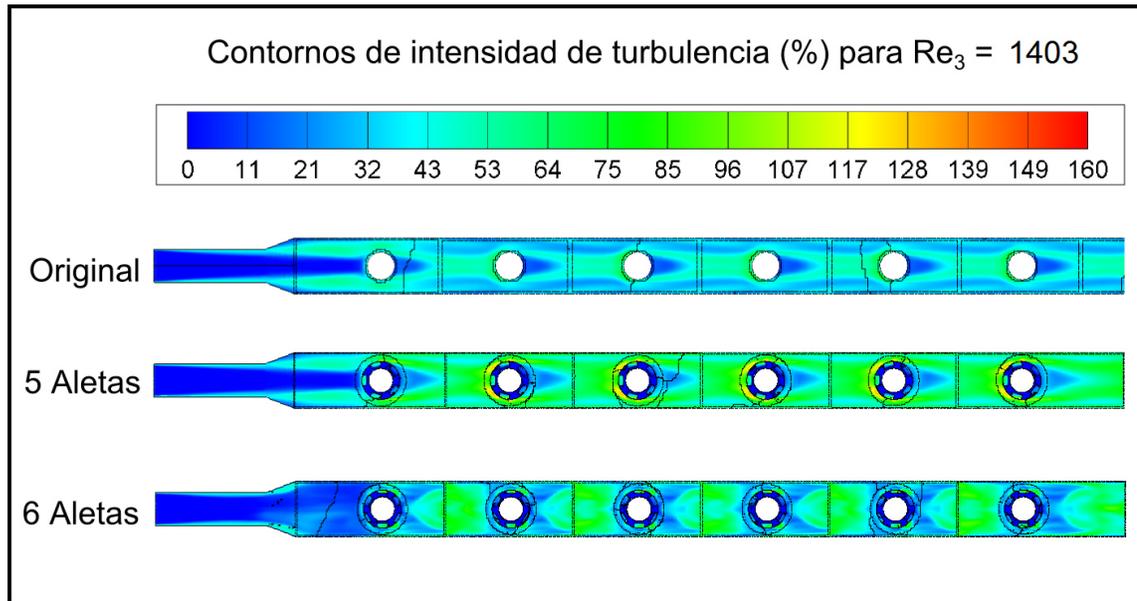


Figura 5.41: Contornos de intensidad de turbulencia para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_3 = 1403$

A partir de los resultados mostrados se puede observar que la modificación de la geometría en los tubos intercambiadores tuvo un impacto directo sobre la distribución de velocidad y temperatura. Es así que la ganancia de temperatura tiene un costo traducible en caída de presión. La gráfica 5.42 muestra la caída de presión global de la entrada del distribuidor hasta el sexto tubo intercambiador. Para Re_1 (figura 5.43) el distribuidor con 5 y 6 aletas presentan una caída de presión global de 414 % y 319 % mayor con respecto al distribuidor original. El distribuidor con 5 aletas exhibe una caída de presión de 23 % mas grande con respecto al distribuidor con 6 aletas.

Comparablemente, los distribuidor con 5 y 6 aletas exhiben una caída de 347 % y 219 % superior al distribuidor original para el régimen de flujo a Re_2 (figura 5.44). Realizando una comparativa entre el distribuidor de 5 y 6 aletas, el primero tiene una caída de presión global 40 % más grande que el distribuidor con 6 aletas. Para Re_3 (figura 5.45) los porcentajes son muy similares, donde los distribuidores con 5

y 6 aletas exponen una caída de 334 % y 212 % con respecto al original. Y semejantemente, una caída de 40 % mayor del distribuidor con 5 aletas con respecto al de 6.

Se puede observar que el distribuidor con 5 aletas presenta una caída de presión mayor que el resto de las configuraciones para los tres números de Reynolds estudiados.

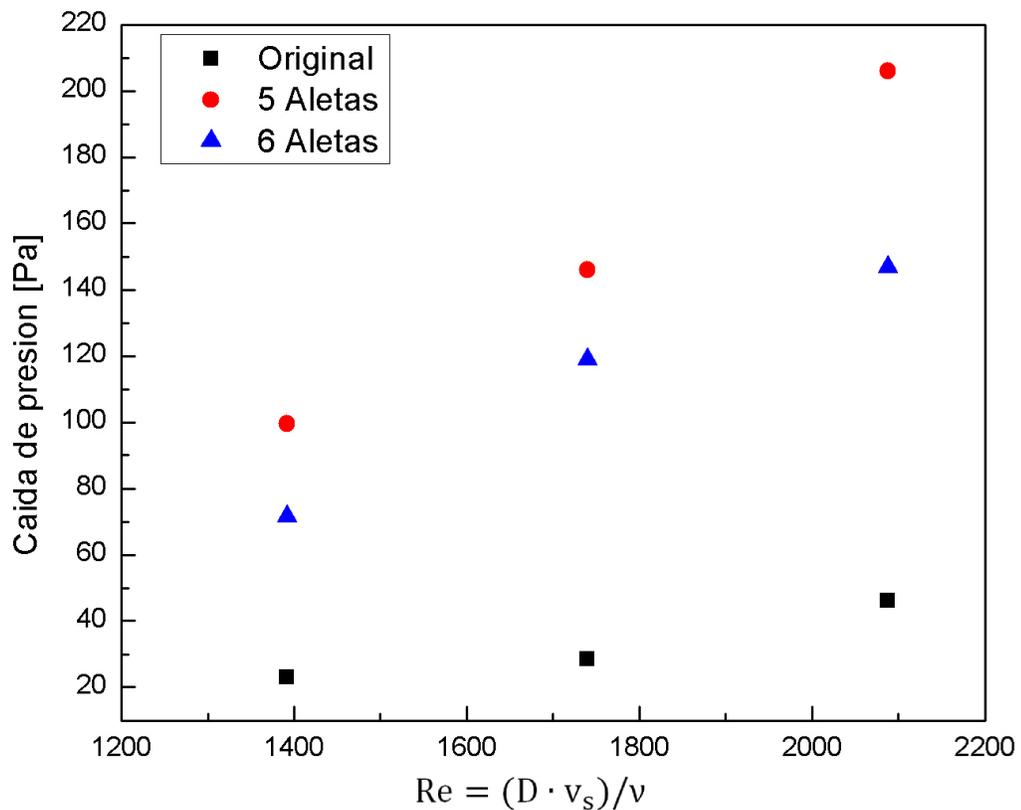


Figura 5.42: Caída de presión total para cada arreglo del distribuidor hidráulico a tres números de Reynolds

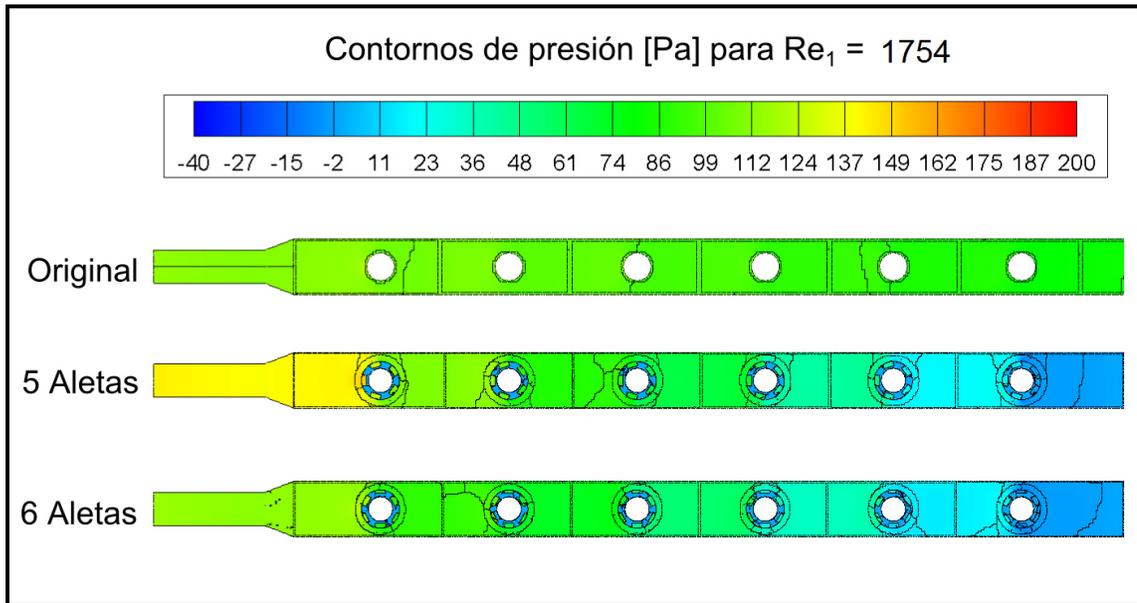


Figura 5.43: Contornos de presión para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_1 = 1754$

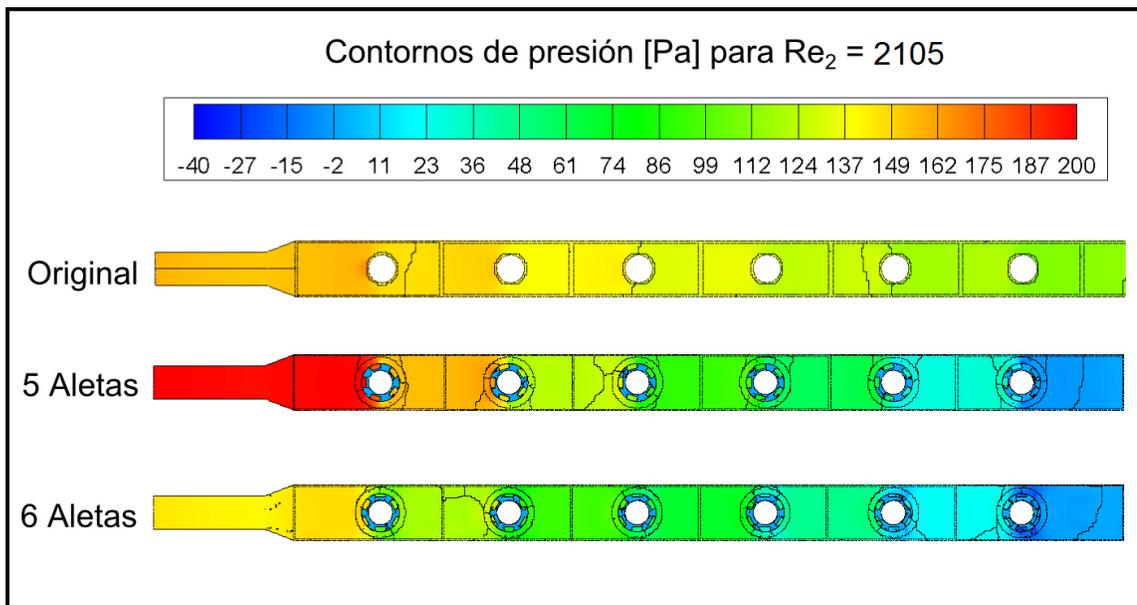


Figura 5.44: Contornos de presión para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_2 = 2105$

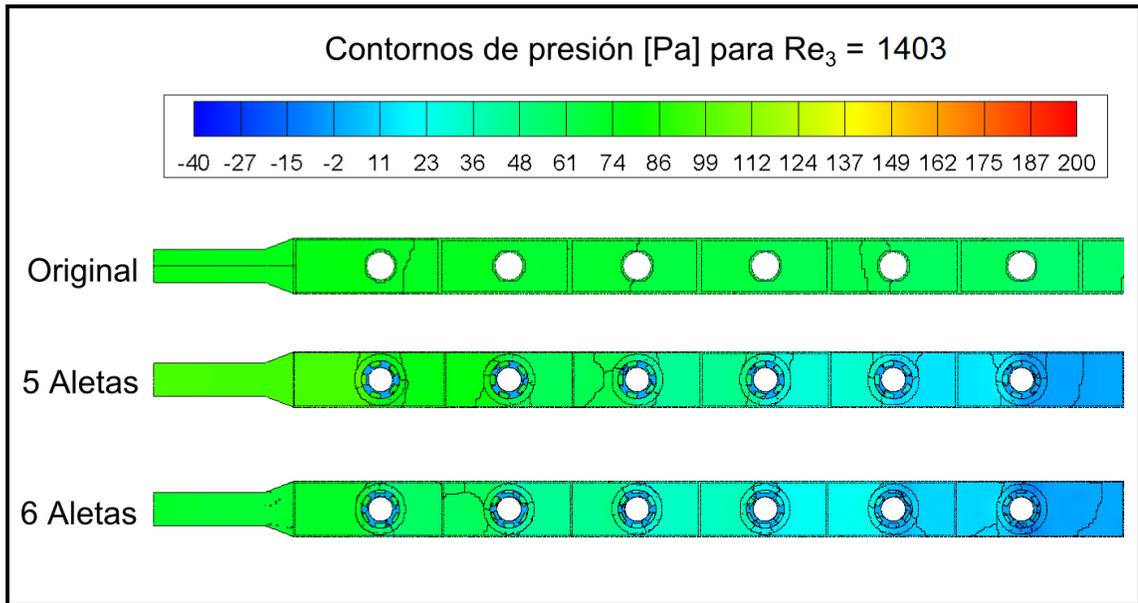


Figura 5.45: Contornos de presión para cada arreglo del distribuidor hidráulico a $Re_3 = 1403$

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES

| | |
|--------------------------------------|------------|
| 6.1. Conclusiones | 131 |
| 6.2. Trabajo futuro | 133 |

6.1. Conclusiones

En este trabajo se presentó la caracterización térmica de un colector solar de tubo al vacío tipo heat pipe. Se estudió mediante técnicas experimentales y numéricas el efecto que tiene la hidrodinámica en la transferencia de calor hacia el fluido en el distribuidor hidráulico de un colector solar de tubo al vacío tipo *heat pipe*. Asimismo se realizó un estudio numérico comparando el desempeño termo-hidráulico entre el diseño original y dos configuraciones distintas con 5 y 6 aletas longitudinales en los tubos intercambiadores del distribuidor hidráulico de un colector solar.

Se construyó un modelo experimental para la caracterización de un colector solar, lo que permitió la validación de los resultados del modelo numérico de transferencia de calor a diferentes números de Reynolds. A través de esta instalación experimental fue posible la obtención de los parámetros termo-hidráulicos del mismo, tales como la presión, flujo volumétrico, distribución de temperatura y datos de las condiciones meteorológicas a las cuales fue expuesto el colector durante las pruebas realizadas.

La información registrada se utilizó en el cálculo de la eficiencia térmica del aparato experimental, además de que fueron considerados en la implementación de las condiciones de frontera del cálculo numérico.

Mediante el estudio numérico se desarrolló una estrategia de diseño de nuevos tubos intercambiadores dentro del distribuidor hidráulico por medio de la evaluación de los parámetros físicos. Estos arreglos se integran al sistema de colección sin necesidad de modificar la geometría y los materiales del resto de los componentes del colector solar. Los nuevos diseños de los tubos intercambiadores con 5 y 6 aletas longitudinales alrededor de su geometría mostraron una mejoría con respecto a los tubos lisos de la geometría original en el aumento de la transferencia de calor debido a los cambios generados en la hidrodinámica del flujo.

Es así que de acuerdo a los resultados térmicos e hidrodinámicos presentados se puede concluir que el arreglo para el distribuidor con 5 aletas longitudinales presenta el mejor desempeño térmico en comparación con el resto de las configuraciones probadas en el desarrollo de este estudio numérico. Las ventajas de la utilización del tubo intercambiador con 5 aletas longitudinales recaen en su buen desempeño térmico, sin embargo es importante considerar que el aumento en el área de la superficie de convección va acompañada de un incremento en la caída de presión de esta configuración con respecto al tubo intercambiador de pared lisa de la geometría original. Siendo para la configuración de 5 aletas la caída de presión de hasta 347% superior al distribuidor original para el flujo con número de Reynolds $Re_2 = 2105$.

A pesar de que el porcentaje de aumento en la energía requerida es de 347%, esta energía es del orden de 3×10^{-5} HP comparado con 8×10^{-6} HP para un intercambiador de tubos lisos, lo cual no representa un cambio significativo en la potencia de la bomba a utilizar, esto considerando únicamente el flujo a través del distribuidor.

El incremento en la tasa de transferencia de calor en la configuración con aletas se debe principalmente al aumento del área de la superficie de convección que promueve un cambio en la distribución del flujo, logrando un aumento de la velocidad e intensidad de turbulencia en las regiones cercanas al tubo intercambiador y en las zonas de recirculación aledañas a las aletas, lo cual produce un aumento del coeficiente de transferencia de calor local, resultando así en un aumento en la transferencia de calor.

6.2. Trabajo futuro

Este trabajo proporciona las bases necesarias para un estudio más amplio de las configuraciones propuestas. Es importante realizar un estudio numérico del distribuidor completo para los nuevos arreglos, para de ahí proceder a un estudio experimental del colector solar con los nuevos distribuidores hidráulicos.

El estudio numérico puede ser extendido mediante el estudio del distribuidor completo para los nuevos arreglos propuestos. El trabajo principal a realizar es el estudio experimental del distribuidor con el nuevo arreglo de tubos intercambiadores; a partir de éste es posible caracterizar el comportamiento termohidráulico del mismo y realizar una comparativa con información experimental contra los colectores de tubo al vacío convencionales. El análisis de los parámetros físicos del comportamiento del fenómeno darán pauta para un estudio económico. Asimismo, se propone un estudio de los distribuidores modificados utilizando la misma caída de presión determinada experimentalmente para de ahí obtener el impacto en transferencia de calor bajo las mismas condiciones de presión.

Para el estudio experimental existen varias mejoras posibles en el diseño de la instalación, entre las que se encuentran las siguientes:

- Optimización del sistema de control y adquisición de datos, automatizando por completo el proceso, esto con el fin de mejorar su eficiencia energética al programar las horas en las que el sistema deba estar funcionando y limitándolo para su encendido únicamente cuando las condiciones ambientales sean suficientes.
- Programación de alarmas en el sistema, para la notificación de sucesos no esperados que podrían resultar en daños al equipo.
- Utilización de un variador de frecuencia para mejorar el proceso de estabilidad del flujo volumétrico.
- Instalación de un segundo piranómetro preparado para medir la radiación difusa.
- Creación de una plataforma móvil en la que el colector solar pueda ser ajustado a diferentes ángulos de inclinación.

NOMENCLATURA

Símbolos

| | |
|------------------|---|
| I | Corriente |
| i | Ángulo de incidencia |
| i_z | Ángulo zenit |
| A_i | Área de la superficie de cada elemento en el plano de estudio |
| A | Área de la superficie del volumen de control del plano de estudio |
| c | Calor específico del fluido |
| C_D | Coefficiente de arrastre |
| $\overline{h_T}$ | Coefficiente de convección promedio por tubo intercambiador |
| k | Conductividad térmica del fluido |
| d | Diámetro del tubo intercambiador |
| f | Factor de fricción |
| \dot{m} | Flujo másico |
| \dot{v} | Flujo volumétrico |

| | |
|-------------------|---|
| R_d | Fracción de la radiación difusa en la superficie inclinada |
| R_b | Fracción de radiación directa en la superficie inclinada |
| R_r | Fracción de radiación reflejada en la superficie inclinada |
| Q_T | Ganancia de calor total en el distribuidor |
| H | Intensidad de turbulencia |
| L | Longitud del distribuidor hidráulico |
| L_{ef} | Longitud hidrodinámica de entrada |
| L_{eh} | Longitud térmica de entrada |
| n | Número de día |
| $\overline{Nu_T}$ | Número de Nusselt promedio para cada tubo intercambiador |
| Nu | Número de Nusselt |
| Pr | Número de Prandtl |
| Re | Número de Reynolds |
| V_{out} | Porcentaje de apertura de la válvula |
| x^* | Posición adimensional con respecto a la longitud total del distribuidor |
| P | Presión |
| G_d | Radiación difusa en la horizontal |
| G_b | Radiación directa en la horizontal |

| | |
|------------|---|
| G_o | Radiación extraterrestre horizontal horaria |
| G_T | Radiación incidente por horaria en una superficie inclinada |
| $G_{d,c}$ | Radiación solar difusa en una superficie inclinada |
| $G_{b,c}$ | Radiación solar directa en una superficie inclinada |
| $G_{r,c}$ | Radiación solar reflejada en una superficie inclinada |
| G | Radiación total en la superficie horizontal |
| Sk | Sesgo |
| T_{in} | Temperatura a la entrada del distribuidor/colector |
| T_{out} | Temperatura a la salida del distribuidor/colector |
| T_∞ | Temperatura de corriente libre |
| T_s | Temperatura de superficie |
| T_h | Temperatura en la superficie de los tubos intercambiadores |
| Tp_i | Temperatura ponderada en el plano i del distribuidor |
| v_m | Velocidad de la masa |
| \vec{V} | Velocidad del fluido |
| v_s | Velocidad del fluido |
| P_{aper} | Voltaje de salida que envía el módulo |

Letras griegas

| | |
|------------|--|
| γ | Ángulo azimut de superficie |
| α_s | Ángulo de altitud solar |
| γ_s | Ángulo de azimut solar |
| β | Ángulo de inclinación del colector solar |
| ω_2 | Ángulo horario que define el final de la hora solar |
| ω_1 | Ángulo horario que define el inicio de la hora solar |
| ω | Ángulo solar |
| δ | Declinación |
| ρ | Densidad del fluido |
| ϕ | Latitud |
| ρ_g | Reflectividad del suelo |
| Θ | Temperatura adimensional para cada tubo intercambiador |
| Φ | Variable dependiente general |
| ν | Viscosidad cinemática del fluido |
| μ | Viscosidad dinámica del fluido |

BIBLIOGRAFÍA

- [1] G. B. Dantzig y P. Wolfe, “Decomposition principle for linear programs”, *Operations Research*, vol. 8, págs. 101-111, 1960.
- [2] B. Ramlow y B. Nusz, *Solar Water Heating, a comprehensive guide to solar water and space heating systems*, 3.^a ed. New Society Publishers, 2012.
- [3] D. Y. Goswami, F. Kreith y J. F. Kreider, *Principles of Solar Engineering*, 2.^a ed. Taylor y Francis, 2000.
- [4] J. A. Duffie y W. A. Beckman, *Solar Engineering of thermal Processes*, 2.^a ed. Wiley, 1991.
- [5] E Azad, “Theoretical and experimental investigation of heat pipe solar collector”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 32, n.º 8, págs. 1666-1672, 2008.
- [6] H. Hottel y A. Whillier, “Evaluation of flat-plate solar collector performance”, *Transaction of the conference on Solar Energy*, vol. 2, págs. 74-104, 1995.
- [7] B. Du, E. Hu y M. Kolhe, “An experimental platform for heat pipe solar collector testing”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 17, págs. 119-125, 2013.
- [8] M. Hossain, R Saidur, H Fayaz, N. Rahim, M. Islam, J. Ahamed y M. Rahman, “Review on solar water heater collector and thermal energy performance of circulating pipe”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, n.º 8, págs. 3801-3812, 2011.
- [9] H. Hou, Z. Wang, R. Wang y P. Wang, “A new method for the measurement of solar collector time constant”, *Renewable energy*, vol. 30, n.º 6, págs. 855-865, 2005.
- [10] S. Lin, J. Broadbent y R. McGlen, “Numerical study of heat pipe application in heat recovery systems”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, n.º 1, págs. 127-133, 2005.

-
- [11] A. W. Badar, R. Buchholz, Y. Lou y F. Ziegler, “Cfd based analysis of flow distribution in a coaxial vacuum tube solar collector with laminar flow conditions”, *International Journal of Energy and Environmental Engineering*, vol. 3, n.º 1, págs. 1-15, 2012.
- [12] D Missirlis, G Martinopoulos, G Tsilingiridis, K Yakinthos y N Kyriakis, “Investigation of the heat transfer behaviour of a polymer solar collector for different manifold configurations”, *Renewable Energy*, vol. 68, págs. 715-723, 2014.
- [13] F. P. Incropera, F. P. Incropera y D. P. DeWitt, *Fundamentos de Transferencia de Calor*. Pearson Prentice Hall. México. MX., 1999.
- [14] S. Churchill y M Bernstein, “A correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in crossflow”, *Journal of Heat Transfer*, vol. 99, n.º 2, págs. 300-306, 1977.
- [15] (2010). National instruments, dirección: <http://www.ni.com/labview/esa/>.
- [16] (2010). National instruments, dirección: <http://www.ni.com/compactrio/whatis/esa>.
- [17] Y. A. ÇENGEL y M. A. BOLES, *Thermodynamics. An Engineering Approach*, 4.ª ed. McGraw Hill, 2011.
- [18] Y. A. Cengel y J. M. Cimbala, *Fluid mechanics. Fundamentals and Applications*. Tata McGraw-Hill Education, 2006, vol. 1.
- [19] W. M. Kays, M. E. Crawford y B. Weigand, *Convective heat and mass transfer*. Tata McGraw-Hill Education, 2012.
- [20] A Zukauskas, *Convective heat transfer in cross flow*. Wiley, New York, 1987, vol. 6.
- [21] V. Gnielinski, “New equations for heat and mass-transfer in turbulent pipe and channel flow”, *International chemical engineering*, vol. 16, n.º 2, págs. 359-368, 1976.
- [22] T.-H. Shih, W. W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang y J. Zhu, “A new k-ε eddy viscosity model for high reynolds number turbulent flows”, *Computers and Fluids*, vol. 24, n.º 3, págs. 227-238, 1995.
- [23] A. Bejan, *Convection heat transfer*. John wiley & sons, 2013.
- [24] S. V. Patankar, *Numerical prediction of three-dimensional flows, studies in convection: theory, measurement and applications*. Academic Press, 1975, vol. 1.
- [25] L. Caretto, A. Gosman, S. Patankar y D. Spalding, “Two calculation procedures for steady, three-dimensional flows with recirculation”, vol. 2, pág. 60, 1972.

-
- [26] S. V. Patankar y D. B. Spalding, "A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 15, pág. 1797, 1972.
- [27] S. V. Patankar, *Numerical heat transfer and fluid flow*. Taylor y Francis, 1980.
- [28] *Reference manual, Computing surface integrals*, ANSYS Fluent 15.0, Academic Research.
- [29] *Reference manual, Realizable k-e model*, ANSYS Fluent 15.0, Academic Research.
- [30] *Reference manual, Using flow boundary conditions: turbulence intensity*, ANSYS Fluent 15.0, Academic Research.
- [31] L. Ayompe y A. Duffy, "Thermal performance analysis of a solar water heating system with heat pipe evacuated tube collector using data from a field trial", *Solar Energy*, vol. 90, págs. 17-28, 2013.
- [32] C. Bae, C. Kang, K. Chung y J. Suh, "Prediction of thermal performance of hot water system with a concentric evacuated tube solar collector using axially grooved heat pipe", *School of mechanical and aerospace engineering*, págs. 50-55, 2006.
- [33] M. Arab y A. Abbas, "Model-based design and analysis of heat pipe working fluid for optimal performance in a concentric evacuated tube solar water heater", *Solar Energy*, vol. 94, págs. 162-176, 2013.
- [34] D. G. Erbs, S. A. Klein y J. A. Duffie, "Estimation of the diffuse radiation fraction for hourly, daily, and monthly-average global radiation", *Solar Energy*, vol. 28, pág. 293, 1982.
- [35] B. Liu y R. Jordan, "The long-term average performance of flat-plate solar energy collectors", *Solar Energy*, vol. 7, pág. 53, 1963.
- [36] O. Armas, F. A. Sánchez y S. Martínez, *Aplicaciones de modelos CFD Fluent a procesos termofluidodinámicos*. Servicio de Publicaciones de la E.T.S.I.I. de la U.C.L.M., 2010.
- [37] J. M. Hassan, W. S. Mohammed, T. A. Mohamed y W. H. Alawee, "Cfd simulation for manifold with tapered longitudinal section", *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, vol. 4, n.º 2, págs. 28-35, 2014.
- [38] O. Tonomura, S. Tanaka, M. Noda, M. Kano, S. Hasebe e I. Hashimoto, "Cfd-based optimal design of manifold in plate-fin microdevices", *Chemical Engineering Journal*, vol. 101, n.º 1, págs. 397-402, 2004.

-
- [39] M. Pan, D. Zeng, Y. Tang y D. Chen, “Cfd-based study of velocity distribution among multiple parallel microchannels”, *Journal of Computers*, vol. 4, n.º 11, págs. 1133-1138, 2009.
- [40] E Zambolin y D Del Col, “Experimental analysis of thermal performance of flat plate and evacuated tube solar collectors in stationary standard and daily conditions”, *Solar Energy*, vol. 84, n.º 8, págs. 1382-1396, 2010.
- [41] I Budihardjo, G. Morrison y M Behnia, “Development of trnsys models for predicting the performance of water-in-glass evacuated tube solar water heaters in australia”, en *Destination Renewables-ANZSES 2003 Conference. New South Wales. Australia*, 2003, págs. 1-10.
- [42] R. E. Bird, “A simple, solar spectral model for direct-normal and diffuse horizontal irradiance”, *Solar energy*, vol. 32, n.º 4, págs. 461-471, 1984.
- [43] R. E. Bird y C. Riordan, “Simple solar spectral model for direct and diffuse irradiance on horizontal and tilted planes at the earth’s surface for cloudless atmospheres”, *Journal of Climate and Applied Meteorology*, vol. 25, n.º 1, págs. 87-97, 1986.
- [44] D. Reindl, W. Beckman y J. Duffie, “Evaluation of hourly tilted surface radiation models”, *Solar Energy*, vol. 45, n.º 1, págs. 9-17, 1990.
- [45] J. E. Hay y D. C. McKAY, “Estimating solar irradiance on inclined surfaces: a review and assessment of methodologies”, *International Journal of Solar Energy*, vol. 3, n.º 4-5, págs. 203-240, 1985.
- [46] T. M. Klucher, “Evaluation of models to predict insolation on tilted surfaces”, *Solar energy*, vol. 23, n.º 2, págs. 111-114, 1979.
- [47] S. Klein, “Calculation of monthly average insolation on tilted surfaces”, *Solar energy*, vol. 19, n.º 4, págs. 325-329, 1977.
- [48] C. Gueymard, “An anisotropic solar irradiance model for tilted surfaces and its comparison with selected engineering algorithms”, *Solar Energy*, vol. 38, n.º 5, págs. 367-386, 1987.
- [49] H. Kambezidis, B. Psiloglou y C Gueymard, “Measurements and models for total solar irradiance on inclined surface in athens, greece”, *Solar Energy*, vol. 53, n.º 2, págs. 177-185, 1994.
- [50] Y. Yang, G. Li y R. Tang, “On the estimation of daily beam radiation on tilted surfaces”, *Energy Procedia*, vol. 16, págs. 1570-1578, 2012.
- [51] H. K. Versteeg y W. Malalasekera, *An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method*. Pearson Education, 2007.

APÉNDICE A

ÁREA BRUTA, DE APERTURA Y ABSORBEDORA

Cálculo de las áreas bruta, absorbedora y de apertura para un colector solar tubular de acuerdo al ISO 9488:1999.

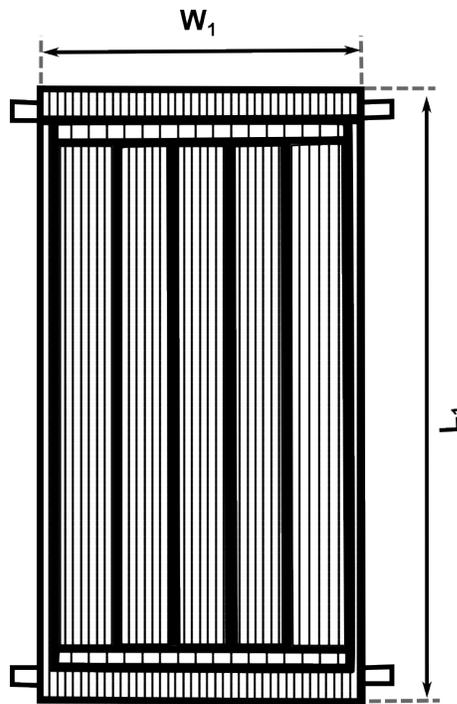


Figura A.1: Área bruta de un colector solar tubular

De acuerdo a la figura A.1 se puede calcular el área bruta de acuerdo a la ecuación A.1.

$$A_b = (L_1)(W_1) \quad (\text{A.1})$$

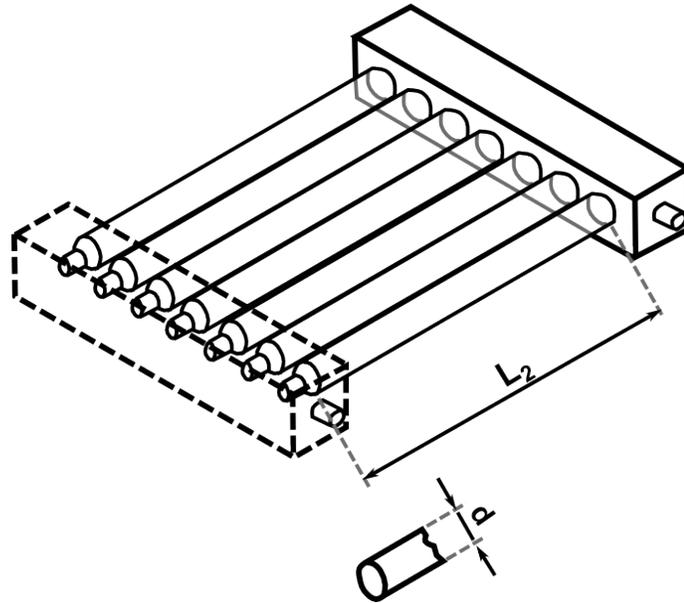


Figura A.2: Área de apertura de un colector solar tubular

El área de apertura se puede calcular utilizando la siguiente ecuación con ayuda de la gráfica A.2

$$A_a = (L_2)(d)(N) \quad (\text{A.2})$$

donde

L_2 = longitud de la sección visible del tubo

d = diámetro interno del tubo transparente

N = número de tubos

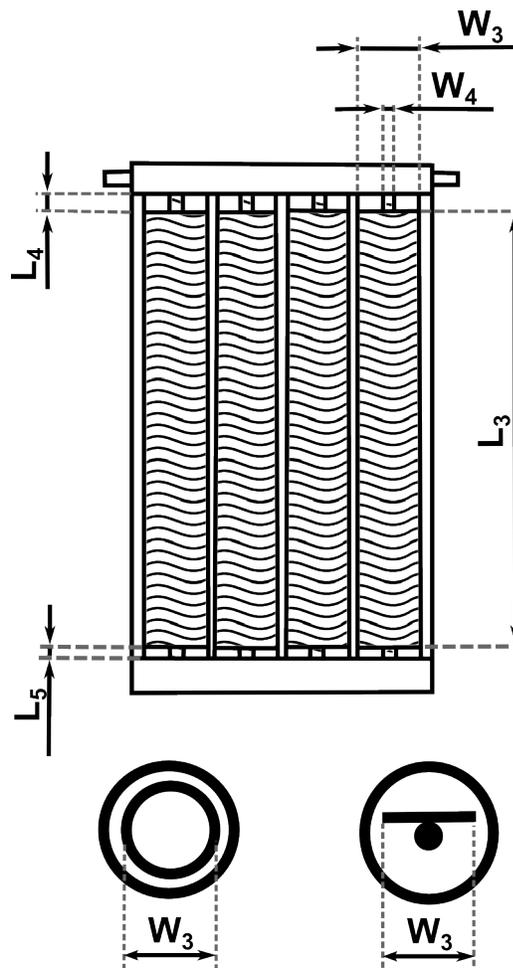


Figura A.3: Área absorbadora de un colector solar tubular

A partir de la figura A.3 y aplicando la ecuación A.3 es posible el cálculo del área absorbadora.

$$A_A = (N)(L_3)(W_3) + N + W_4(L_4 + L_5) \quad (\text{A.3})$$

donde

N = número de tubos

L_3 = largo de la cubierta absorbadora

W_3 = ancho o diámetro del absorbedor