

COMPORTAMIENTO FLUIDO-DINÁMICO DE CRUDO EN UN INTERCAMBIADOR  
DE CALOR UTILIZANDO UNA HERRAMIENTA COMPUTACIONAL (CFD)

LAURA ISABEL DÍAZ PINILLA  
LEIDY PAOLA MENESES PRADO

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-QUÍMICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA DE PETRÓLEOS  
BUCARAMANGA

2016

COMPORTAMIENTO FLUIDO-DINÁMICO DE CRUDO EN UN INTERCAMBIADOR  
DE CALOR UTILIZANDO UNA HERRAMIENTA COMPUTACIONAL (CFD)

LAURA ISABEL DÍAZ PINILLA  
LEIDY PAOLA MENESES PRADO

Trabajo de grado para optar al título de Ingenieras de Petróleos

Director  
GERMÁN GONZÁLEZ SILVA, Ph.D.

Co-directores  
JOSÉ ROBERTO NUNHEZ, Ph.D.  
Director Laboratório de Fluidodinâmica Computacional, UNICAMP

RONALD JAIMES PRADA, Ph.D.  
Investigador Laboratório de Fluidodinâmica Computacional, UNICAMP

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-QUÍMICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA DE PETRÓLEOS  
BUCARAMANGA

2016

## **DEDICATORIA**

Principalmente quiero agradecerle a Dios, a mis padres y a mi hermana por su apoyo incondicional en cada etapa de mi vida. Por ser el mayor motor para no rendirme en ningún momento. Culminar este proyecto fue un gran logro tanto para mí, como para ustedes. Gracias por la confianza que siempre me han tenido, y por ese gran ejemplo que cada uno ha aportado a mi vida, los amo inmensamente.

A mi compañera de tesis Laura Isabel Díaz, gracias por esta etapa de mi vida, no sólo el proyecto de grado, sino toda la carrera universitaria. ¡Qué buen camino el que recorrimos juntas!. Grandes historias y momentos nos llevaremos para siempre en nuestros recuerdos. Gracias por enseñarme tantas cosas, y estar conmigo en cada momento importante de mi vida. La quiero mucho menina, y que este proyecto, sólo sea un logro más de todos los que van a venir a su vida.

Ingeniero Germán González, gracias por depositar su confianza en nosotras y el acompañamiento que nos brindó durante todo el proyecto. Admiro su entusiasmo en generar en nosotros los jóvenes nuevas oportunidades y horizontes para ser mejores cada día y enriquecernos de nuevas experiencias.

Al profesor Roberto Nunhez y al Doctor Ronald Jaimes, por su valioso acompañamiento en el Laboratorio de Dinámica Computacional de Fluidos de la UNICAM, SP- Brasil.

Desde un comienzo fueron de gran ayuda en el desarrollo de este proyecto y sólo tengo palabras de agradecimiento para ustedes, Álvaro Jose y Harold. Qué bonito es encontrar personas con un corazón noble, con ese ánimo y con la mejor disposición para ayudar a quien lo necesita, muchísimas gracias.

A mis amigos Julián Uribe, Eduardo Luna, Alejandro Chacón, Juan Camilo Molano, Alejandra Gómez, y Samuel Martínez, su compañía fue muy importante en todos estos años de estudio. Gracias por ser mi familia, mis amigos, y mi apoyo en cada momento que necesité. Cada uno tiene grandes cosas que ofrecer y con su sencilla forma de ser se ganaron mi cariño, los quiero mucho muchachos.

*Paola Meneses*

## **DEDICATORIA**

Dedico este trabajo de grado, principalmente a Dios y a mi madre Rosa Elena, mi motor y mayor apoyo en todos estos años de estudio. Todo esto es para tí y por tí: la mejor mamá del Universo.

A mi familia por su incondicional apoyo, principalmente a mis nonitos Alfonso y Otilia (q.e.p.d), ejemplares padres, y a quienes debo lo que soy. Gracias madrina Raquel y tía Cecilia. Gracias a mis hermanos Jose Jairo y Melisa.

A mi compañera de tesis Paola, la mejor. Menina gracias. Gracias por estar conmigo todo este tiempo, por darme la oportunidad de realizar este viaje juntas, y ser como una hermana para mí, aprendí a ser una mejor persona en todos los sentidos.

A mis amigos de carrera, Lalo, Julián, Alejandro, Juan Camilo y Alejandra, por compartir todos estos años juntos. Aprendí muchísimas cosas junto a ustedes. Los aprecio con toda mi alma.

A mi querida Coral Universitaria UIS, y a mi maestro Juan Manuel. Gracias por la oportunidad de compartir con personas como ustedes, verdaderos amigos, con quienes fui feliz durante todos estos años, cantando juntos gracias a la música coral. Valeria, Aleja y Gaby mis tres grandes y por siempre amigas corales, las mejores, sin duda.

A ACIPET UIS. Fue la mejor de las escuelas para mí. Gracias por todo lo aprendido junto a ustedes, crecí inmensamente, y debo al capítulo muchas de mis capacidades. Gracias Alejandra, Alvarín y Camilo, mi primer equipo. No sólo somos un equipo, somos una familia: Samuel, Javier, Shirley y futuras generaciones, siempre en mis recuerdos y corazón.

Finalmente, dedico este trabajo a las personas que nos acompañaron durante su realización. Sin sus consejos, tiempo y ayuda nada hubiese sido posible. Muchas gracias Ronald, profesor Roberto y profesor Germán. Gracias Álvaro José.

***Laura Isabel***

## **AGRADECIMIENTOS**

Agradecemos al profesor José Roberto Nunhez y a Ronald Jaimes por brindarnos la oportunidad de llevar a cabo este proyecto de grado, y acceder al Laboratório de Fluidodinâmica Computacional L-CFD de la Universidad Estatal de Campinas, Brasil, de la mano del profesor Germán González Silva, quien ha depositado su confianza en nuestra capacidad de trabajo investigativa.

**Título: COMPORTAMIENTO FLUIDO-DINÁMICO DE CRUDO EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR UTILIZANDO UNA HERRAMIENTA COMPUTACIONAL (CFD)**

Director: **GERMÁN GONZÁLEZ SILVA, Ph.D.**

Universidad Industrial de Santander, UIS

Co-directores: **JOSÉ ROBERTO NUNHEZ, Ph.D.**

Universidade Estadual de Campinas, UNICAMP

**RONALD JAIMES PRADA, Ph.D.**

Universidade Estadual de Campinas, UNICAMP

Trabajo de grado para optar al título de Ingenieras de Petróleos.

Este trabajo de simulación fue realizado en colaboración con la Universidad Estatal de Campinas, UNICAMP, Brasil, bajo la modalidad de Pasantía de Investigación. La licencia del software ANSYS CFX utilizada, se encuentra en el Laboratorio de Fluido-Dinámica Computacional L-CFD, del Departamento de Procesos Químicos de la Facultad de Ingeniería Química de la UNICAMP, a cargo del profesor José Roberto Nunhez.

## TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN .....	20
1. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA.....	21
1.1. DINÁMICA COMPUTACIONAL DE FLUIDOS (CFD) .....	21
1.1.1. CFD en la industria del petróleo .....	23
1.1.2. CFD en intercambiadores de calor .....	28
1.2. INTERCAMBIADORES DE CALOR .....	29
1.2.1. Tipos de intercambiadores de calor.....	30
1.2.2. Transferencia de calor .....	32
2. MODELAMIENTO MATEMÁTICO.....	33
2.1. ECUACIONES DE TRANSPORTE .....	33
2.2. MODELOS DE TURBULENCIA .....	33
2.2.1. Modelo k- $\epsilon$ .....	34
2.2.2. Modelo k- $\omega$ .....	35
2.2.3. Modelo SST ( <i>Shear Stress Transport</i> ).....	36
2.3. CAPA LÍMITE.....	36
2.4. MÉTODOS NUMÉRICOS .....	38
3. METODOLOGÍA .....	39
3.1. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA .....	40
3.2. PRE-PROCESAMIENTO .....	40
3.2.1. Geometría.....	40
3.2.2. Malla 43	
3.2.3. Propiedades de los Fluidos.....	44
3.2.4. Condiciones de Contorno.....	45
3.2.5. Modelos Físicos .....	46
3.3. SOLVER .....	46
3.4. POST-PROCESAMIENTO .....	47

4.	ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	48
4.1.	VALIDACIÓN DEL MODELO .....	48
4.1.1.	Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Calor por el Método Bell-Delaware 48	
4.2.	SIMULACIONES CFD .....	50
4.3.	ANÁLISIS DE TEMPERATURA.....	51
4.3.1.	Contornos de Temperatura.....	51
4.3.2.	Perfiles de Temperatura .....	57
4.4.	ANÁLISIS DE VELOCIDAD .....	59
4.4.1.	Vectores de Velocidad .....	59
4.4.2.	Líneas de Flujo.....	60
4.4.3.	Perfiles de Velocidad .....	62
4.5.	ANÁLISIS DE LA CAÍDA DE PRESIÓN .....	64
5.	CONCLUSIONES.....	65
6.	TRABAJOS FUTUROS .....	67
	BIBLIOGRAFÍA .....	68
	ANEXOS .....	72

## LISTA DE FIGURAS

<b>Figura 1.</b> Velocidad y dirección simulada del viento. ....	21
<b>Figura 2.</b> Gradiente de esfuerzo observado en la arteria coronaria izquierda con diferentes ángulos. ....	22
<b>Figura 3.</b> Contornos de presión estática. Caso base (izquierda), geometría optimizada (derecha). ....	22
<b>Figura 4.</b> Distribución de la velocidad del gas en un reactor rectangular. ....	23
<b>Figura 5.</b> Recortes acumulados en el pozo. ....	25
<b>Figura 6.</b> Perfil de temperatura del crudo. ....	26
<b>Figura 7.</b> Malla del impelidor y del tanque. ....	27
<b>Figura 8.</b> Análisis de la distribución de tensión en válvula cheque. ....	27
<b>Figura 9.</b> Perfil de temperatura del intercambiador de tubos y aletas. ....	28
<b>Figura 10.</b> Distribución de velocidad axial. Código Comercial (izquierda) y código OpenFOAM (derecha). ....	29
<b>Figura 11.</b> Distribución de temperatura del flujo de aire en tubo con aletas. ....	29
<b>Figura 12.</b> Intercambiador de calor de coraza y tubos. ....	31
<b>Figura 13.</b> Esquema de la capa límite. ....	37
<b>Figura 14.</b> Discretización del reactor de tanque agitado en volúmenes de control. ....	38
<b>Figura 15.</b> Diagrama de Flujo de la Metodología CFD. ....	39
<b>Figura 16.</b> Geometría de los intercambiadores de calor con inclinación de bafles de a) 0°. b) 10°. c) 20° . ....	42
<b>Figura 17.</b> Malla generada de tipo tetraédrica con prismas en la pared. ....	43
<b>Figura 18.</b> Refino de malla cercano a las paredes. ....	44
<b>Figura 19.</b> Contornos de temperatura del intercambiador de calor con inclinación de bafles de 0°. a) 0,5 Kg/s. b) 1 Kg/s. c) 2 Kg/s . ....	52
<b>Figura 20.</b> Contornos de temperatura del intercambiador de calor con inclinación de bafles de 10°. a) 0,5 Kg/s. b) 1 Kg/s. c) 2 Kg/s . ....	53
<b>Figura 21.</b> Contornos de temperatura del intercambiador de calor con inclinación de bafles de 20°. a) 0,5 Kg/s. b) 1 Kg/s. c) 2 Kg/s . ....	54

<b>Figura 22.</b> Variación de temperatura de salida con el ángulo de inclinación de los baffles para diferentes flujos másicos .....	55
<b>Figura 23.</b> Contornos de Temperatura de los intercambiadores de calor con flujo másico de 0,5 Kg/s. a) 0°. b) 10°.c) 20° .....	56
<b>Figura 24.</b> Perfil de Temperatura del intercambiador de calor con flujo másico de 0,5 Kg/s e inclinación de baffles de 0° .....	57
<b>Figura 25.</b> Perfil de Temperatura del intercambiador de calor con flujo másico de 0,5 Kg/s e inclinación de baffles de 10° .....	58
<b>Figura 26.</b> Perfil de Temperatura del intercambiador de calor con flujo másico de 0,5 Kg/s e inclinación de baffles de 20° .....	58
<b>Figura 27.</b> Vectores de Velocidad de los intercambiadores de calor con flujo másico de 0,5 Kg/s. a) 0°. b) 10°.c) 20° .....	59
<b>Figura 28.</b> Líneas de Flujo de los intercambiadores de calor con flujo másico de 0,5 Kg/s. a) 0°. b) 10°.c) 20° .....	61
<b>Figura 29.</b> Perfil de Velocidad del intercambiador de calor con flujo másico de 0,5 Kg/s e inclinación de baffles de 0° .....	62
<b>Figura 30.</b> Perfil de Velocidad del intercambiador de calor con flujo másico de 0,5 Kg/s e inclinación de baffles de 10° .....	63
<b>Figura 31.</b> Perfil de Velocidad del intercambiador de calor con flujo másico de 0,5 Kg/s e inclinación de baffles de 20° .....	63
<b>Figura 32.</b> Variación de la caída de presión con el ángulo de inclinación de los baffles para diferentes flujos másicos .....	64

## LISTA DE TABLAS

<b>Tabla 1.</b> Aplicaciones de CFD en la industria <i>Oil &amp; Gas</i> .....	23
<b>Tabla 2.</b> Clasificación de los intercambiadores de calor.....	30
<b>Tabla 3.</b> Dimensiones de los intercambiadores de calor .....	41
<b>Tabla 4.</b> Características de las mallas .....	43
<b>Tabla 5.</b> Propiedades de los Fluidos.....	44
<b>Tabla 6.</b> Condiciones de Contorno.....	45
<b>Tabla 7.</b> Modelos Físicos .....	46
<b>Tabla 8.</b> Especificaciones del computador.....	47
<b>Tabla 9.</b> Resultados de la validación del modelo.....	49
<b>Tabla 10.</b> Resultados del intercambiador de calor con inclinación de baffles 0° .....	50
<b>Tabla 11.</b> Resultados del intercambiador de calor con inclinación de baffles 10° .....	50
<b>Tabla 12.</b> Resultados del intercambiador de calor con inclinación de baffles 20° .....	51

## LISTA DE ANEXOS

ANEXO A. CONTORNOS DE TEMPERATURA .....	72
ANEXO B. VECTORES DE VELOCIDAD.....	75
ANEXO C. LÍNEAS DE FLUJO.....	77

## NOMENCLATURA

<b>Símbolos</b>	<b>Nombre</b>	<b>Unidades</b>
$A$	Área de transferencia de calor	$m^2$
$C_{ps}$	Calor específico	J/kg.K
$h_c$	Coefficiente de transferencia de calor lado frío	$W/m^2.K$
$h_h$	Coefficiente de transferencia de calor lado caliente	$W/m^2.K$
$h_i$	Coefficiente de transferencia de calor ideal	$W/m^2.K$
$j_i$	Factor de Colburn	
$K$	Energía Cinética	
$\dot{m}_s$	Velocidad másica del lado de la coraza	$Kg/m^2.s$
$p$	Presión	
$Pr$	Número de Prantl	
$Q$	Tasa de transferencia de calor	W
$Re_s$	Número de Reynolds del lado de la coraza	-
$R_f$	Coefficiente de ensuciamiento	
$Te$	Temperatura de entrada	K
$Ts$	Temperatura de salida	K
$U$	Coefficiente global de transferencia de calor	$W/m^2.K$
$u$	Velocidad del fluido	
$uu$	Streamwise	
$V$	Función de x,t	
$\nabla$	Operador diferencial vectorial	
$\nu$	Viscosidad cinemática	
$\Omega$	Dominio de integración	
$\Gamma$	Límites de integración	
$\mu_w$	Viscosidad a la temperatura de la pared	
$\mu_m$	Viscosidad a la temperatura promedio del fluido	

## RESUMEN

**TÍTULO:** COMPORTAMIENTO FLUIDO-DINÁMICO DE CRUDO EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR UTILIZANDO UNA HERRAMIENTA COMPUTACIONAL (CFD).\*

**AUTORAS:** LAURA ISABEL DÍAZ PINILLA, LEIDY PAOLA MENESES PRADO.\*\*

**PALABRAS CLAVE:** INTERCAMBIADORES DE CALOR, BAFLES, DINÁMICA COMPUTACIONAL DE FLUIDOS (CFD), CRUDO, TRANSFERENCIA DE CALOR.

### DESCRIPCIÓN:

Los intercambiadores de calor son dispositivos utilizados en procesos industriales para la transferencia de energía térmica, estando disponibles en el mercado, diferentes tipos y geometrías, de acuerdo a su aplicación, y están clasificados acordes con la *Tubular Exchanger Manufacturers Association*, TEMA. En la industria petroquímica, redes de intercambiadores de calor son empleados con el fin de obtener la energía necesaria para el pre-calentamiento de crudo, proceso esencial en la refinación de petróleo para la separación de éste en diversas fracciones. Debido a su desempeño térmico, bajo costo y fácil mantenimiento, los intercambiadores de calor de coraza y tubos son ampliamente utilizados. Una de las configuraciones de este tipo de intercambiadores, que consiste en un arreglo de tubos fijos soportados por baffles, fue estudiada por medio de la Dinámica Computacional de Fluidos (CFD), para representar cualitativa y cuantitativamente los fenómenos físicos del proceso. El flujo en la coraza y el efecto de la inclinación de los baffles en la transferencia de calor, fueron analizados comparando los resultados para tres diferentes ángulos de inclinación (cero, diez y veinte grados), por medio de un programa comercial de Dinámica Computacional de Fluidos, ANSYS CFX 14.0, determinando así, la temperatura de salida en el lado de la coraza, la inclinación de los baffles y el flujo másico, óptimos. El modelo de simulación y en general, las geometrías utilizadas fueron validadas con los datos obtenidos de un estudio de la Universidad Técnica de Medio Oriente, (2010).

---

\* Trabajo de grado.

\*\* Facultad de Ingenierías Físico-Químicas. Escuela de Ingeniería de Petróleos. Director: Germán González Silva, Ph.D. Co-directores: José Roberto Nunhez, Ph.D. Ronald Jaimes Prada, Ph.D.

## ABSTRACT

**TITLE:** FLUID DYNAMIC CRUDE BEHAVIOR IN A HEAT EXCHANGER USING A COMPUTATIONAL TOOL (CFD).\*

**AUTHORS:** LAURA ISABEL DÍAZ PINILLA, LEIDY PAOLA MENESES PRADO.\*\*

**KEY WORDS:** HEAT EXCHANGERS, BAFFLES, COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS (CFD), CRUDE, HEAT TRANSFER.

### DESCRIPTION:

Heat exchangers are devices used in industrial processes for the thermal energy transfer. These are available in the market in different types and geometries, according to its application and are classified in accordance with the Tubular Exchanger Manufacturers Association, TEMA. In the petrochemical industry, heat exchangers networks are employed in order to obtain the energy necessary for the crude preheating, essential process in petroleum refining for oil separation into various fractions. Due to its thermal performance, low cost and easy maintenance, shell and tube heat exchangers are widely used. One of the configurations of such exchangers, consisting of a fixed tube arrangement supported by baffles, was studied using Computational Fluid Dynamics (CFD), to represent qualitative and quantitatively the physical phenomena of the process. The flow in the shell side and the baffles inclination effect in heat transfer were analyzed by comparing results for three different baffle inclination angles (zero, ten and twenty degrees), using a commercial program of Computational Fluid Dynamics, ANSYS CFX 14.0. The shell side outlet temperature, the optimum baffle inclination angle and the optimal mass flow rate were determined. The simulation model and geometries were validated with data obtained from a study of the Middle East Technical University (2010).

---

\* Bachelor Degree Project.

\*\* Physico-Chemical Engineering Faculty, School of Petroleum Engineering. Director: Germán González Silva, Ph.D. Co-directors: José Roberto Nunhez, Ph.D. Ronald Jaimes Prada, Ph.D. Campinas University

## **OBJETIVO GENERAL**

Estudiar la fluido-dinámica y transferencia de calor de un crudo, en un intercambiador de calor de coraza y tubos con baffles, utilizando la Dinámica Computacional de Fluidos (CFD).

## **OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

1. Construir las geometrías (dominio fluido) de los intercambiadores de calor con baffles, utilizando un programa de diseño CAD.
2. Discretizar el dominio fluido en múltiples volúmenes de control usando un programa comercial de generación de mallas.
3. Seleccionar las condiciones de operación y los modelos matemáticos apropiados para la simulación del comportamiento fluido-dinámico de crudo en los intercambiadores de calor.
4. Realizar la simulación numérica de las diferentes configuraciones geométricas del intercambiador de calor con las condiciones y modelos matemáticos seleccionados.
5. Comparar los resultados obtenidos en las simulaciones numéricas, con el fin de determinar la eficiencia de transferencia de calor en las diferentes configuraciones geométricas.

## INTRODUCCIÓN

La Dinámica Computacional de Fluidos, CFD por sus siglas en inglés (*Computational Fluid Dynamics*), es una herramienta que estudia el comportamiento fluido-dinámico de sistemas, solucionando las ecuaciones de conservación de momento, continuidad y energía, a través de métodos numéricos. Esto es posible gracias a la ayuda de ordenadores, los cuales, debido al avance tecnológico, permiten resolver numéricamente las ecuaciones de conservación en el espacio y en el tiempo, convirtiendo a CFD en una solución práctica y eficiente, que no sólo genera un diagnóstico de los procesos, sino que también es importante para el diseño de equipos, por medio de la visualización detallada en 2D, 3D y en tiempo real de las propiedades del fluido involucrado, reduciendo tiempo y costos en experimentos difíciles de realizar a gran escala. Además, el uso de CFD en los distintos procesos industriales, permite la simulación de situaciones que pueden generar riesgos en la práctica. Los intercambiadores de calor, por ejemplo, involucran diversas condiciones de temperatura que son de difícil acceso humano. Sin embargo, debido a que estos equipos son de gran aplicación en la industria, es importante el análisis de los fluidos y la transferencia de calor que se da en el proceso. En la industria petrolera, se utilizan intercambiadores de calor de diferentes tipos, por lo tanto, en la elección del dispositivo adecuado, se debe tener en cuenta las condiciones de operación, tales como, área, temperatura, corrientes de flujo, entre otras.

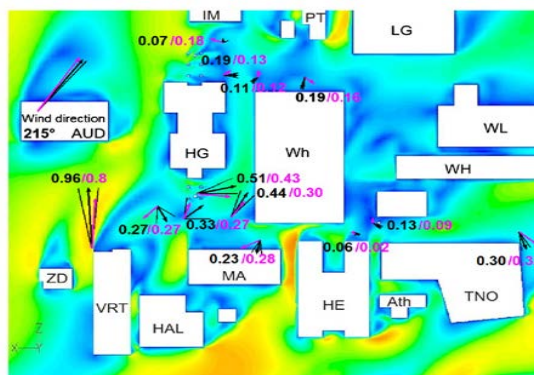
## 1. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

En este capítulo se presentarán trabajos desarrollados usando la Dinámica Computacional de Fluidos en distintas áreas de aplicación, así como la implementación de esta herramienta en la industria de los hidrocarburos. Posteriormente, se mostrará una descripción teórica sobre los intercambiadores de calor, su clasificación, y los diferentes campos de acción, que hacen uso de éstos. Finalmente, serán presentados diversos estudios sobre CFD realizados en intercambiadores de calor y los fundamentos acerca de la transferencia de calor.

### 1.1. DINÁMICA COMPUTACIONAL DE FLUIDOS (CFD)

La Dinámica Computacional de Fluidos abarca múltiples campos de aplicación; en ingeniería ambiental, ayudó a la predicción de un método de control para la calefacción de invernaderos agrícolas (CHEN, *et al.*, 2014). En otro estudio, Blocken, *et al.* (2011), realizaron estudios del comportamiento del viento para peatones en áreas urbanas, tomando como caso base el Campus de la Universidad de Eindhoven, Países Bajos. La Figura 1, muestra las velocidades del viento tomadas en la simulación, usando dos direcciones como referencia.

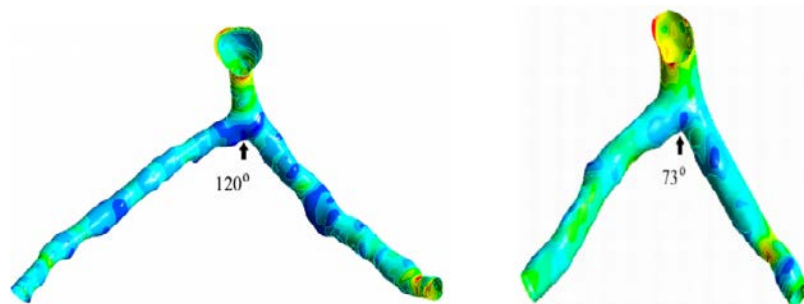
**Figura 1.** Velocidad y dirección simulada del viento.



**Fuente:** adaptado de Blocken, *et al.* (2011)

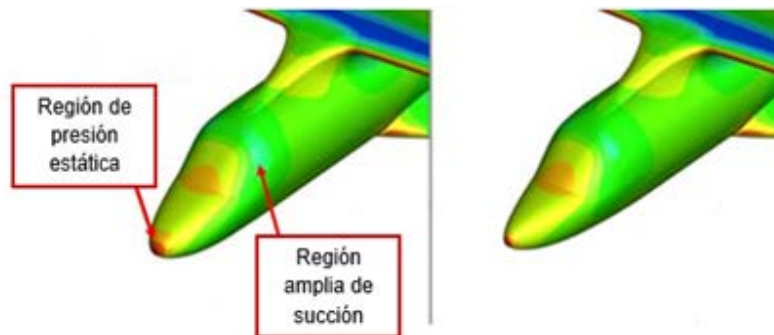
En medicina se ha utilizado para realizar comparaciones de catéteres simétricos para hemodiálisis (CLARK, *et al.*, 2014). Sun, Xu, (2014) describen dolencias de arterias coronarias, mostradas en la Figura 2, donde los colores indican esfuerzos para ángulos diferentes. En aviación, se realizó la optimización de las partes de una aeronave, utilizando un enfoque avanzado multi-objetivo, partiendo de dos casos de prueba. (DA RONCO, *et al.*, (2014). La Figura 3 se muestran zonas de presión estática y la geometría mejorada en CFD.

**Figura 2.** Gradiente de esfuerzo observado en la arteria coronaria izquierda con diferentes ángulos.



**Fuente:** adaptado de Sun, Xu, (2014)

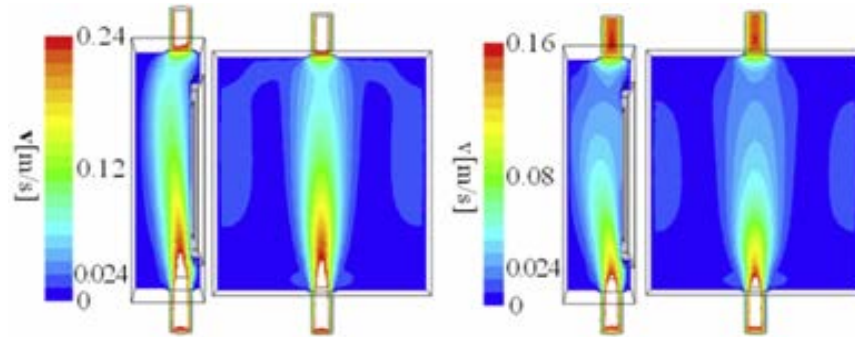
**Figura 3.** Contornos de presión estática. Caso base (izquierda), geometría optimizada (derecha).



**Fuente:** adaptado de Da Ronco, *et al.*, (2014)

En la industria química, se han realizado análisis de la oxidación foto-catalítica del etileno a partir del  $\text{TiO}_2$  catalizado. El modelo predijo la oxidación del etileno y su comportamiento en los reactores a varias velocidades de flujo gaseoso, como muestra la Figura 4.

**Figura 4.** Distribución de la velocidad del gas en un reactor rectangular.



**Fuente:** Einaga, *et al.*, (2014)

### 1.1.1. CFD en la industria del petróleo

Con el fin de mantener la rentabilidad y la seguridad en sus operaciones, las compañías del sector *Oil & Gas* han implementado soluciones a múltiples desafíos por medio del software ANSYS, en las áreas de perforación, producción, almacenamiento, transporte, refinación y uso final de petroquímicos. La Tabla 1 presenta algunas de las aplicaciones.

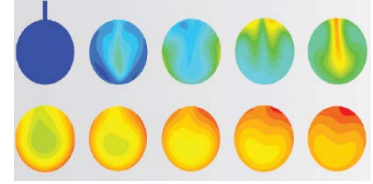
**Tabla 1.** Aplicaciones de CFD en la industria *Oil & Gas*.

Aplicación	Descripción	Imagen
Predicción de fallas de equipos por corrosión	Los recortes de perforación, transporte de arena y agentes de retención reducen la vida de los equipos, tuberías y herramientas de fondo de pozo a través de la corrosión. ANSYS permite el modelado de flujo único o múltiples fluidos que tengan en cuenta el tamaño de las partículas y cargas.	

---

Flujo multifásico en tuberías

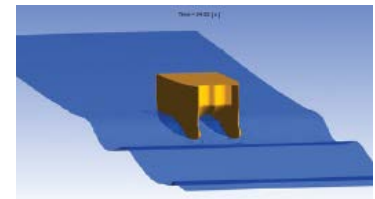
La simulación flash muestra contornos de fracciones másicas de la fase vapor en varias secciones transversales aguas abajo. Mostró que las fracciones de hidrocarburos vaporizados aumentan con la distancia.



---

Movimiento de superficies húmedas a causa de ondas irregulares del mar.

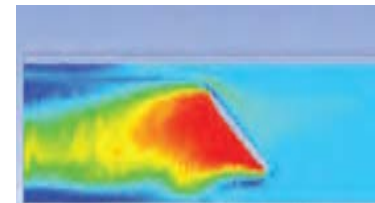
Ingenieros hacen uso de ANSYS para estudiar el flujo sobre una superficie libre y los movimientos relacionados con el mar (balanceo), para la producción, almacenamiento en plataformas *offshore*, y otros recipientes utilizados para la perforación de petróleo y gas, producción y transporte.



---

Cambios termodinámicos en tuberías y facilidades de aceite y gas.

El Grupo SSC de México desarrolló una aplicación que determina las características termodinámicas de diferentes fluidos del yacimiento. Está conectada al software ANSYS y proporciona toda la información PVT. La imagen muestra la fracción de volumen de gas debido al cambio de fase (vaporización) detrás de una válvula mariposa para unos 41°API y 60 de GOR.



Optimización de reformadores de combustible

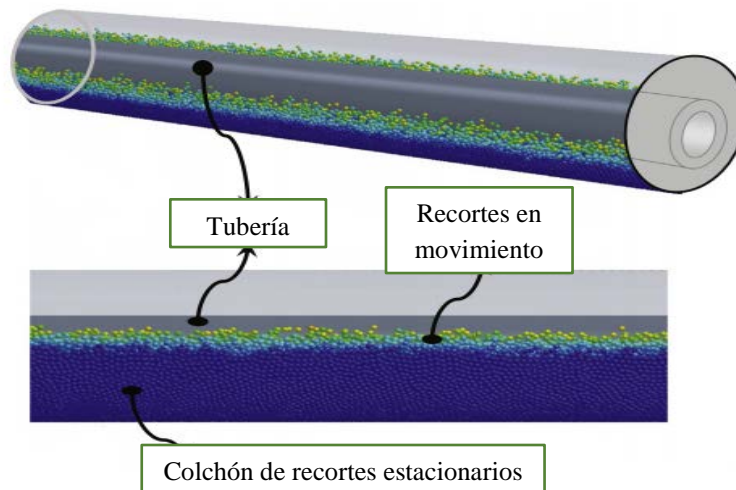
CFD utiliza un modelo de canal para simular reformadores complejos y hornos de craqueo en menos tiempo. La imagen muestra gases calientes de los quemadores que proporcionan calor a los tubos de proceso y permiten reacciones internas. La solución integrada de ANSYS permite cambiar condiciones de funcionamiento para utilizar toda la longitud de los tubos para la producción.



**Fuente:** Adaptado de Gallery: Oil and Gas Industry Applications by ANSYS Advantage Staff. (2015).

Para modelar la perforación, CFD simula también, los efectos de la rotación de la tubería en el transporte de recortes a través del hueco. El modelo desarrollado tuvo en cuenta las fuerzas presentes en el proceso, tales como fuerza de arrastre, fuerza de levantamiento y la fuerza del gradiente de presión, así como las colisiones entre recortes-recortes, recortes-tubería y recortes-pared del hueco. La Figura 5 presenta algunas imágenes instantáneas de la acumulación de los recortes en el pozo. (AKHSHIK, *et al.*, 2015).

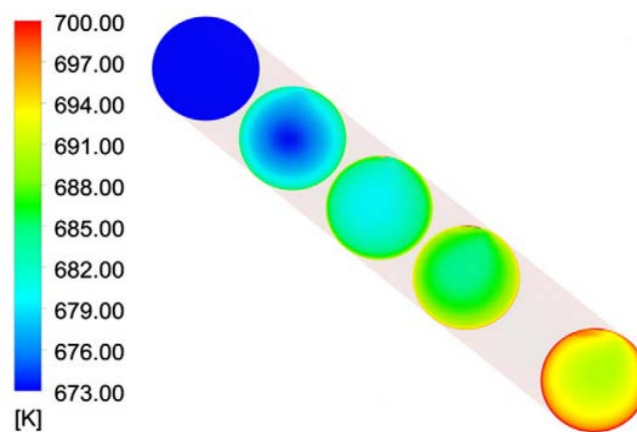
**Figura 5.** Recortes acumulados en el pozo.



**Fuente:** adaptado de Akhshik, *et al.* (2015)

Gan Li, *et al* (2015) desarrollaron un modelo tridimensional para predecir el cambio de fase, las reacciones que suceden dentro de los tubos de un horno y la formación de coque para diferentes tipos de crudo y temperaturas de pared. Los resultados obtenidos fueron utilizados para desarrollar el diseño óptimo de un horno industrial. En la Figura 6 se puede observar el perfil de temperatura del crudo cercano a la pared del tubo en cada sección transversal.

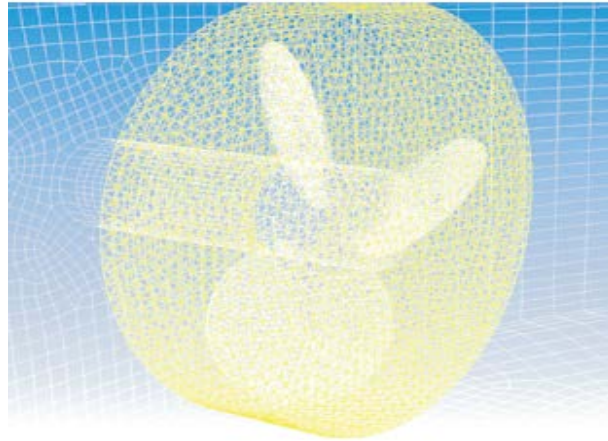
**Figura 6.** Perfil de temperatura del crudo.



**Fuente:** adaptado de Gan Li, *et al* (2015)

La homogenización de diferentes crudos en un tanque a escala piloto fue simulada usando el programa comercial ANSYS FLUENT 12.0. Los modelos fueron de tipo dinámicos dado que todas las simulaciones iniciaron en tiempo cero y los crudos se encontraban completamente separados hasta un tiempo final de completa homogenización. El tanque fue agitado con un impelidor; y fue usado un modelo de dos fases con el propósito de observar el proceso de mezclado y calcular las propiedades de la mezcla en función de las fracciones volumétricas. El efecto del tamaño de malla y el paso en el tiempo también fueron objeto de estudio, pues en este tipo de simulaciones el esfuerzo computacional se convierte en un parámetro muy importante y debe ser reducido al mínimo. Los resultados de las simulaciones, comparados con los datos experimentales, mostraron buen comportamiento con desviaciones menores al uno por ciento ( $< 1\%$ ) al final de la homogenización completa. La Figura 7 muestra la malla tetraédrica del impelidor (GUALDRÓN, *et al.*, 2015).

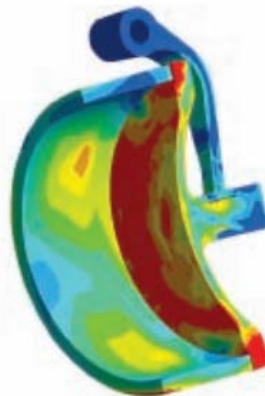
**Figura 7.** Malla del impelidor y del tanque.



**Fuente:** GUALDRÓN, *et al.* CT&F Ciencia, Tecnología y Futuro Ecopetrol (2013)

Cameron Inc. implementó ANSYS CFX para el diseño de válvulas tipo cheque, permitiendo identificar lugares donde existe un nivel máximo de turbulencia dentro del cuerpo de las mismas, con el fin de reducir pérdidas de presión, como se observa en la Figura 8.

**Figura 8.** Análisis de la distribución de tensión en válvula cheque.

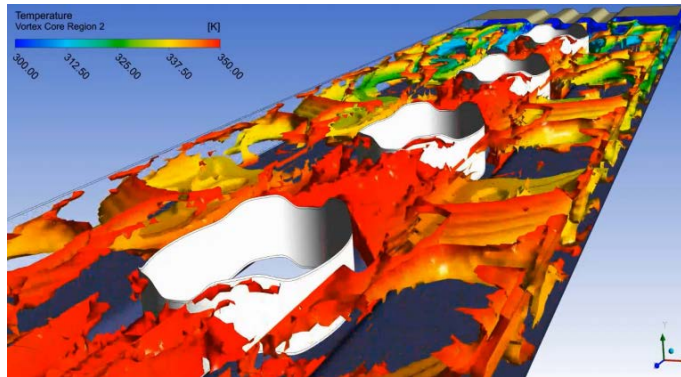


**Fuente:** AVDJIAN. (2012)

### 1.1.2. CFD en intercambiadores de calor

Los diferentes estudios sobre intercambiadores de calor, usando CFD, se enfocan principalmente en el análisis térmico, la fase de diseño y optimización, la caída de presión y la distribución de los fluidos. La Universidad Tecnológica de Malasia, aumentó la eficiencia de un intercambiador de calor de tubos y aletas usado en los sistemas de aire acondicionado y en la ingeniería térmica, por medio de ANSYS FLUENT. El aumento de la transferencia de calor se obtuvo por medio de una moderada reducción de la caída de presión. La Figura 9 presenta el perfil de temperatura en la región de vórtices.

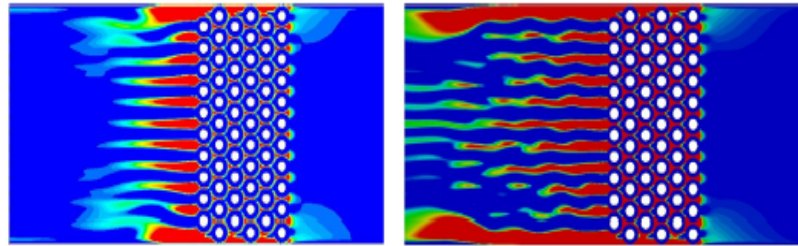
**Figura 9.** Perfil de temperatura del intercambiador de tubos y aletas



**Fuente:** ANSYS Advantage Thermal Management, Volumen 10. (2016)

Un intercambiador de calor de tubo fue simulado por Selma, *et al.*, (2013), para mejorar la eficiencia energética en la construcción de sistemas de ventilación. Un caso base, que representa el comportamiento real del tubo de calor, utilizado normalmente en un intercambiador industrial aire-aire, fue simulado aplicando un modelo numérico, con el objetivo de predecir la transferencia de calor en la superficie de dicho tubo, mediante OpenFOAM, obteniendo una geometría óptima, mejorando el rendimiento en un veinte cuatro por ciento (24%), y reduciendo la caída de presión en un treinta por ciento (30%). La Figura 10 presenta la distribución de la velocidad axial para el código comercial y el código OpenFOAM utilizados en este estudio.

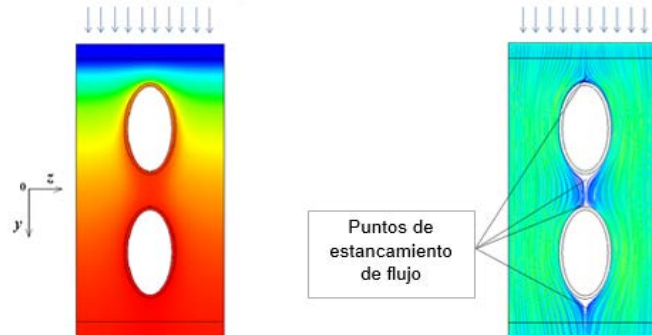
**Figura 10.** Distribución de velocidad axial. Código Comercial (izquierda) y código OpenFOAM (derecha).



**Fuente:** Adaptado de Selma, *et al.* (2013)

CFD también ha involucrado equipos de tratamiento térmico. La Figura 11 muestra la distribución de temperatura en un tubo con aletas, realizada durante el estudio de la resistencia térmica de contacto en la placa de aletas y tubos en intercambiadores de calor (TALER, OCLON, 2014).

**Figura 11.** Distribución de temperatura del flujo de aire en tubo con aletas.



**Fuente:** Adaptado de Taler, Oclon. (2014)

## 1.2. INTERCAMBIADORES DE CALOR

Los intercambiadores de calor son dispositivos de gran uso en procesos industriales; éstos son usados para transferir calor entre dos corrientes de procesos, en donde una corriente se enfría mientras que la otra se calienta. El rendimiento y la eficacia de estos equipos se miden a través de la cantidad de calor transferido utilizando menor área de transferencia de calor, proporcionando una visión sobre el costo de capital y los requerimientos de energía (costos de funcionamiento) necesarios para el diseño del mismo.

### 1.2.1. Tipos de intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son muy usados en diversos procesos industriales, tales como, refrigeración, petróleo, recuperación de calor, transporte, entre otros, teniendo como objetivo principal, la transferencia de calor entre dos corrientes de fluidos. En la literatura, existen variadas clasificaciones, de acuerdo a su construcción, proceso de transferencia, grado de compactación de la superficie y fase de los fluidos involucrados (THULUKKANAM, 2013). La Tabla 2 presenta la clasificación de los intercambiadores de calor.

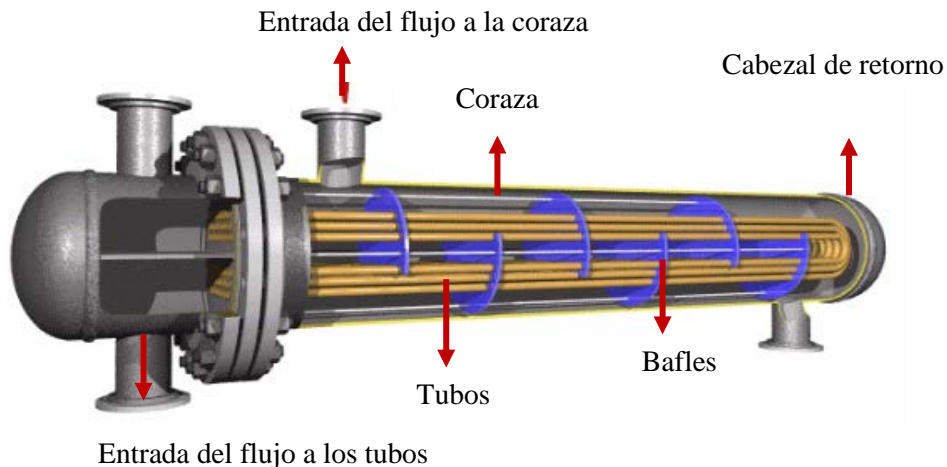
**Tabla 2.** Clasificación de los intercambiadores de calor.

<b>Clasificación</b>	<b>Tipos</b>
Construcción	Tubulares -Doble tubo -Coraza y tubos -Espiral Plato Regeneradores/ No regeneradores
Proceso de transferencia de calor	Contacto Directo Contacto Indirecto
Disposición de flujo	Flujo paralelo Contraflujo Flujo cruzado
Número de pasos	Un paso Múltiples pasos
Fase del fluido	Gas- Líquido Líquido- Gas Gas-Gas
Mecanismos de transferencia de calor	Calentador Evaporador Enfriador Condensador

**Fuente:** Adaptado de THULUKKANAM. (2013).

El tipo de intercambiador de calor más común en las aplicaciones industriales es el de coraza y tubos, como se muestra en la Figura 12. Estos intercambiadores contienen un gran número de tubos empacados dentro de una coraza con sus ejes paralelos a ésta. La transferencia de calor se da a medida que uno de los fluidos se mueve por dentro de los tubos, mientras que el otro, se mueve por fuera de éstos, pasando por la coraza. Normalmente son instalados baffles para aumentar el coeficiente de convección del fluido en el lado de la coraza, induciendo turbulencia en una componente de velocidad en la dirección del flujo cruzado. Otra función de éstos es servir de apoyo para los tubos, reduciendo las vibraciones inducidas por el flujo.

**Figura 12.** Intercambiador de calor de coraza y tubos.



**Fuente:** Adaptado de Southern Heat Exchanger. (2015)

Otra configuración a tener en cuenta, de este tipo de intercambiadores, está relacionada con el número de pasos que realizan los fluidos por la coraza y por los tubos. Por ejemplo, los intercambiadores en donde los tubos forman una U dentro de la coraza, implica un paso por la coraza y dos pasos por los tubos. Así mismo, aquel que comprenda dos pasos en la coraza y cuatro pasos en los tubos es llamado de múltiples pasos.

### 1.2.2. Transferencia de calor

Durante el proceso de transferencia de calor, un fluido de temperatura más alta transfiere su energía en forma de calor a otro de temperatura inferior. El fluido puede transferir su calor a través de diferentes mecanismos. Estos mecanismos de transferencia de calor son la conducción, convección y radiación. (REHMAN, 2011). Normalmente un intercambiador de calor de coraza y tubos está relacionado con dos fluidos que se encuentran separados por una pared sólida. En primer lugar, el calor se transfiere del fluido caliente hacia la pared por convección, después a través de la pared por conducción y por último, de la pared hacia el fluido frío de nuevo por convección (CENGEL, 2011). Independientemente de la naturaleza del proceso de intercambio de calor, la tasa de transferencia de calor es descrita por la ley de enfriamiento de Newton, la cual establece que la tasa de pérdida de calor de un cuerpo es proporcional a la diferencia entre las temperaturas del mismo y sus alrededores como se puede observar en la Ecuación (1).

$$Q=UA\Delta(Te-Ts) \quad (1)$$

El coeficiente global de transferencia de calor, depende de las propiedades de los fluidos de proceso, temperaturas, caudales y disposición geométrica del intercambiador de calor. Por ejemplo, el número de pasos, el número de deflectores y su separación, etc. Por medio de la Ecuación (2) se resumen las resistencias encontradas durante la transferencia de calor. (REHMAN, 2011).

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_n} + \frac{1}{h_c} + R_f \quad (2)$$

## 2. MODELAMIENTO MATEMÁTICO

La Dinámica Computacional de Fluidos, involucra solución numérica de las ecuaciones de conservación que describen el comportamiento fluido-dinámico del sistema, siendo éstas, ecuaciones diferenciales parciales y por tanto no tienen soluciones analíticas. A continuación se describen las ecuaciones de conservación para fluidos incompresibles.

### 2.1. ECUACIONES DE TRANSPORTE

La ecuación de conservación de masa o continuidad para flujo incompresible, en donde la densidad del fluido no varía en el tiempo, está representada en la Ecuación (3).

$$\nabla \cdot u = 0 \quad (3)$$

Y, la ecuación de momento para flujo incompresible se muestra en la Ecuación (4).

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} = -\nabla p + \nu \nabla^2 u + pg \quad (4)$$

En fluidos incompresibles, la energía es considerada como una segunda cantidad de conservación, que proviene de la conservación de la masa y de momento. Finalmente, se obtiene que la ecuación de energía para fluidos newtonianos con densidad constante es la mostrada en la Ecuación (5), (BIRD, 2006)

$$\rho \cdot C_p \frac{dT}{dt} = k \nabla^2 T + \nu \phi_v \quad (5)$$

### 2.2. MODELOS DE TURBULENCIA

La turbulencia surge debido a la inestabilidad en el flujo cuando la amortiguación viscosa de las fluctuaciones de velocidad es más lenta que el transporte por convección, es decir, el

fluido puede girar antes de que entre en contacto con la pared que detiene la rotación. Para altos números de Reynolds las fluctuaciones de velocidad pueden no ser amortiguadas por las fuerzas viscosas y el flujo se vuelve turbulento. Éste genera un amplio rango de longitud, velocidad y escala de tiempo causando que la solución de estos parámetros implique altos costos de simulación y por esta razón, se han desarrollado diversos modelos de turbulencia con diferentes grados de resolución que simplifican las ecuaciones de momento. (REHMAN, 2011). La cantidad de modelos generados se basan en las ecuaciones de *Reynolds Average Navier-Stokes*, RANS. Algunos tienen aplicaciones muy específicas, mientras que otros pueden aplicarse en diversos tipos de flujo con un grado de confianza razonable. (ANSYS, 2009). Los modelos *Standard k-ε*, *k-ε RNG*, *Realizable k-ε*, *k-ω SST (Shear Stress Transport)* y *RMS (Reynolds Stress Model)*, son de tipo RANS.

### **2.2.1. Modelo k-ε**

Este modelo es uno de los más prominentes que ha sido implementado en la mayoría de los códigos propuestos por CFD, y es considerado como el modelo estándar de la industria. Ha probado ser estable y numéricamente robusto con un buen régimen establecido y buena capacidad de predicción a altos números de Reynolds. Con CFX, el modelo k-ε utiliza la aproximación de función de pared escalable para mejorar la robustez y la exactitud cuando la malla cercana a la pared es muy fina (ANSYS, 2009). Así como los modelos estándar de dos ecuaciones (por ejemplo el modelo k-ε), proveen buenas predicciones para múltiples flujos de interés ingenieril, existen aplicaciones para las cuales estos modelos pueden no ser apropiados como se muestra a continuación:

- Flujos con separación de la capa límite.
- Flujos con cambios súbitos de esfuerzos principales.
- Flujos con fluidos rotatorios.
- Flujos sobre superficies curvas.

La primera variable de transporte en la ecuación del modelo k-ε, es la energía cinética turbulenta, k y la segunda variable es la disipación de la energía cinética turbulenta, ε, como se observa en las Ecuaciones (6) y (7) (JAIMES.2015).

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v k) = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_K - \rho \epsilon \quad (6)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \epsilon) = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \nabla \epsilon \right] + \frac{\epsilon}{k} C_{\epsilon 1} P_K - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (7)$$

Cabe mencionar que este modelo es apropiado para flujos en donde la turbulencia es casi isotrópica y los efectos de flujo a bajos números de Reynolds son depreciables.

### 2.2.2. Modelo k-ω

El modelo k-ω presenta una ventaja en la formulación del tratamiento de flujo cercano a la pared (bajos números de Reynolds). El tratamiento automático desarrollado en éste, facilita la creación de mallas en la pared, siendo menos riguroso en comparación con otros modelos de turbulencia. Además, es superior a los modelos estándar, dado que modela de mejor forma la región de baja turbulencia, cuando las energías cinética turbulenta y de disipación, se aproximan a cero haciéndose necesaria una malla refinada cerca a las paredes.

Este modelo se basa en la utilización de energía cinética turbulenta y en la tasa de disipación específica como parámetros para el cálculo de la viscosidad turbulenta, como se puede ver en las Ecuaciones (8) y (9) (JAIMES, 2015).

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v k) = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_K - \beta' \rho K \omega \quad (8)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \omega) = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \nabla \omega \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_K - \beta \rho \pi \omega^2 \quad (9)$$

### 2.2.3. Modelo SST (*Shear Stress Transport*)

Dados los inconvenientes que presentan, el modelo k- $\epsilon$  en el cálculo de la capa límite y la cantidad de flujo separado de una superficie lisa, y el modelo k- $\omega$  en su imprecisión por la fuerte sensibilidad de la ecuación  $\omega$  a valores de flujo libre fuera de la capa límite, MENTER (1993) desarrolló el modelo de turbulencia SST para obtener mejores predicciones, haciendo uso de las ecuaciones tanto del modelo k- $\epsilon$  en la región de flujo libre (velocidades altas), como del modelo k- $\omega$  en la región próxima de la pared (velocidades bajas) (JAIMES, 2015).

El modelo SST utiliza una función cuyo valor depende de la distancia de las paredes. Cerca de la pared, en la subcapa viscosa, esta función sólo corresponde al modelo k- $\omega$ . En las regiones lejanas de la pared esta función se hace cero y utiliza sólo el modelo k- $\epsilon$ . Este modelo también incluye el término de difusión transversal, en el cual, el modelo de viscosidad turbulenta se cambia para incluir el efecto del transporte de esfuerzo de cizalla turbulento, además, el modelamiento de las constantes es diferente de otros, haciendo que el modelo SST sea fiable para los flujos con gradiente de presión adversos y con separación de la capa límite (REHMAN, 2011). Este modelo está dado por las Ecuaciones (10) y (11).

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v k) = \nabla \cdot [(\mu + \sigma_k \mu_t) \nabla k] + P_K - \beta^* \rho K \omega \quad (10)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \omega) = \alpha \rho S^2 - \beta \rho \omega^2 + \nabla \cdot [(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \nabla \omega] + 2(1 - F_1) \rho \sigma \omega^2 \frac{1}{\omega} \nabla_k \nabla_\omega \quad (11)$$

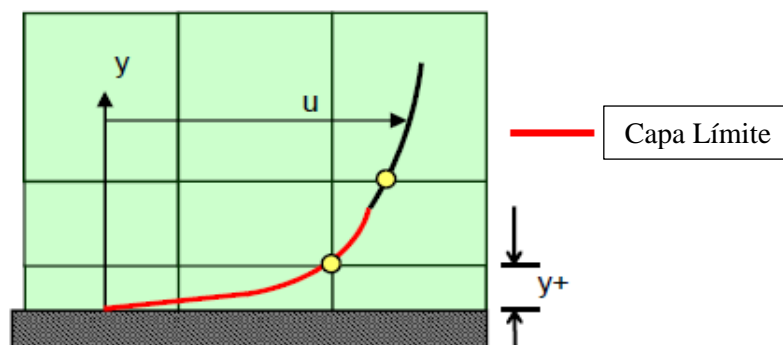
### 2.3. CAPA LÍMITE

La estimación del flujo cercano a la pared es relevante, dado que en esta región ocurren fluctuaciones significativas en la velocidad. Cuando las partículas de fluido hacen contacto con la superficie, ocasionan retardo en el movimiento, haciendo que los efectos de la

viscosidad sean considerables, hasta una distancia en donde los mismos se hacen despreciables.

La zona cercana a la pared puede dividirse en tres sub-capas. La sección próxima a ésta se denomina sub-capa viscosa (capa límite), la cual es una región muy fina que se caracteriza por presentar flujo laminar y por considerar la viscosidad molecular como un factor determinante en el cálculo de la transferencia de calor. Al lado de la capa límite se encuentra la capa amortiguadora o capa de transición, donde los efectos turbulentos se hacen significativos pero el flujo aún es dominado por los efectos viscosos. Finalmente, arriba de la capa amortiguadora, está la capa de flujo turbulento que considera el flujo como no viscoso y las ecuaciones de transporte consideran los efectos de la turbulencia. En el análisis de la capa límite es necesario trabajar con la distancia adimensional que hay entre ésta y la pared, denominada  $y^+$ , tal y como se muestra en la Figura 13. Su modelamiento dentro de la simulación, garantiza que los fenómenos de flujo que se dan en la región cercana de la pared, y la turbulencia sean predichos de forma correcta. Para ello, el software ANSYS CFX 14.0 utiliza dos aproximaciones llamadas, Función de Pared (*Wall Function*), para mallas gruesas y en donde valores de  $y^+$  cercanos a treinta son válidos, pues no resuelve la zona cercana a la pared; y, Modelamiento Cercano a la Pared (*Near-Wall Modelling*), en el cual se requiere de mallas refinadas con valores de  $y^+$  menores a cinco, que implican un mayor esfuerzo computacional (SALIM. CHEAH, 2009).

**Figura 13.** Esquema de la capa límite.



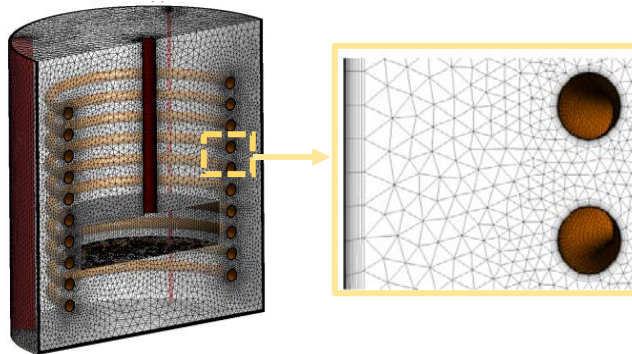
**Fuente:** Adaptado de ANSYS, Inc. (2009)

## 2.4. MÉTODOS NUMÉRICOS

En CFD, se busca obtener la solución aproximada de las ecuaciones de conservación, a partir de métodos numéricos, discretizando el volumen de control y las ecuaciones diferenciales en ecuaciones algebraicas. Existe una gran variedad de métodos numéricos para la discretización de problemas: volúmenes finitos, elementos finitos y diferencias finitas. El más utilizado en la ingeniería, por su simplicidad conceptual, y considerado la base de ANSYS CFX, es el método de volúmenes finitos, ya que puede adaptarse a cualquier tipo de mallado, bien sea estructurado o no estructurado, siendo así el método más adecuado para el desarrollo de geometrías complejas. En la Figura 14 se observa un ejemplo de discretización en volúmenes de control por este método, realizado para un reactor de tanque agitado, cuya malla generada fue de tipo tetraédrica tridimensional no estructurada con prismas en la pared (JAIMES, 2015). La solución por elementos finitos, a diferencia de la anterior, se limita al uso de mallas no estructurales y es muy empleada en fluidos no newtonianos.

Por otra parte, el método de diferencias finitas, presenta un campo de aplicación más reducido, pues no puede aplicarse directamente en coordenadas curvilíneas, siendo necesario transformar las ecuaciones de Momento, de curvilíneas a cartesianas, para obtener una solución numérica. Por esta razón éste método es solo aplicable para geometrías sencillas.

**Figura 14.** Discretización del reactor de tanque agitado en volúmenes de control.

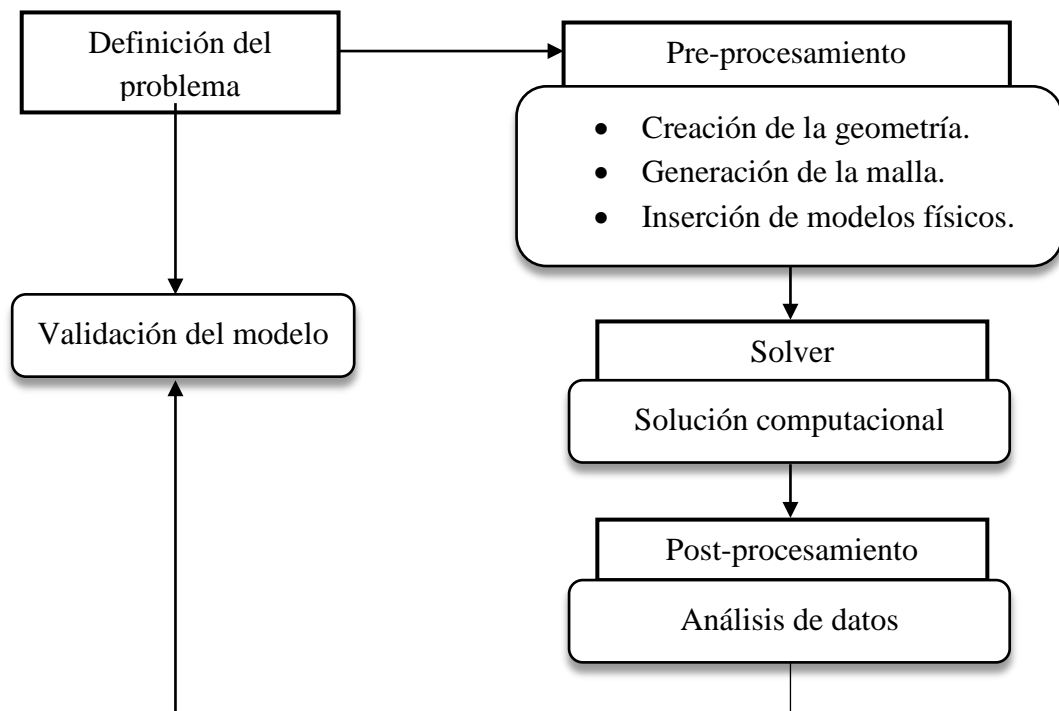


**Fuente:** Adaptado de Jaimes (2015)

### 3. METODOLOGÍA

En este capítulo se presentarán las etapas de la metodología utilizada en la simulación, CFD. La primera etapa consiste en la identificación del problema por medio de la definición del dominio y los objetivos que serán tratados. Posteriormente, se realizará un pre-procesamiento que consiste en la creación las respectivas geometrías, discretización de los dominios (generación de la malla) y la aplicación de los modelos y condiciones de contorno apropiadas al fenómeno. La tercera etapa consiste en la solución del modelo computacional (*solver*) seguido por un post-procesamiento para el análisis de resultados. Ésta metodología se encuentra resumida en el diagrama de flujo presentando en la Figura 15.

**Figura 15.** Diagrama de Flujo de la Metodología CFD.



**Fuente:** Adaptado de JAIMES. (2015)

### **3.1. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA**

En el presente trabajo fue analizado el comportamiento fluido-dinámico y el efecto de los baffles en la transferencia de calor para un crudo liviano. Para tal fin, fueron construidos tres prototipos de intercambiadores de calor de coraza y tubos, con diferentes inclinaciones de baffles, cero, diez y veinte grados. El modelo fue validado a partir de la configuración geométrica propuesta por THUNDIL Y GANNE (2012) y OZDEN Y TARI (2010).

### **3.2. PRE-PROCESAMIENTO**

El pre-procesamiento corresponde a la primera etapa de la metodología CFD, e inicia con la creación de la geometría, seguido de la generación de la malla (discretización del dominio fluido) apropiada para el análisis. Posteriormente, se define la configuración del modelo por medio de las propiedades de los fluidos involucrados en el proceso, así como las condiciones de contorno y los modelos matemáticos apropiados para representar el fenómeno físico real.

#### **3.2.1. Geometría**

La construcción de las geometrías, fue realizada a través del programa *Design Modeler* (DM), disponible en el *software* ANSYS CFX. Las dimensiones de los intercambiadores de calor utilizadas se basaron en la configuración geométrica propuesta por OZDEN Y TARI (2010), los cuales presentan una geometría simplificada, con el objetivo de reducir el esfuerzo computacional y tiempos de simulación, dado que, si se trabaja con una configuración de intercambiador de calor a escala industrial (quinientos tubos y cien baffles, por ejemplo), implicaría la utilización de una malla con una cantidad de elementos imposibles de modelar con un computador convencional. Teniendo en cuenta lo anterior, en el presente trabajo, sólo será modelado el lado de la coraza, que corresponde a la región

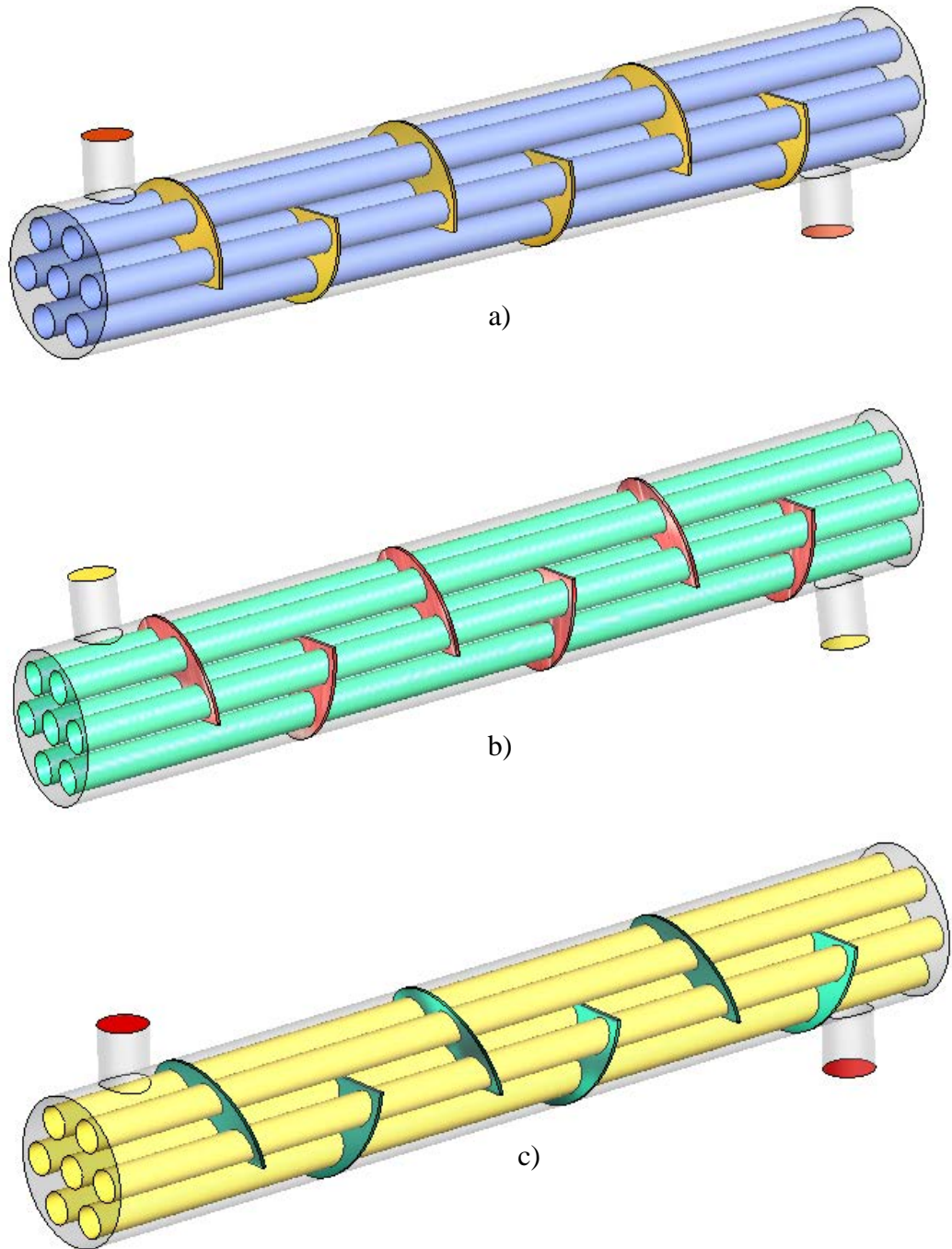
donde se efectuará el análisis de la transferencia de calor del crudo, que circulará a través de la misma. En la Tabla 3 se presentan las dimensiones utilizadas para los tres intercambiadores de calor simulados. En los tres dispositivos sólo fue modificado el ángulo de inclinación de los bafles.

**Tabla 3.** Dimensiones de los intercambiadores de calor

<b>Descripción</b>	<b>Valor</b>
Longitud del intercambiador, L	600 mm
Diámetro interno de la coraza DI	90 mm
Diámetro externo de los tubos, $d_o$	20 mm
Sección libre entre los tubos, $C'$	10 mm
Espaciados entre tubos, $P_t$	30 mm
Espacio entre bafles, B	86mm
Número de tubos, $N_t$	7
Número de bafles, $N_b$	6
Corte	36%

En la Figura 16 se presentan las geometrías del dominio fluido para cada uno de los intercambiadores de calor, de acuerdo a la inclinación de sus bafles y basadas en las configuraciones propuestas por THUNDIL Y GANNE (2012), para el análisis de la influencia de los bafles en la transferencia de calor.

**Figura 16.** Geometría de los intercambiadores de calor con inclinación de baffles de a) 0°. b) 10°. c) 20°



### 3.2.2. Malla

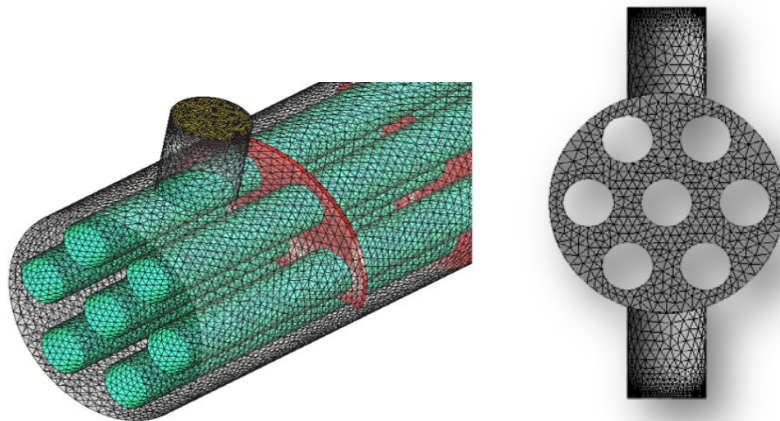
La generación del mallado fue realizada por medio del programa *Meshing* del *software* ANSYS CFX. Las mallas desarrolladas para discretizar los dominios de cada uno de los intercambiadores de calor, fueron de tipo tetraédricas con prismas en las paredes como se observa en la Figura 17 y cuyas características, número de elementos, número de nodos, altura del primer elemento, número de capas y tasa de crecimiento, son mostradas en la Tabla 4.

**Tabla 4.** Características de las mallas

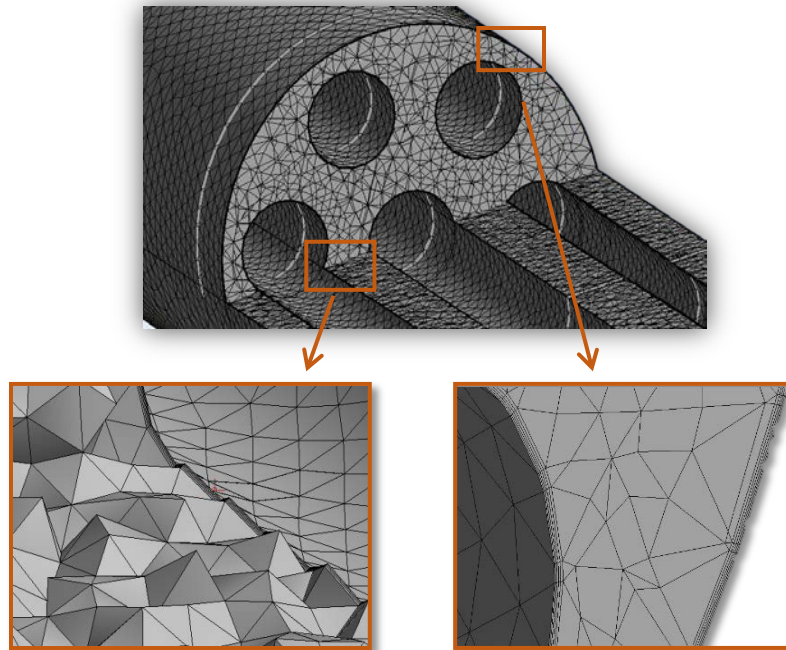
Descripción	0°	10°	20°
Número de elementos	978.773	977.204	979.591
Número de nodos	347.145	346.692	346.639
Altura del primer elemento (m)	$5 \times 10^{-5}$	$5 \times 10^{-5}$	$5 \times 10^{-5}$
Número de capas	5	5	5
Tasa de crecimiento	1,2	1,2	1,2

La Figura 18 presenta el refinamiento próximo a la pared necesario, con el objetivo de resolver con mayor precisión los gradientes de velocidad y temperatura dentro de la capa límite, donde los efectos viscosos son significativos.

**Figura 17.** Malla generada de tipo tetraédrica con prismas en la pared.



**Figura 18.** Refino de malla cercano a las paredes



### 3.2.3. Propiedades de los Fluidos

Los fluidos empleados en el presente trabajo, son agua y crudo liviano. El primero, fue utilizado para la validación del modelo correspondiente a la geometría propuesta por OZDEN Y TARI (2010) y el segundo, fue el fluido de análisis que circula a través de la coraza de los tres intercambiadores, el cual es objeto de estudio.

**Tabla 5.** Propiedades de los Fluidos

<b>Características</b>	<b>Unidades</b>	<b>Agua</b>	<b>Crudo Liviano</b>
Densidad	Kg/m <sup>3</sup>	997,0	752,87
Gravedad	API (60°F)	10	45,87
Viscosidad dinámica	Kg/m.s	8,899 x10 <sup>-4</sup>	3,88 x 10 <sup>-4</sup>
Calor específico	J/Kg.K	4181,7	2234,08
Conductividad térmica	W/m.K	0,6069	0,102
Masa Molar	Kg/Kmol	18,02	66,72

### 3.2.4. Condiciones de Contorno

Las condiciones de contorno son seleccionadas de acuerdo a las necesidades de cada modelo. En el estudio fue utilizada la condición *No Slip* para las paredes de los tubos, coraza y baffles, con la cual las velocidades de flujo son reducidas en las zonas próximas a éstas, y la condición *Outlet* en la salida. Como se observa en la Tabla 6, las tasas de flujo y el valor de temperatura con el que el crudo liviano inicia el proceso, fueron asignados a la entrada y, la temperatura fija asignada a las paredes de los tubos, corresponde a la del fluido de servicio que va a transferir su energía al crudo liviano que circulará a través de la coraza. Cabe mencionar que tanto las paredes de los baffles, como la pared de la coraza estuvieron bajo condiciones adiabáticas. De igual manera, ocurre con el modelo planteado por OZDEN Y TARI (2010), que utiliza agua, y fue desarrollado para su validación.

**Tabla 6.** Condiciones de Contorno

Condiciones Iniciales		Agua	Crudo Liviano
Entrada	<input type="checkbox"/> Flujo másico (Kg/s)	0,5	0,5 - 1 - 2
	<input type="checkbox"/> Temperatura estática (K)	300	362
Salida	<input type="checkbox"/> Presión estática promedio (Pa)	0	0
Paredes de los tubos	<input type="checkbox"/> Temperatura fija (K)	450	447
	<input type="checkbox"/> Sin deslizamiento ( <i>No Slip Wall</i> )		
Paredes de la coraza y paredes de los baffles	<input type="checkbox"/> Sin deslizamiento ( <i>No Slip Wall</i> )		
	<input type="checkbox"/> Condición adiabática		

### 3.2.5. Modelos Físicos

El modelo de turbulencia seleccionado fue el SST (*Shear Stress Transport*), pues presenta una adecuada predicción de la transferencia de calor en la capa límite, haciendo uso del modelo k- $\omega$  en la región próxima de la pared (velocidades bajas), y de las ecuaciones del modelo k- $\epsilon$  en la región de flujo libre (velocidades altas). El esquema de advección usado fue el *Upwind*, dado que predice con exactitud los campos de flujo y converge de forma más rápida, en comparación con otros esquemas de alto orden (BRUCATO, *et al.*, 1998). En cuanto al criterio de convergencia, se considera un RMS (*Root Mean Square*) menor a  $1 \times 10^{-5}$ , con el fin de alcanzar un alto grado de exactitud y asegurar la convergencia en la simulación.

**Tabla 7.** Modelos Físicos

	<b>Crudo Liviano</b>	<b>Agua</b>
<b>Modelo de turbulencia</b>	<i>Shear Stress Transport</i> , SST	k- $\epsilon$ estándar
<b>Transferencia de calor</b>	Energía térmica ( <i>Thermal Energy</i> )	
<b>Criterio de convergencia</b>	RMS < $1 \times 10^{-5}$	
<b>Esquema de advección</b>	<i>Upwind</i>	

### 3.3. SOLVER

Posterior a la etapa de Pre-procesamiento, ANSYS CFX da solución numérica al modelo computacional definido en ésta, a través del método numérico de los volúmenes finitos. La solución obtenida por medio del *software* se desarrolló teniendo en cuenta el criterio de convergencia, con el fin de obtener resultados óptimos y confiables. En esta etapa el esfuerzo y tiempo computacional dependerán de la complejidad del problema, criterio de convergencia, tamaño de malla, paso de tiempo, entre otros. (JAIMES, 2015). Las simulaciones fueron realizadas en un computador, cuyas especificaciones se muestran en la Tabla 8.

**Tabla 8.** Especificaciones del computador

<b>Características</b>	
Procesador	Intel (R) core (TM) i7 CPU 860 @ 2.8GHz 2.79GHz
Tipo de Sistema	Sistema de 64 bits
Memoria RAM	8 GB

### **3.4. POST-PROCESAMIENTO**

En esta etapa ANSYS CFD-Post 14.0 provee herramientas que permiten el análisis de los resultados obtenidos del problema planteado, brindando una visualización detallada de las variables de interés. En la siguiente sección, serán presentados los resultados de las simulaciones.

## 4. ANÁLISIS DE RESULTADOS

En este capítulo serán presentados los resultados obtenidos de las simulaciones para las diferentes configuraciones del intercambiador de calor de coraza y tubos, con el fin de analizar la transferencia de calor del lado de la coraza, a partir de la metodología propuesta en el Capítulo 3. Inicialmente, se mostrará la validación del modelo de OZDEN Y TARI (2010) y el estudio de las variables Temperatura y Velocidad. Finalmente, se realizará el análisis de Caída de Presión para las geometrías propuestas.

### 4.1. VALIDACIÓN DEL MODELO

Con el fin de validar el modelo propuesto, los parámetros temperatura de salida y coeficiente de transferencia de calor, fueron comparados con los datos obtenidos por OZDEN Y TARI (2010). Con el fin de garantizar confiabilidad en los resultados obtenidos en las simulaciones, el coeficiente de transferencia de calor fue calculado de forma teórica usando el Método Bell-Delaware, siendo el más detallado y aproximado para los cálculos manuales del lado de la coraza (SCHLÜNDER, 1983). En la Tabla 9 se muestran los resultados de la validación mencionada.

#### 4.1.1. Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Calor por el Método Bell-Delaware

El coeficiente de transferencia de calor fue calculado por medio de las ecuaciones propuestas por Bell-Delaware (Ecuaciones 12 a 15) y disponibles en el *Heat Exchanger Design Handbook* (SCHLÜNDER, 1983).

$$h_i = j_i * C_{ps} * \dot{m}_s * (P_r)_s^{-\frac{2}{3}} * \left(\frac{\mu_m}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (12)$$

Donde,

$$j_i = a_1 * \left( \frac{1.33}{L_{tp}/D_t} \right)^a * R_{es}^{a_2} \quad a = \frac{a_3}{(1+0.14*R_{es}^{a_4})} \quad (15)$$

$$R_{es} = \frac{D_t * \dot{m}_s}{\mu} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} a_1 &= 0,321^* \\ a_2 &= -0,388^* \\ a_3 &= 1,45^* \\ a_4 &= 0,519^* \end{aligned}$$

\*Para valores entre:  $10^4 < R_{es} < 10^5$  y arreglo de tubos triangular de  $30^\circ$

**Tabla 9.** Resultados de la validación del modelo

Parámetro	Análisis CFD	Ozden y Tari (2010)	Método Bell-Delaware
Temperatura a la salida, (K)	327,46	321,76	-
Coefficiente de Transferencia de Calor, (W/m <sup>2</sup> .K)	1631,4	2127	2202,89

A partir de los datos presentados en la Tabla 9, se puede observar que los resultados de la Temperatura de Salida entre el análisis CFD y el estudio de Ozden y Tari (2010) presentan una diferencia menor al 2%. El Coeficiente de Transferencia de Calor, entre el análisis CFD - Ozden y Tari (2010) y el Método Bell Delaware mostró una diferencia del 23% y del 26%, respectivamente. Esta diferencia puede deberse a la forma en que ANSYS CFX soluciona la transferencia de calor manteniendo las propiedades del fluido constantes, como la viscosidad; caso contrario al método Bell-Delaware que involucra la viscosidad del fluido a la temperatura promedio y a la temperatura de la pared.

## 4.2. SIMULACIONES CFD

A continuación son presentadas las tablas de resultados correspondientes a los nueve casos de estudio simulados, para el análisis fluido-dinámico del crudo que fluye por la coraza.

**Tabla 10.** Resultados del intercambiador de calor con inclinación de baffles 0°

Variable	Unidades	m=0,5 kg/s	m=1 kg/s	m=2 kg/s
T entrada	K	362,039	362,039	362,039
T pared	K	447,59	447,59	447,59
T infinito (vol avg)	K	373,65	370,95	368,9
T salida	K	381,21	376,86	373,55
Flujo de Calor	W/m <sup>2</sup>	82552	127726	198605
Coef. Transf. Calor, h	W/m <sup>2</sup> .K	1116,47	1666,57	2523,89
Caída de Presión	Pa	1782,25	7070,79	28132,35
y+	-	2,15	3,75	4,65

**Tabla 11.** Resultados del intercambiador de calor con inclinación de baffles 10°

Variable	Unidades	m=0,5 kg/s	m=1 kg/s	m=2 kg/s
T entrada	K	362,039	362,039	362,039
T pared	K	447,59	447,59	447,59
T inf (vol avg)	K	373,55	370,85	368,82
T salida	K	380,99	376,61	373,33
Flujo de Calor	W/m <sup>2</sup>	82102	125601	194846
Coef Transf. Calor, h	W/m <sup>2</sup> .K	1108,89	1636,71	2473,61
Caída de Presión	Pa	1659,14	6561,23	26048,49
y+	-	2,09	3,63	4,43

**Tabla 12.** Resultados del intercambiador de calor con inclinación de baffles 20°

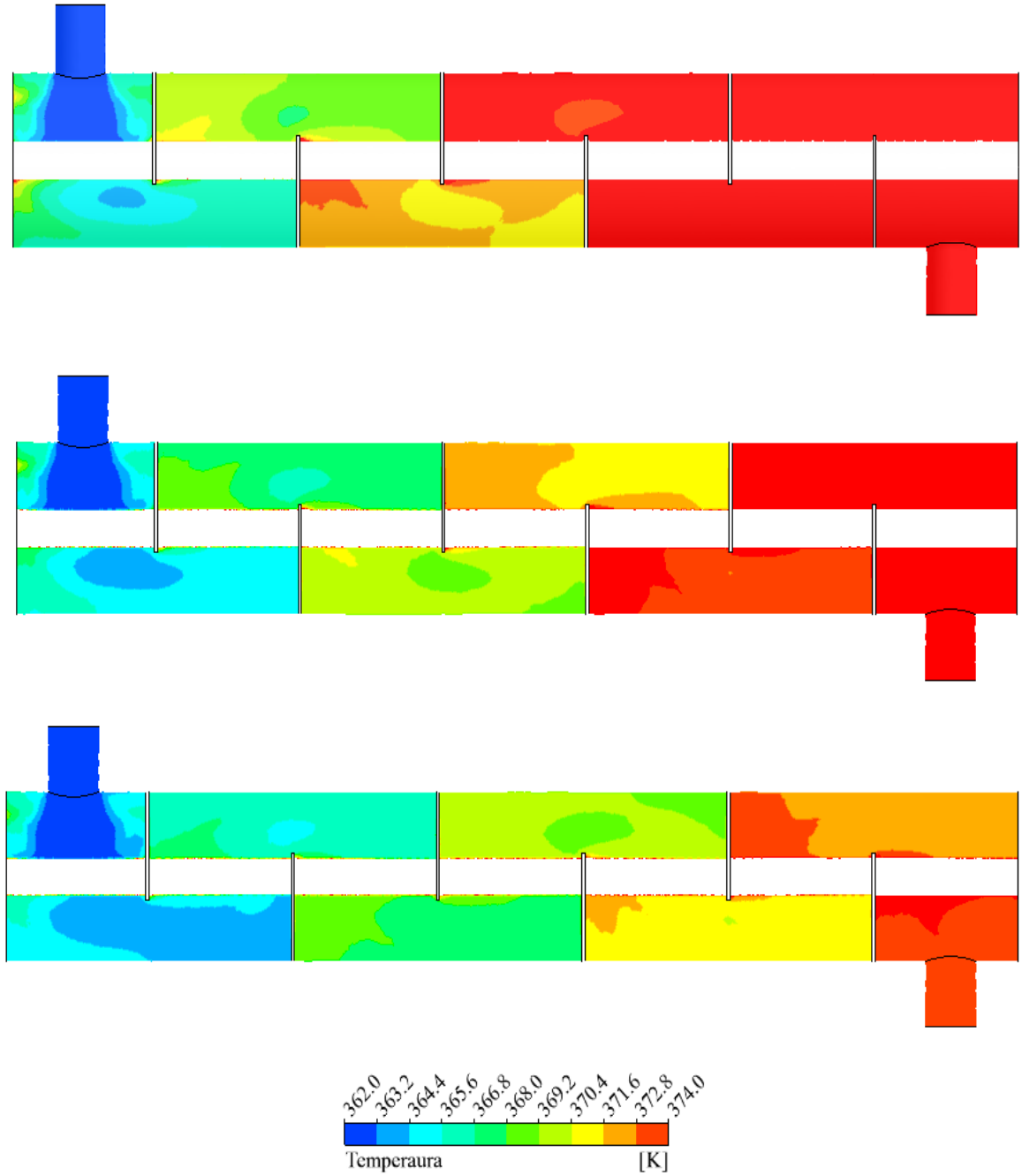
Variable	Unidades	m=0,5 kg/s	m=1 kg/s	m=2 kg/s
T entrada	K	362,039	362,039	362,039
T pared	K	447,59	447,59	447,59
T inf (vol avg)	K	373,51	370,76	368,75
T salida	K	380,72	376,31	373,07
Flujo de Calor	W/m <sup>2</sup>	81979,9	122946	190396
Coef. Transf. Calor, h	W/m <sup>2</sup> .K	1106,64	1600,23	2414,97
Caída de Presión	Pa	1507,86	5941,97	23434,5
y+	-	2	3,48	4,16

### 4.3. ANÁLISIS DE TEMPERATURA

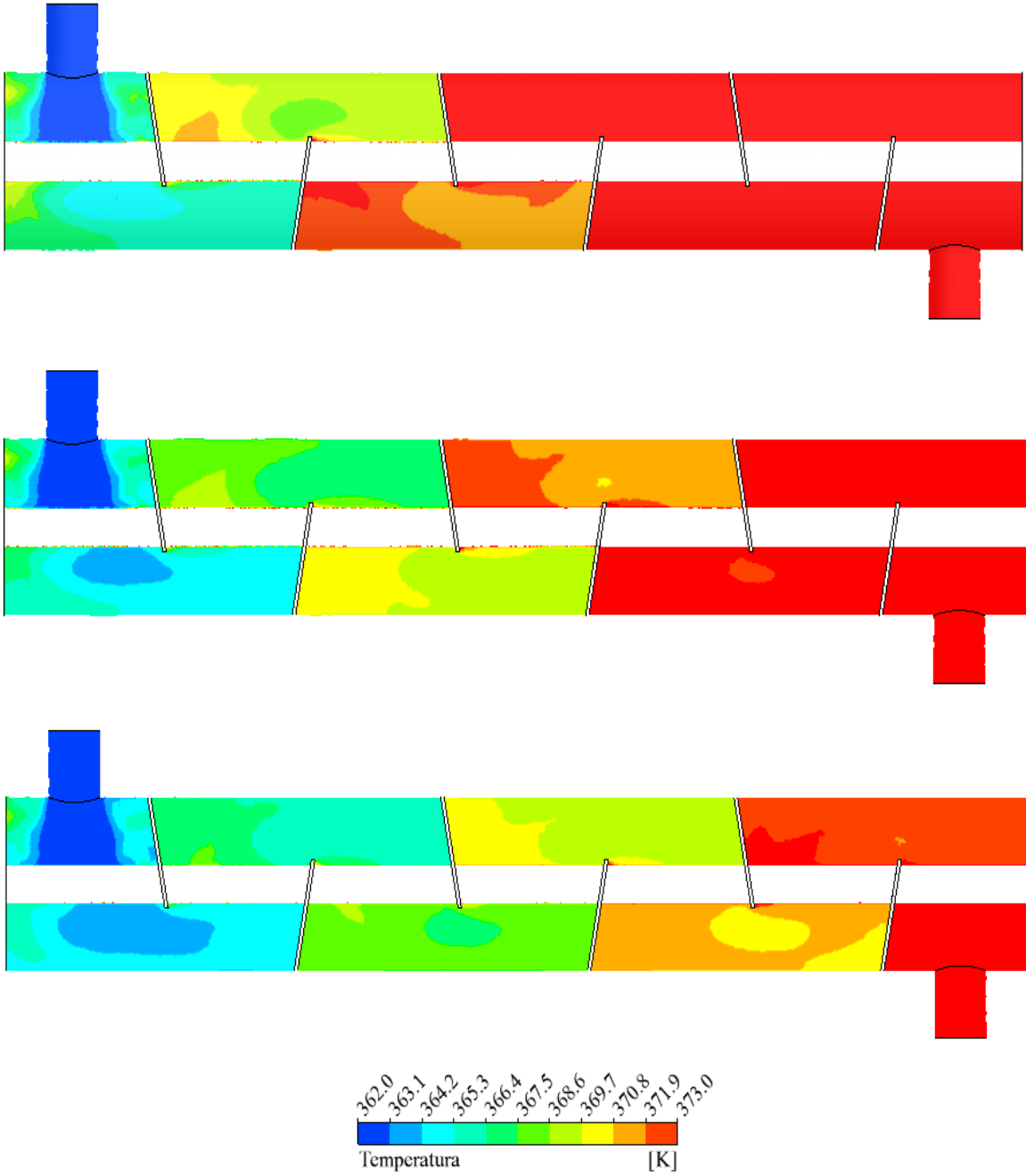
#### 4.3.1. Contornos de Temperatura

La distribución de temperatura de las tres configuraciones de intercambiador de calor (0°, 10° y 20°), fue observada a través de un plano axial (YZ), presentado en las Figuras 19, 20 y 21. La Figura 19, corresponde al intercambiador de calor cuya inclinación de baffles es de 0° respecto a la vertical, y por tanto es perpendicular al flujo del Crudo Liviano que va por la coraza. Se puede observar que de los tres flujos másicos utilizados 0,5 kg/s, 1 kg/s y 2 kg/s), el primero (Figura 19a), da lugar a que la temperatura de salida del fluido en estudio sea mayor, coincidiendo con la literatura, en que a menor flujo másico, mayor será el tiempo de residencia del fluido, representado en el aumento de temperatura, tal como se observa en la Tabla 10. Con el fin de comparar, el rango de temperatura utilizado en los contornos fue de 362 K a 374 K (362 K corresponde a la temperatura de entrada del Crudo Liviano a la coraza y 374 K es la temperatura de salida más baja alcanzada entre los tres flujos másicos). Un comportamiento similar fue encontrado en las configuraciones de 10° y 20°, como puede ser observado en las Figuras 20 y 21.

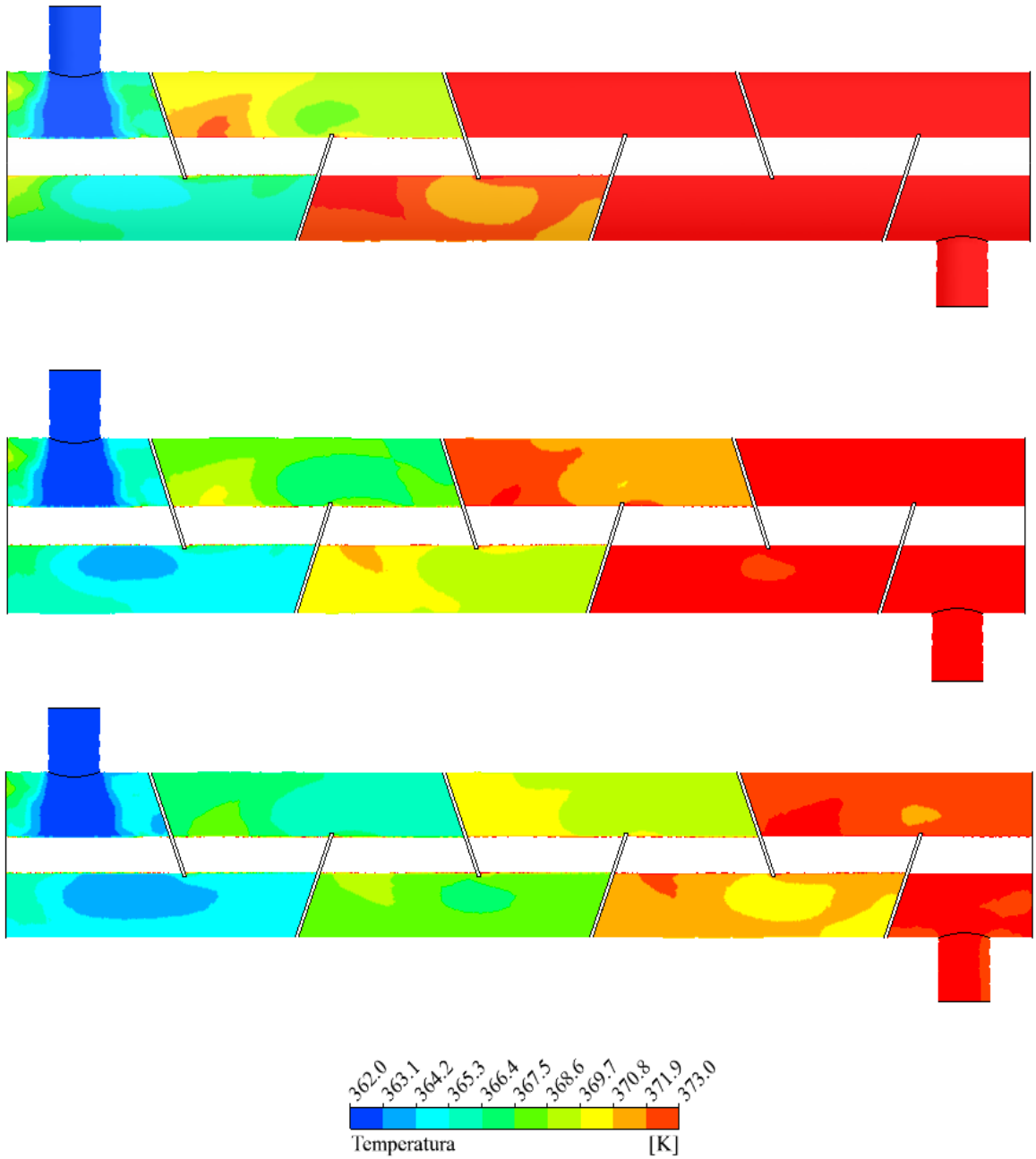
**Figura 19.** Contornos de temperatura del intercambiador de calor con inclinación de bafles de 0°. a) 0,5 Kg/s. b) 1 Kg/s. c) 2 Kg/s



**Figura 20.** Contornos de temperatura del intercambiador de calor con inclinación de bafles de 10°. a) 0,5 Kg/s. b) 1 Kg/s. c) 2 Kg/s



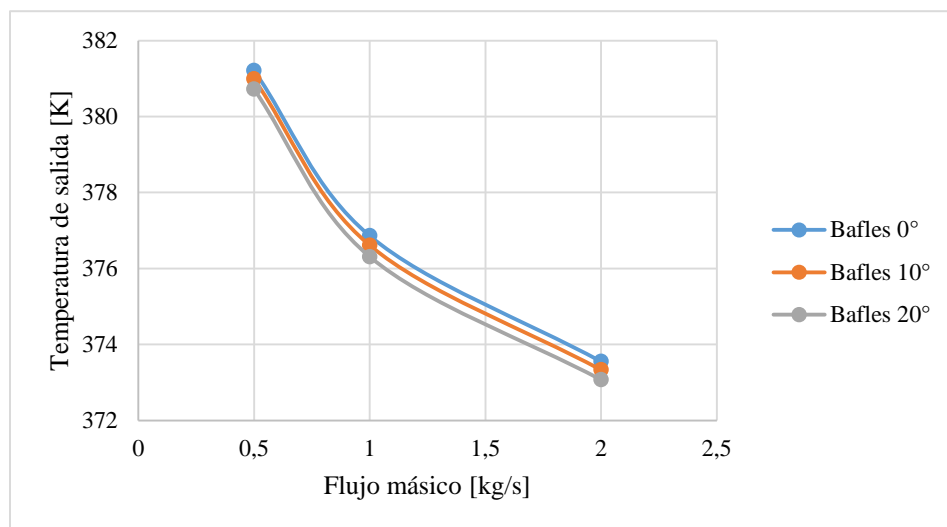
**Figura 21.** Contornos de temperatura del intercambiador de calor con inclinación de baffles de 20°. a) 0,5 Kg/s. b) 1 Kg/s. c) 2 Kg/s



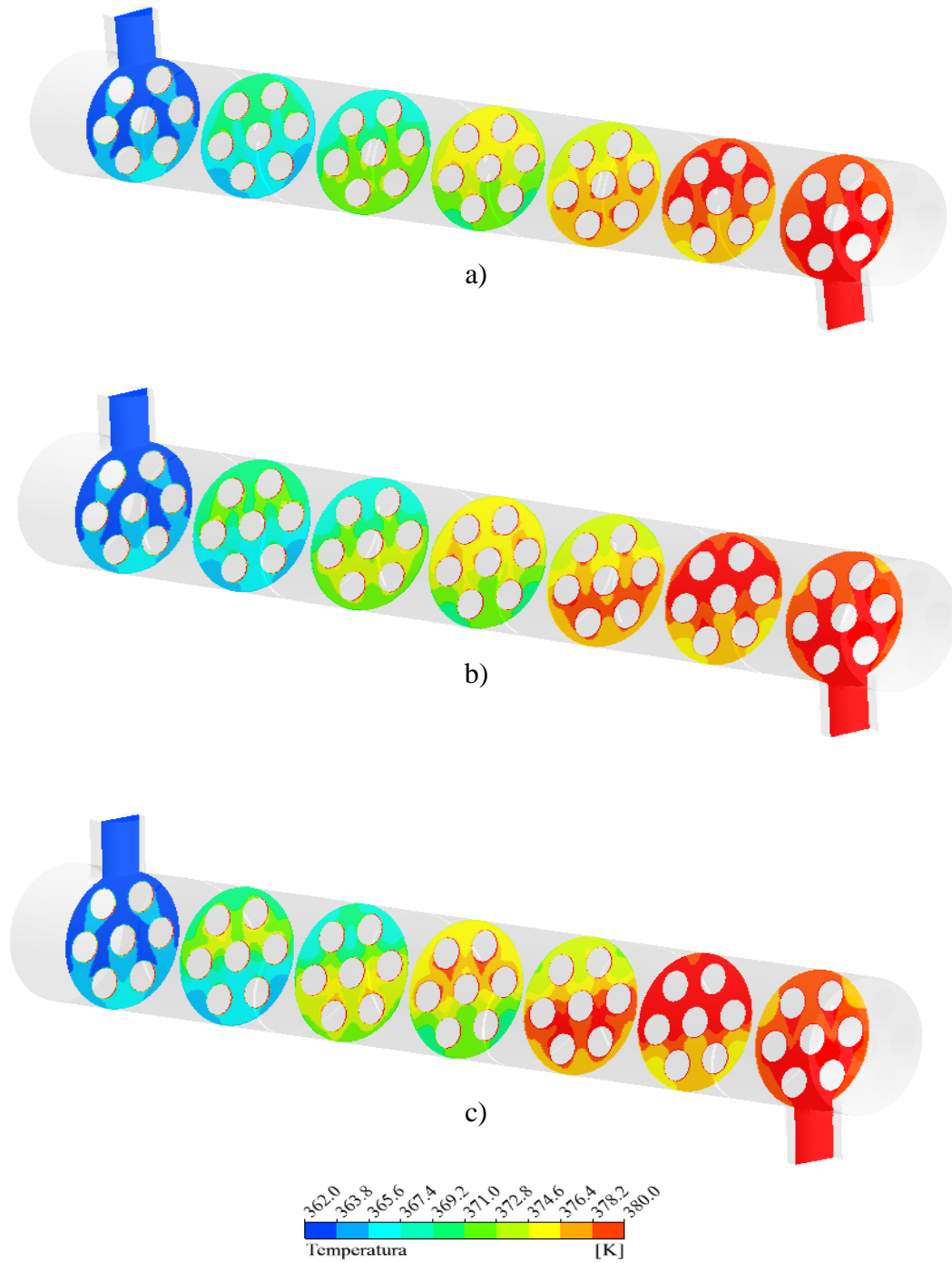
La Figura 23 se presentan los Contornos de Temperatura del flujo másico de 0,5 kg/s para las tres inclinaciones de baffles mencionadas anteriormente. Éstos fueron construidos en siete planos entre baffles, igualmente espaciados a lo largo del eje Z. Con fines comparativos, el rango de temperatura utilizado (362 K a 380 K) corresponde a la temperatura de entrada del Crudo Liviano a la coraza y a la temperatura de salida más baja alcanzada de las tres geometrías con inclinación de baffles 0°, 10° y 20°.

El intercambiador de calor, cuyos baffles se encuentran perpendiculares al flujo (inclinación de 0°), alcanza la mayor temperatura de salida, como se observa en la Figura 22, dando consistencia con el fenómeno físico que induce el aumento de turbulencia por el cambio súbito de la trayectoria del fluido, al encontrarse con los baffles que actúan como barrera. Sin embargo, se puede observar que las temperaturas de salida entre los diferentes ángulos de inclinación no presentan una marcada diferencia, es decir, que éstos, no están influyendo de forma significativa en el calentamiento del fluido en estudio. No obstante, estas inclinaciones repercuten en otros parámetros como la caída de presión, que será analizada posteriormente.

**Figura 22.** Variación de temperatura de salida con el ángulo de inclinación de los baffles para diferentes flujos másicos



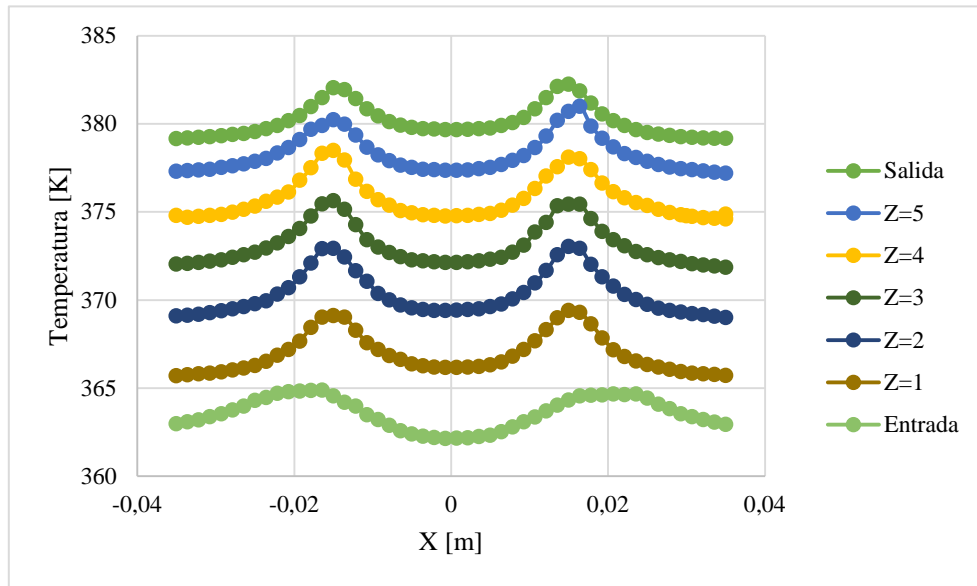
**Figura 23.** Contornos de Temperatura de los intercambiadores de calor con flujo másico de 0,5 Kg/s. a) 0°. b) 10°. c) 20°



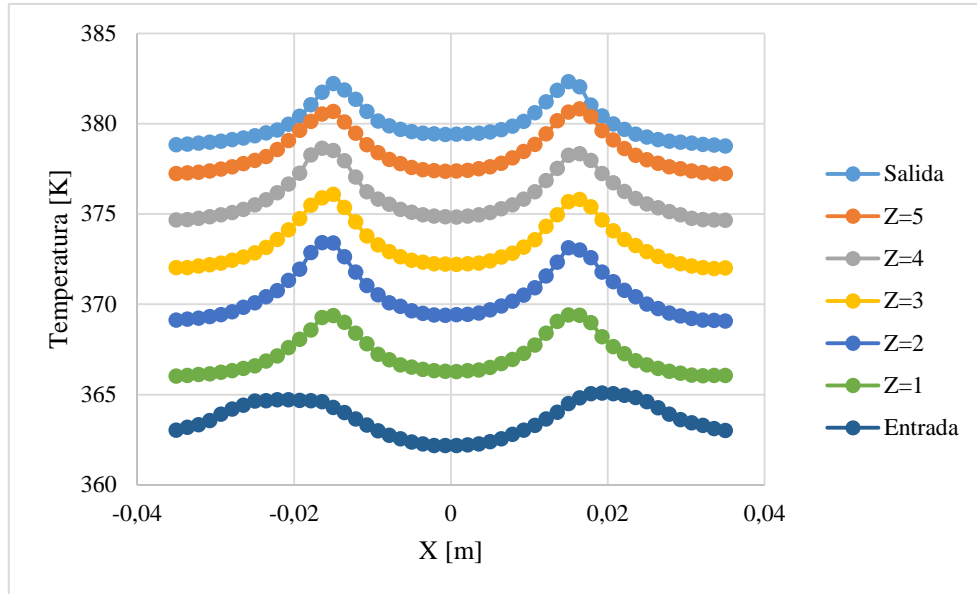
### 4.3.2. Perfiles de Temperatura

Las Figuras 24, 25 y 26 presentan los perfiles de temperatura del flujo másico de 0,5 kg/s para las tres inclinaciones de baffles. Éstos fueron construidos a partir de líneas de longitud de 0,07 metros, dibujadas a lo largo de la sección transversal de los intercambiadores de calor. Las líneas correspondientes a la Entrada, muestran un perfil de temperatura más constante respecto a las demás, es decir los picos de temperatura alcanzados son más suaves. A medida que el fluido avanza se observa el calentamiento progresivo a lo largo de la sección transversal, mostrando en las diferentes posiciones del eje Z, que la menor temperatura se da en el centro del intercambiador de calor por las altas velocidades en éste, y la mayor hacia las regiones que se encuentran alejadas del centro de la coraza, debido al contacto del fluido con las paredes de los tubos.

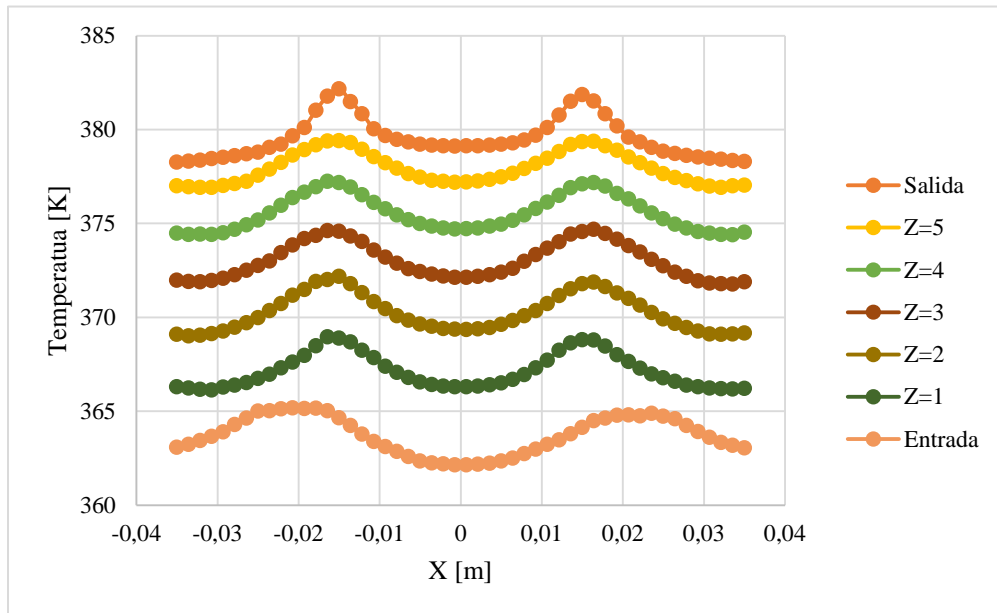
**Figura 24.** Perfil de Temperatura del intercambiador de calor con flujo másico de 0,5 Kg/s e inclinación de baffles de 0°



**Figura 25.** Perfil de Temperatura del intercambiador de calor con flujo másico de 0,5 Kg/s e inclinación de baffles de 10°



**Figura 26.** Perfil de Temperatura del intercambiador de calor con flujo másico de 0,5 Kg/s e inclinación de baffles de 20°

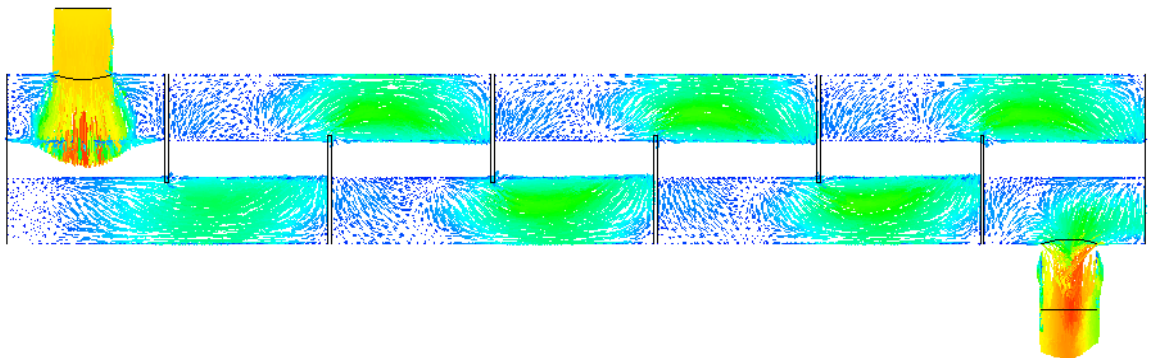


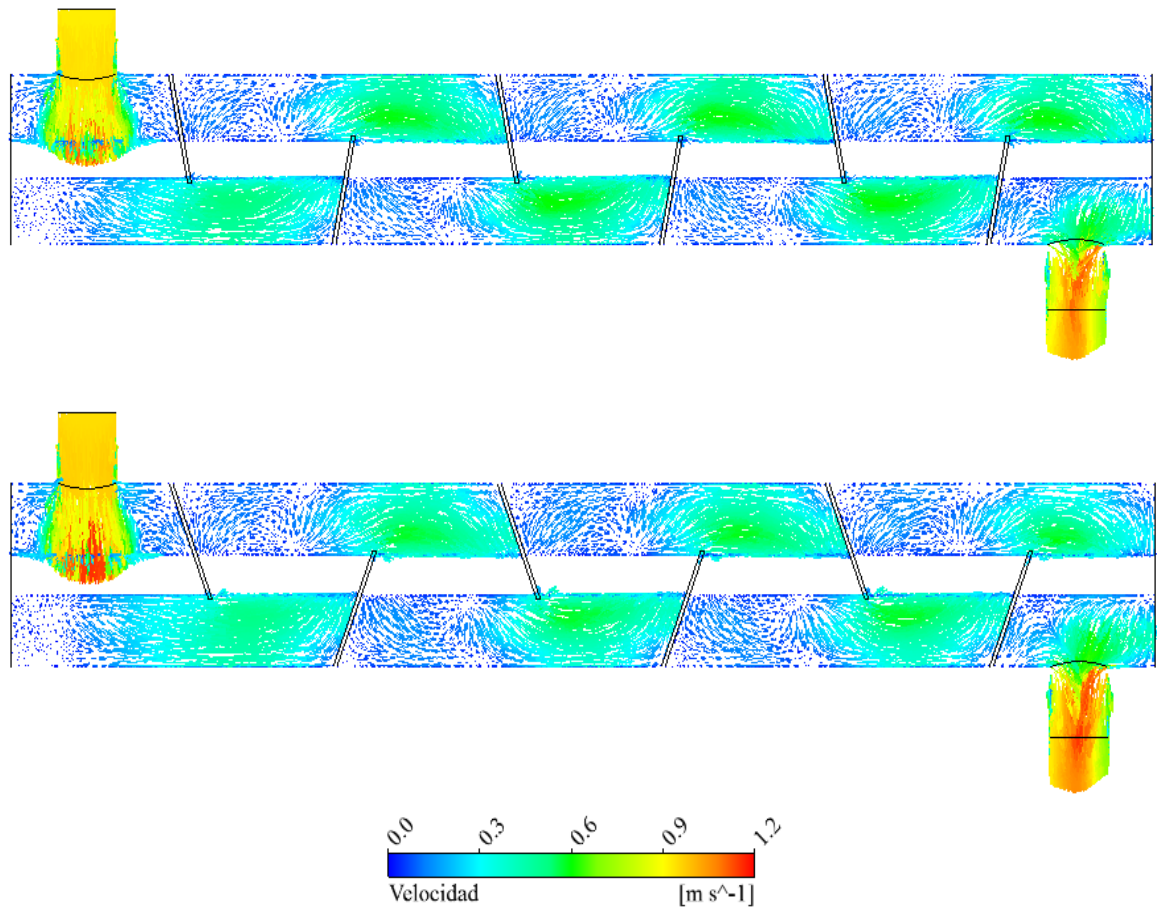
## 4.4. ANÁLISIS DE VELOCIDAD

### 4.4.1. Vectores de Velocidad

En la Figura 27 se presentan los vectores de velocidad, correspondientes a las tres configuraciones en estudio, con un flujo másico de 0,5 kg/s, dando lugar a una máxima velocidad de 1,2 m/s. A nivel general, se observa un aumento en ésta, en el momento en el que el fluido se encuentra con el vértice de los baffles, dado que éstos inducen turbulencia fuera de los tubos y hacen que el líquido fluya a través de la coraza a ángulos rectos con el eje de los tubos. Esto causa considerable turbulencia aun cuando por la coraza fluya una cantidad pequeña de líquido (KERN, 1999). De las tres inclinaciones de baffles empleadas, las menores velocidades cercanas a las puntas de los baffles corresponden al ángulo de 20°, debido a que el patrón de flujo es más suave en esta configuración. Las mayores velocidades alcanzadas empleando los flujos másicos de 1 kg/s y 2kg/s fueron 2,4 m/s y 4,9m/s respectivamente, y sus campos de velocidad son presentados en los Anexos.

**Figura 27.** Vectores de Velocidad de los intercambiadores de calor con flujo másico de 0,5 Kg/s. a) 0°. b) 10°.c) 20°



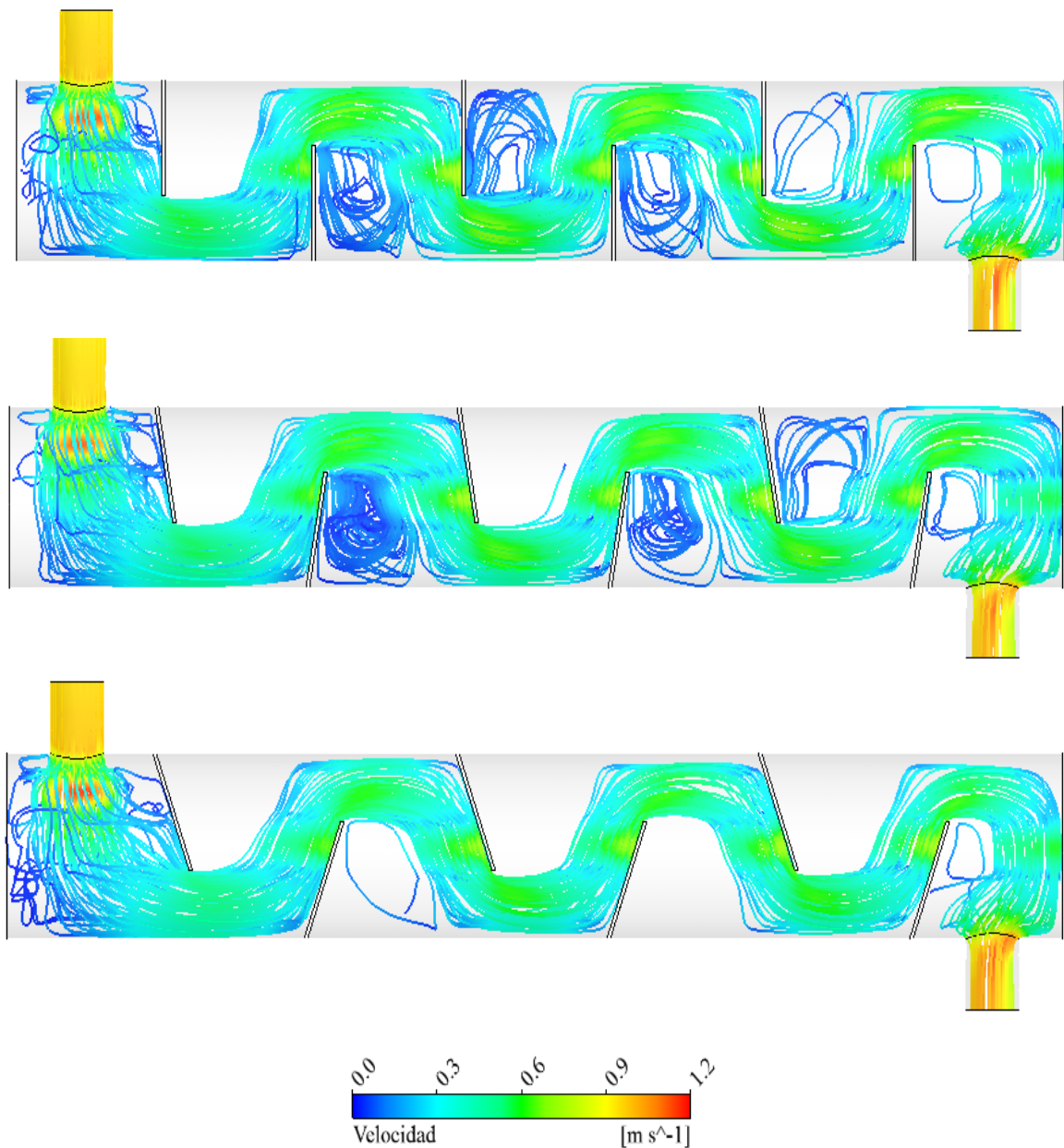


#### 4.4.2. Líneas de Flujo

La Figura 28 representa la trayectoria que el fluido Crudo Liviano realiza desde su entrada a la coraza hasta la salida, con un flujo másico de 0,5 kg/s. Se observa que la turbulencia generada por los baffles causa re-circulaci b) forma más notoria en las corazas cuya inclinación de baffles es de 0° y 10° respectivamente. Este fenómeno da lugar a remolinos y corrientes inversas creadas cuando el flujo de fluido va más allá de un obstáculo (baffles). Los remolinos interactúan entre sí a medida que se mueven y pueden intercambiar momento y energía. Así, un remolino que está cerca del centro, y tiene una velocidad relativamente alta, puede moverse hacia la pared e interactuar con remolinos cercanos a

ésta, cuyas velocidades, generalmente son más bajas. (WARHAFT, 1997). Por el contrario, para el caso de los baffles con ángulo de inclinación de  $20^\circ$ , la presencia de dichos remolinos es casi nula, debido a que el cambio de trayectoria del fluido es menos drástico, reflejándose en la reducción de turbulencia y por tanto de caída de presión. Las líneas de flujo para los demás flujos másicos involucrados en el estudio, son presentadas en los Anexos.

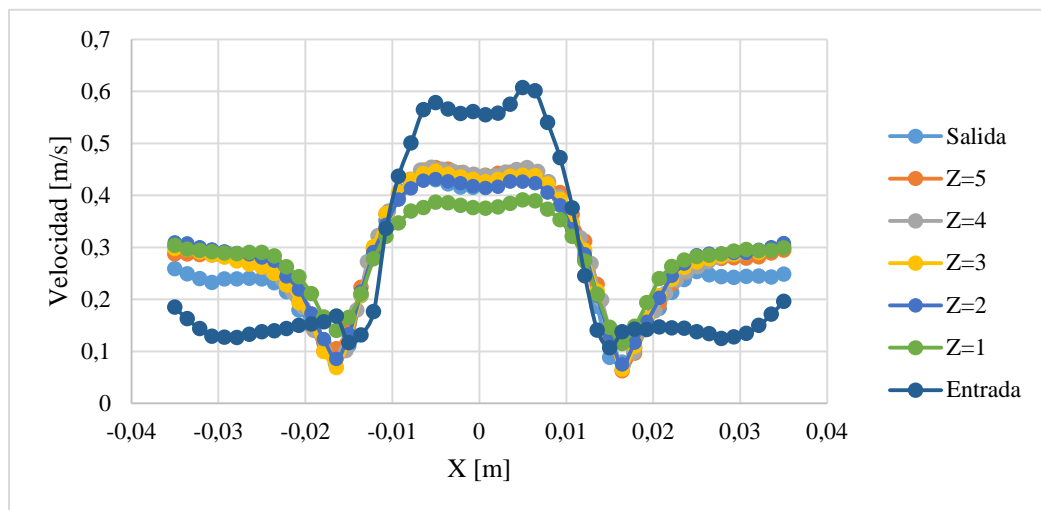
**Figura 28.** Líneas de Flujo de los intercambiadores de calor con flujo másico de  $0,5 \text{ Kg/s}$ .  
a)  $0^\circ$ . b)  $10^\circ$ . c)  $20^\circ$



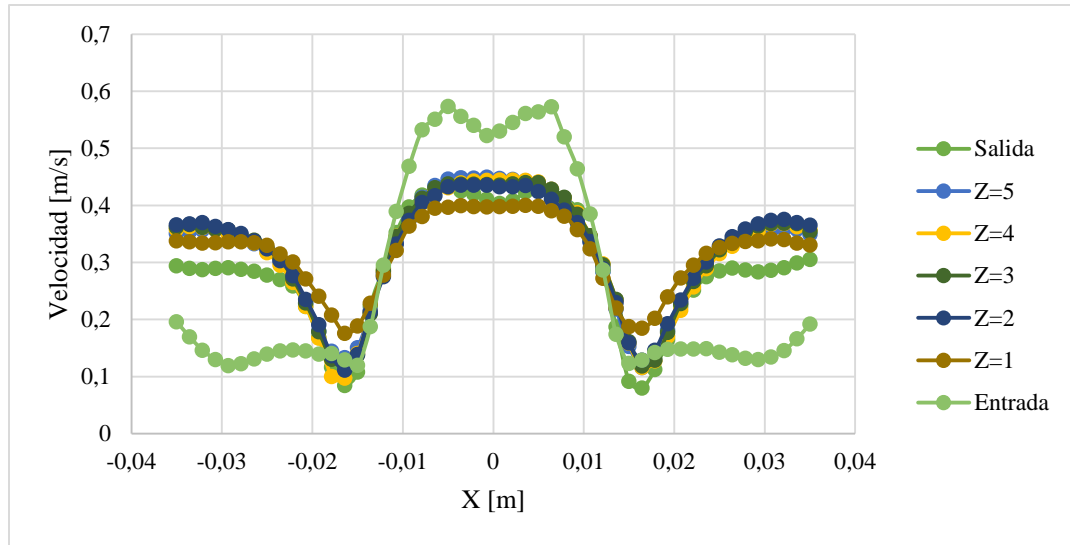
### 4.4.3. Perfiles de Velocidad

Los perfiles de velocidad son utilizados para el análisis de la distribución del flujo a través de la sección transversal del intercambiador de calor, en las diferentes posiciones del eje Z, y están representados en las Figuras 29, 30 y 31 para el flujo de 0,5 kg/s. Para los tres casos presentados (ángulos de 0°, 10° y 20°) se observa que la mayor velocidad se da en la entrada a la coraza, y los picos más altos corresponden a las velocidades en el centro de la misma, concordando con la literatura. Por otro lado, las reducciones de velocidad observadas en los tres prototipos, son generadas por el contacto que tiene el fluido con la pared de los baffles, dado que en esta región los efectos de la viscosidad se hacen considerables, causando el retardo del movimiento de remolinos debido a la condición de no deslizamiento; por tanto, los perfiles de velocidad cambian de forma lenta en la región central de la capa límite turbulenta, pero de manera pronunciada en la delgada capa adyacente a la superficie, dando como resultado gradientes grandes de velocidad en la misma (CENGEL, 2011). La anterior caída de velocidad es menos abrupta a medida que el ángulo de inclinación se aleja de la vertical, como se observa en la Figura 31.

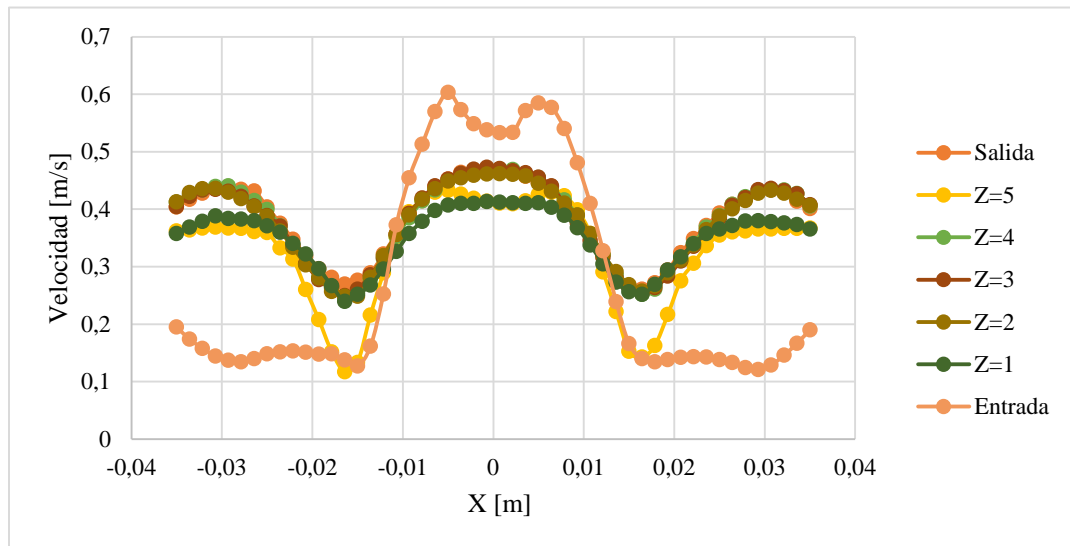
**Figura 29.** Perfil de Velocidad del intercambiador de calor con flujo másico de 0,5 Kg/s e inclinación de baffles de 0°



**Figura 30.** Perfil de Velocidad del intercambiador de calor con flujo másico de 0,5 Kg/s e inclinación de bafles de 10°



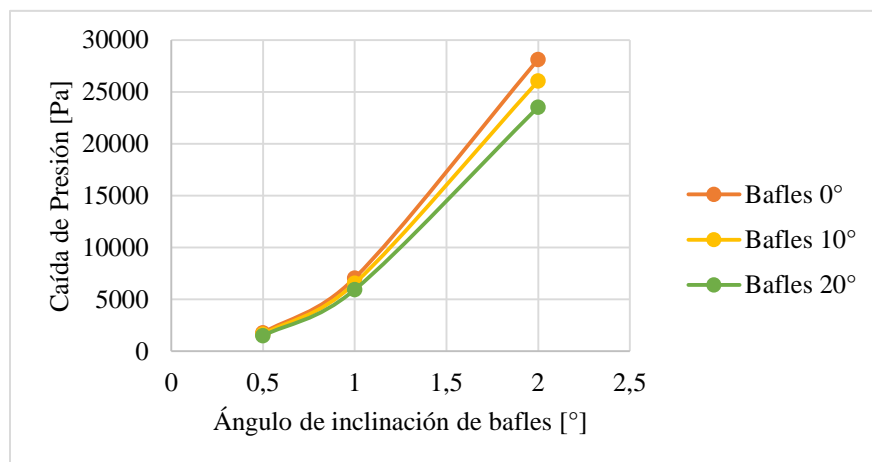
**Figura 31.** Perfil de Velocidad del intercambiador de calor con flujo másico de 0,5 Kg/s e inclinación de bafles de 20°



#### 4.5. ANÁLISIS DE LA CAÍDA DE PRESIÓN

En un intercambiador de calor, es necesario forzar el fluido para que este fluya, por medio de bombas o ventiladores que consumen energía eléctrica (CENGEL 2011). Si lo que se quiere es obtener una mejora en la transferencia de calor, generalmente ésta vendrá acompañada con un aumento en la caída de presión y una potencia más alta de bombeo. Por esta razón, cualquier ganancia proveniente de la mejora en la transferencia de calor debe valorarse con el costo de la caída de presión que la acompaña. Así, la caída de presión se convierte en uno de los factores claves que se deben considerar a la hora de diseñar estos dispositivos. En esta sección, se estudiará la influencia de la inclinación de los baffles en la caída de presión. En la Figura 32, se presenta la caída de presión generada en cada una de las configuraciones para los diferentes flujos máscicos empleados. Se observa que a mayor flujo máscico, mayor será la influencia de los ángulos de inclinación en la caída de presión. Por ejemplo, para el flujo máscico de 2 kg/s los valores de la caída de presión presentan mayor diferencia de un ángulo a otro, comparado con los del flujo máscico de 0,5 kg/s, que tienen una tendencia casi horizontal. Adicionalmente, en la medida en que el flujo máscico disminuya, así mismo sucederá con la caída de presión, debido a las bajas velocidades que al final evitarán la erosión y posibles vibraciones.

**Figura 32.** Variación de la caída de presión con el ángulo de inclinación de los baffles para diferentes flujos máscicos



## 5. CONCLUSIONES

Con base en el trabajo desarrollado por Ozden y Tari (2010), se realizó la validación del modelo propuesto, por medio de la comparación de las variables temperatura de salida y coeficiente de transferencia de calor de las simulaciones CFD, con los resultados obtenidos en su estudio. Se obtuvieron diferencias, menores al 2% para el caso de la temperatura, y del orden del 20% para el coeficiente de transferencia de calor, dando lugar a que este prototipo sirviera como base para posteriores modificaciones usadas como objeto de estudio.

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos del análisis de las simulaciones CFD, se puede concluir que la configuración que presenta mayores valores tanto de temperatura de salida, como de coeficiente de transferencia de calor, es el intercambiador, cuyos baffles se encuentran a  $0^\circ$  de la vertical, es decir, perpendiculares al flujo del Crudo Liviano que pasa por la coraza. No obstante, se pudo observar que las tres inclinaciones de baffles analizadas de  $0^\circ$ ,  $10^\circ$  y  $20^\circ$ , no influenciaron de forma significativa en la temperatura de salida y en el coeficiente de transferencia de calor, si se utiliza el mismo flujo másico. Por ejemplo, al emplear el flujo másico de 0,5 kg/s la diferencia entre las temperaturas de salida de los baffles con ángulo de  $0^\circ$  y  $20^\circ$  es tan sólo del 0,12% y entre los coeficientes de transferencia de calor es del 0,88%.

Del análisis de la caída de presión para las diferentes configuraciones, se encontró que el intercambiador de calor con la mayor inclinación de baffles ( $20^\circ$ ), presenta la menor caída presión, debido a que el flujo se da de forma más suave, y no da lugar a la generación de remolinos y re-circulaciones que puedan causar erosión y vibraciones en el equipo.

A partir del estudio realizado de la transferencia de calor y caída de presión, se determinó que la configuración más viable, de los tres prototipos objeto de estudio, es el intercambiador de calor de coraza y tubos, con ángulo de inclinación de baffles de  $20^\circ$ , ya que continúa generando una buena transferencia de calor y a su vez, presenta la menor

caída de presión, y por ende una reducción del gasto energético a la hora de bombear el fluido.

El uso de la técnica CFD genera numerosas ventajas en la fase de diseño de equipos industriales, como los intercambiadores de calor, pues proporciona amplia información sobre diversos parámetros, como la temperatura, los coeficientes de transferencia de calor, la caída de presión, entre otros, siendo efectiva en aquellas situaciones en las que la experimentación no es segura, o en las cuales, los métodos teóricos son limitados; por ejemplo, el Método Bell-Delaware, considerado el más aproximado para cálculos teóricos del lado de la coraza, no contempla la inclinación de baffles al momento de diseñar, mientras que la fluido-dinámica computacional, es una herramienta que posibilita el estudio de los baffles y su efecto, además de generar resultados confiables.

## 6. TRABAJOS FUTUROS

Considerar el fluido que va dentro de los tubos, por medio de análisis fluido-dinámico del mismo, haciendo uso del programa ANSYS CFX, con el fin de generar resultados más aproximados al comportamiento real de un intercambiador de calor de coraza y tubos, de tipo TEMA E.

Realizar otras modificaciones geométricas, como espaciado entre baffles, cortes de baffle, pasos por la coraza, a fin de lograr una optimización en el calentamiento del crudo.

Simular un intercambiador de calor con las características de diseño de un prototipo a escala de laboratorio con el fin de comparar los resultados obtenidos, con los resultados experimentales.

Aumentar el tiempo de simulación.

Realizar las simulaciones involucrando en el estudio un crudo pesado.

## BIBLIOGRAFÍA

AHSAN, Muhammad. Prediction of gasoline yield in a fluid catalytic cracking (FCC) riser using k-epsilon turbulence and 4-lump kinetic models: A computational fluid dynamics (CFD) approach. *Journal of King Saud University-Engineering Sciences*. 2013.

AKHSHIK, Siamak. BEHZAD, Mehdi. RAJABI, Majid. CFD–DEM approach to investigate the effect of drill pipe rotation on cuttings transport behavior. *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2015. Vol. 127. ISSN 0920-4105.

AVDJIAN, Christophe. New Check Valves Swing into Action. ANSYS multiphysics simulation and design optimization determine petrochemical check valve flow characteristics overnight - a task that otherwise could take years to complete. *ANSYS Advantage*, Volume II, Issue 4. 2008.

BIRD, Robert. STEWART, Warren. LIGHTFOOT, Edwin. Fenómenos de Transporte. Segundo edición. Wiley 2006. ISBN: 968-1 8-6365-8.

BLOCKEN, B. JANSSEN, W. VAN HOOFF, T. CFD simulation for pedestrian wind comfort and wind safety in urban areas: General decision framework and case study for the Eindhoven University campus. *Environmental Modelling & Software*. 2011. Vol. 30. ISSN 1364-8152.

BRUCATO, A. CIOFALO, M. GRISAFI, F. MICALÉ, G. Numerical prediction of fields in baffled stirred vessels: a comparison of alternative modelling approaches. *Chemical Engineering Science*. 1998

CENGEL, Yunus. Transferencia de Calor y Masa. Un enfoque práctico. McGraw Hill Interamericana. 2007. ISBN-10: 0-07-312930-5

CHEN, Jiaoliao. A control method for agricultural greenhouses heating based on computational fluid dynamics and energy prediction model. *Applied Energy*. 2015. Vol. 141. ISSN 0306-2619.

CHEN, Xiaoling. WHEELER, Craig. Computational Fluid Dynamics (CFD) modelling of transfer chutes: Assessment of viscosity, drag and turbulence models. Centre for Bulk Solids and Particulate Technologies. The University of Newcastle. *International Journal of Multiphase Flow*. 2014. Vol. 69. ISSN 0301-9322.

CHUNG, T.J. Computational Fluid Dynamics. Cambridge University. 2002. ISBN 0-521-59416-2.

CLARK, Tomothy, et al. Comparison of Symmetric Hemodialysis Catheters Using Computational Fluid Dynamics. Section of Interventional Radiology, Department of Radiology (T.W.I.C.), University of Pennsylvania School of Medicine. 2014. ISSN 252-259.

DA RONCO, Claudio Comis. PONZA, Rita. BENINI, Ernesto. Aerodynamic shape optimization of aircraft components using an advanced multi-objective evolutionary approach. Computer methods in applied mechanics and engineering. Department of Industrial Engineering, University of Padova, Italy. 2014. Vol. 285. ISSN 0045-7825.

EINAGA, Hisahiro. TOKURA, Junya. TERAOKA, Yasutake. ITO, Kazuhide. Kinetic analysis of TiO<sub>2</sub>-catalyzed heterogeneous photocatalytic oxidation of ethylene using computational fluid dynamics. Chemical Engineering Journal. 2015. Vol 263. ISSN 1385-8947.

FERNÁNDEZ ORO, Jesús Manuel. Técnicas numéricas en ingeniería de fluidos: Introducción a la dinámica de fluidos computacional (CFD) por el método de volúmenes finitos. 2012. ISBN 978-842912602.

FERZIGER, Joel.H. PERIC, Milovan. Computational Methods for Fluid Dynamics. Third, rev. Edition. 2002. Springer-Verlag Berlin Heidelberg NewYork, ISBN 3-540-42074-6.

GONZÁLEZ, Germán. Metodología para aplicar LES ao craqueamento catalítico fluido em um reator riser industrial. Tesis de doctorado. Universidade Estadual de Campinas. Brasil, 2012.

INCROPERA, Frank. DE WITT, David. Fundamentos de Transferencia de Calor. Cuarta Edición. México, 1999. ISBN: 970- 17-0170-4

JAIMES, Ronald. Obtenção de correlações de Nusselt em reatores de tanque agitado através da fluidodinâmica computacional (CFD). Tesis de doctorado. Universidade Estadual de Campinas. Brasil, 2015.

KERN, Donald. Process Heat Transfer. Intercambiadores de Calor. Primera edición. 1965. ISBN 968-26-1040-0.

MENTER, F. R. Zonal two-equation k-turbulence models for aerodynamic flows. 1993.

MÖHRING, H.-C.; KAYAPINAR, H.; DENKENA, B. Multi-scale positioning control model of a novel fluid dynamic drive by coupling process and adapted CFD models. *Procedia CIRP*. 2012. Vol. 2. ISSN 2212-8271.

OZDEN, Ender. TARI, Ilker. Shell side analysis of small shell-and-tube heat exchanger. Middle East Technical University. *Energy Conversion and Management*. Turkey. 2010. ISSN 0196-8904.

PEÑALVER, Luis M. Supporting the Oil and Gas Industry. Longevity and safety of drilling derricks and substructures are increased through stress analysis. *ANSYS Advantage*, Volume II, Issue 1, 2008.

REEVES, Chris. PALUCKA, Tim. *Ansys Advantage. Excellence in engineering simulation*. Volume 10. Ansys Inc. North America. 2016.

REHMAN, Usman Ur. Heat transfer optimization of shell-and-tube heat exchanger through CFD Studies. Master's thesis in Innovative and Sustainable Chemical Engineering. Suecia. 2011.

SALIM, M. CHEAH, S. Wall  $y^+$  strategy for dealing with wall-bounded turbulent flows. *International Multiconference of engineers and computer scientists*. Volume II. China. 2009.

SANDERSE, B. VERSTAPPEN, R.W.C.P. KOREN, B. Boundary treatment for fourth – order staggered mesh discretizations of the incompressible Navier – Stokes equations. *Journal of Computational Physics*. 2013. Vol. 257. ISSN 0021-9991.

SCHLÜNDER, Ernst U. *et, al.* Heat exchanger design handbook. International Centre for Heat and Mass Transfer. USA. 1983. ISBN 0-891 16-125-2

SELMA, Brahim. DÉSILETS, Martin. PROULX, Pierre. Optimization of an industrial heat exchanger using an open-source CFD code. Département de génie chimique, Université de Sherbrooke. *Applied Thermal Engineering*. 2014. Vol. 69. ISSN 1359-4311.

SUN, Zhonghua. XU, Lei. Computational fluid dynamics in coronary artery disease. *Computerized Medical Imaging and Graphics*. 2014. Vol. 38. ISSN 0895-611.

TALER, Dawid. OCTON, Pawel. Thermal contact resistance in plate fin-and-tube heat exchangers determined by experimental data and CFD simulations. International Journal of Thermal Sciences.2014. Vol. 84. ISSN 1290-0729.

THULUKKANAM, Kuppan. Heat Exchanger Design Handbook, Second Edition. 2013. ISBN 978-1-4398-4212-6.

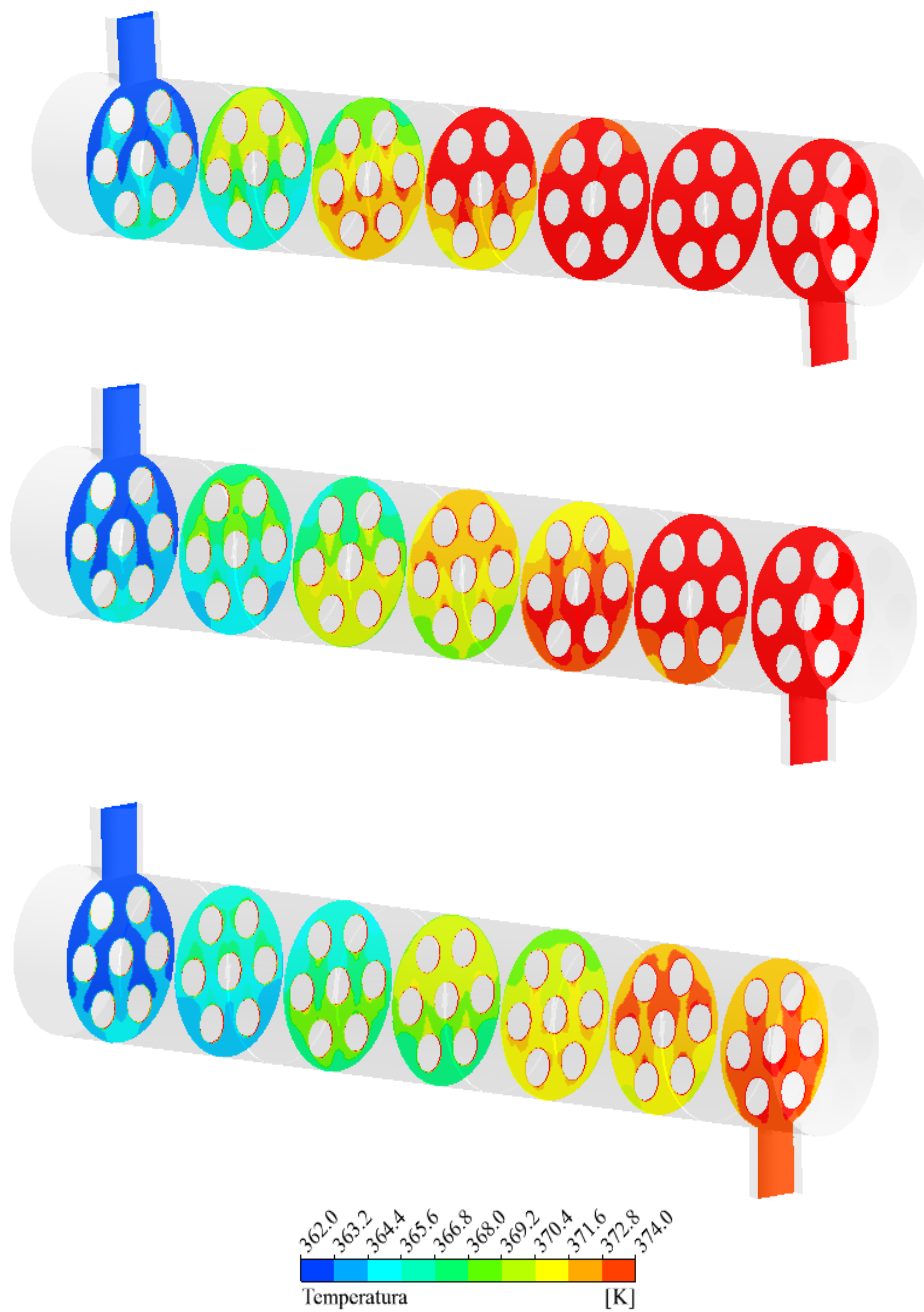
THUNDIL, Rajagopal. GANNE, Srikanth. Shell side numerical analysis of a shell and tube heat exchanger considering the effect of baffle inclination angle on fluid flow. Thermal Science. Volume 16. India 2012. ISSN 1165-1174.

WARHAFT, Z. The Engine and the Atmosphere: An Introduction to Engineering. Transition and Turbulence. Cambridge University Press, 1997.

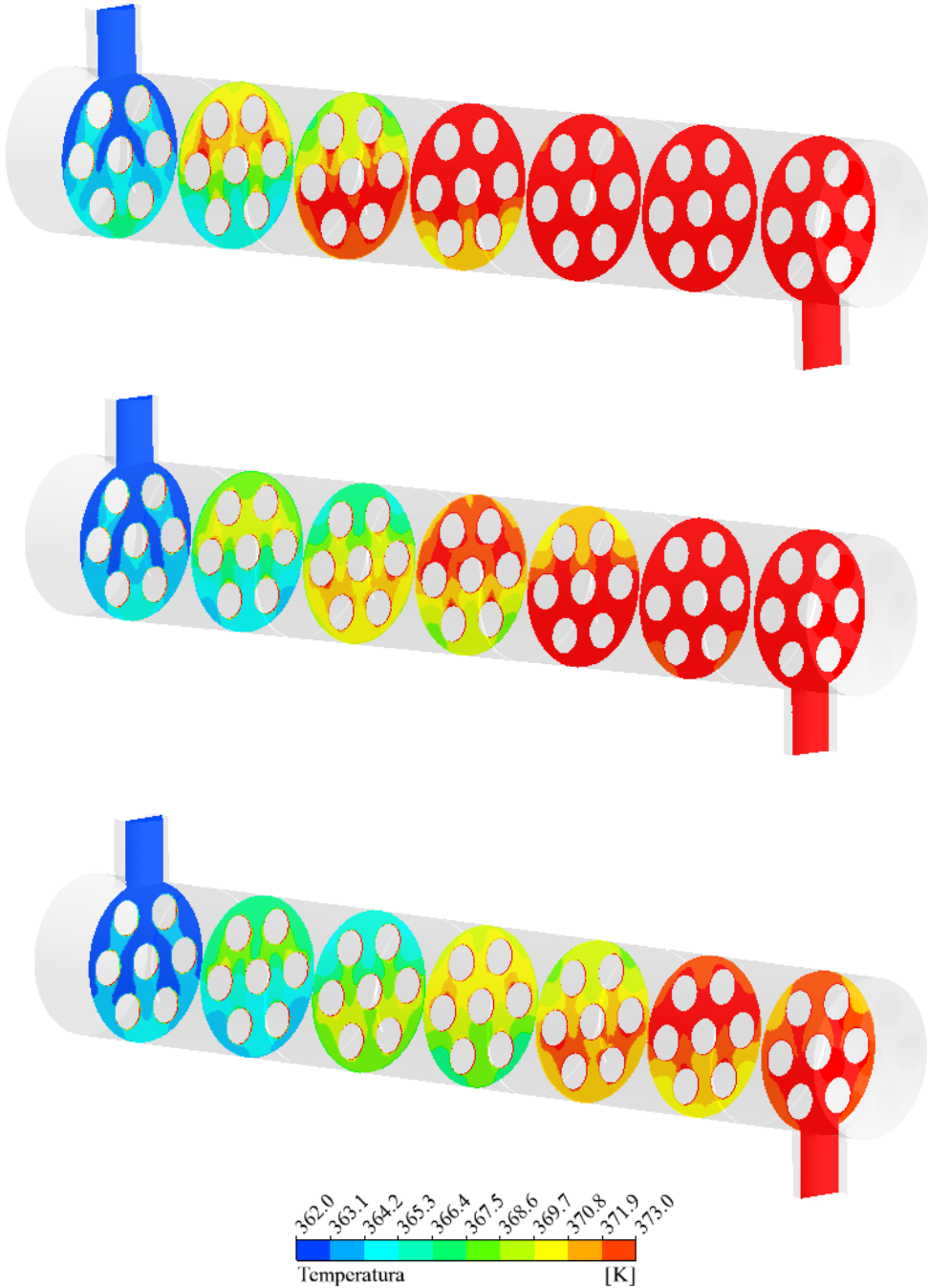
## ANEXOS

### ANEXO A. CONTORNOS DE TEMPERATURA

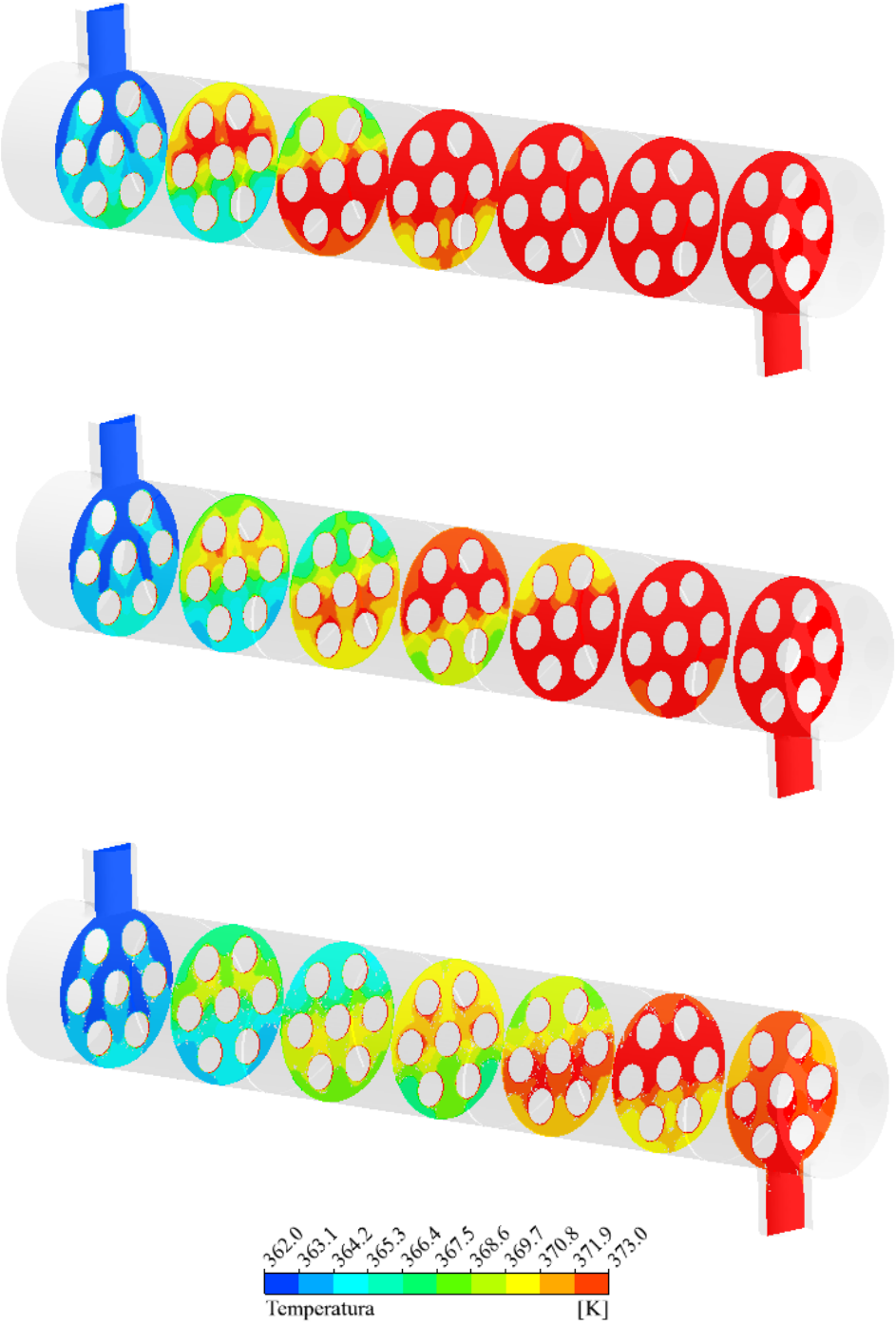
**Figura A1.** Contornos de temperatura del intercambiador de calor con inclinación de baffles de 0°. a) 0,5 Kg/. b) 1 Kg/s. c) 2 Kg/s



**Figura A2.** Contornos de temperatura del intercambiador de calor con inclinación de bafles de 10°. a) 0,5 Kg/. b) 1 Kg/s. c) 2 Kg/s

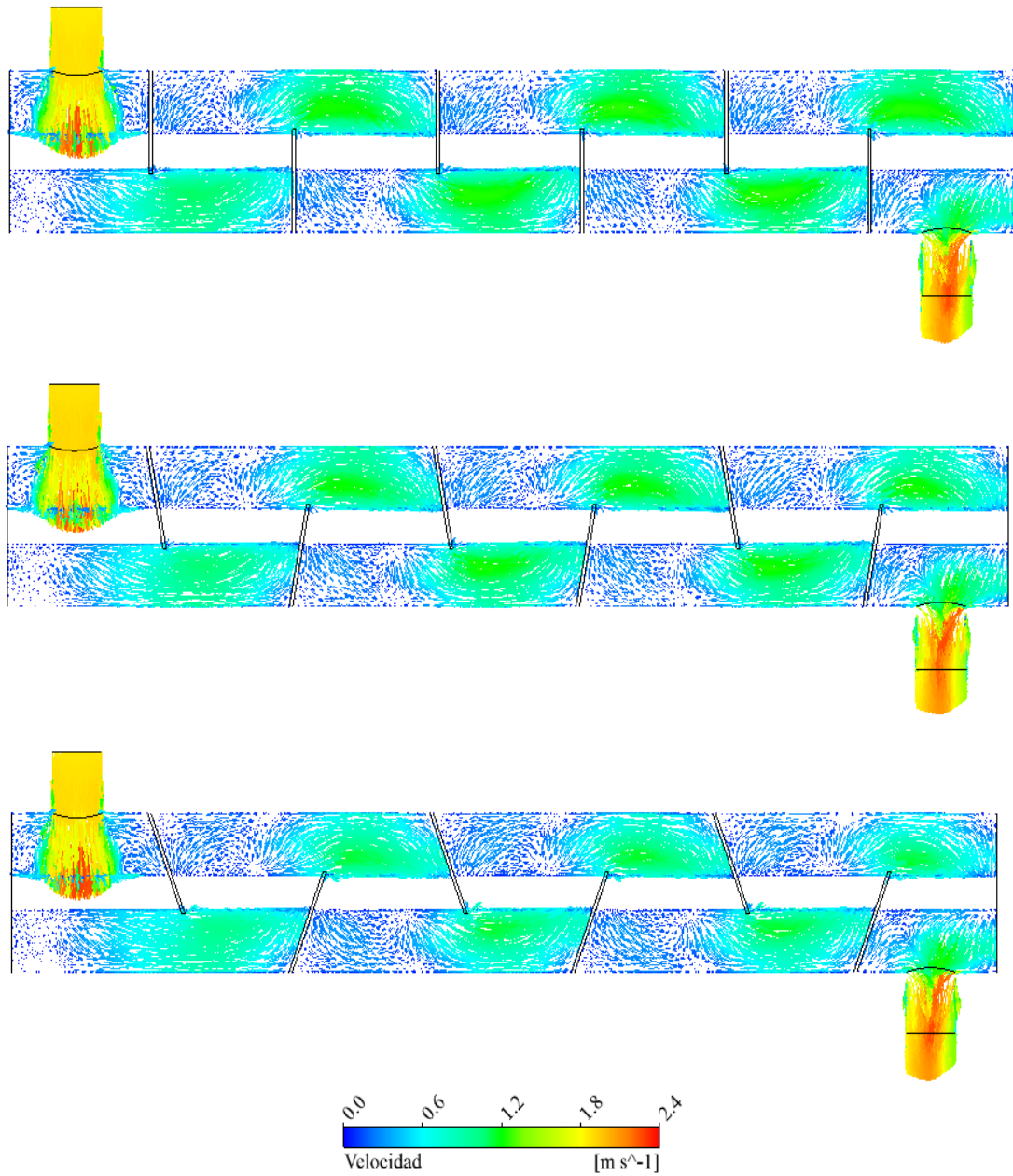


**Figura A3.** Contornos de temperatura del intercambiador de calor con inclinación de bafles de 20°. a) 0,5 Kg/. b) 1 Kg/s. c) 2 Kg/s

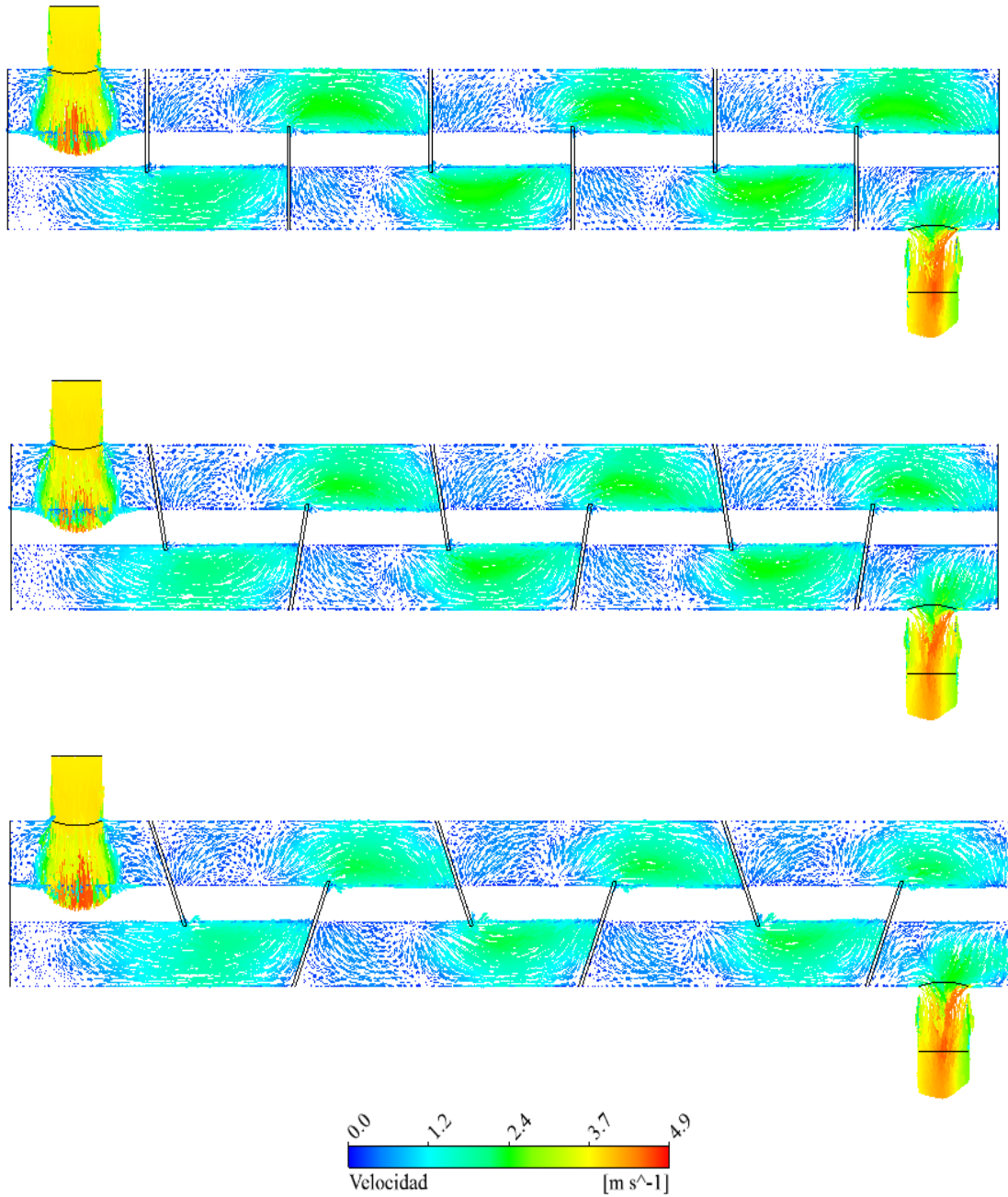


## ANEXO B. VECTORES DE VELOCIDAD

**Figura B1.** Vectores de Velocidad de los intercambiadores de calor con flujo másico de 1 Kg/s. a) 0°. b) 10°. c) 20°

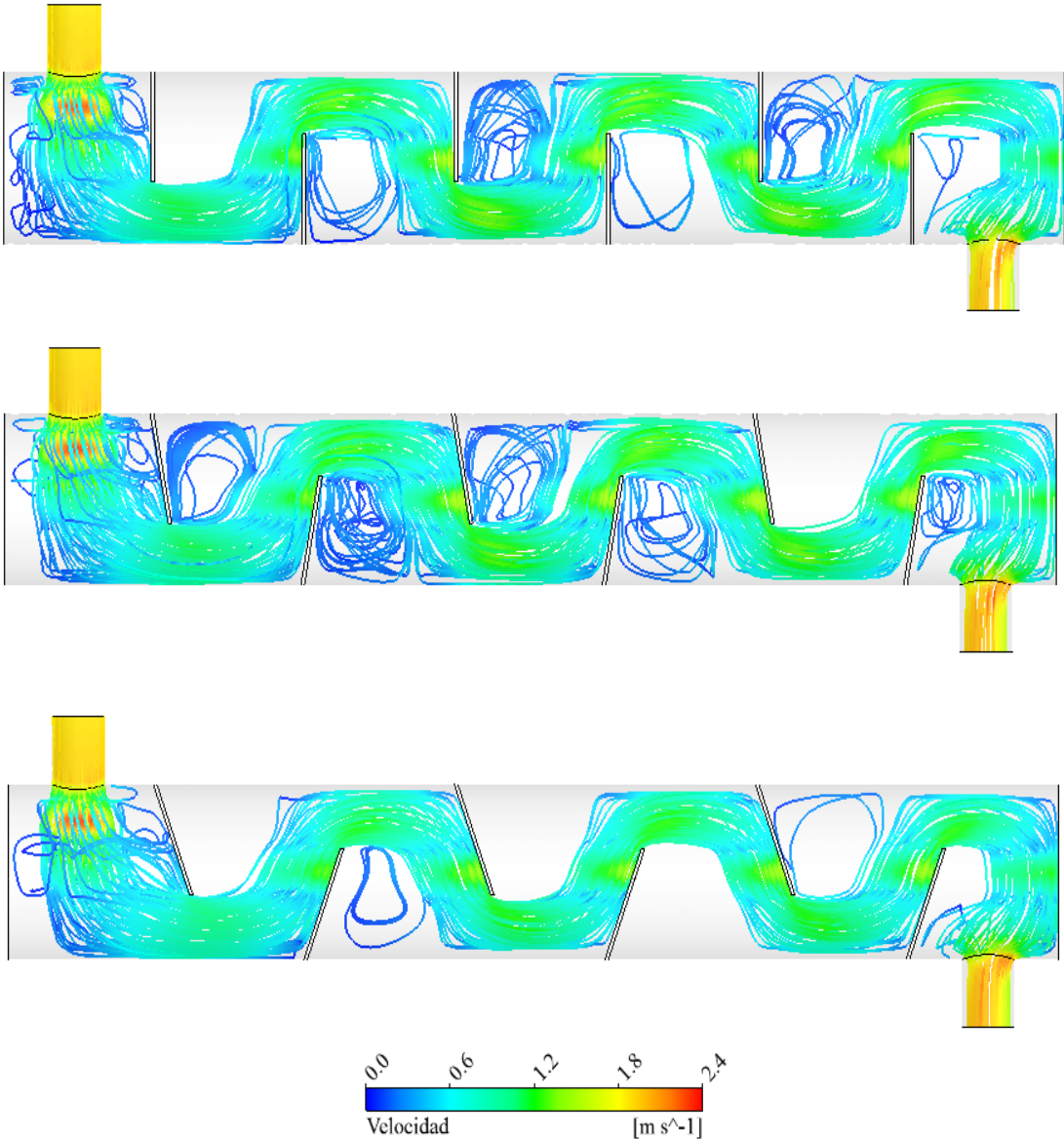


**Figura B2.** Vectores de Velocidad de los intercambiadores de calor con flujo másico de 2 Kg/s. a) 0°. b) 10°. c) 20°



**ANEXO C. LÍNEAS DE FLUJO**

**Figura C1.** Líneas de flujo de los intercambiadores de calor con flujo másico de 1 Kg/s. a) 0°. b) 10°. c) 20°



**Figura C2.** Líneas de flujo de los intercambiadores de calor con flujo másico de 2 Kg/s. a) 0°. b) 10°. c) 20°

