



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la

Producción

**“Modelado Computacional de Flujo Turbulento con Cambio de Fase
en Micro Cápsulas en Suspensión en un Pozo Intercambiador de
Calor.”**

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Previo a la obtención del Título de:

MÁGISTER EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA

Presentada por:

Wilson Iván Chávez Basantes

GUAYAQUIL, ECUADOR

Año: 2018



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

“Modelado Computacional de Flujo Turbulento con Cambio de Fase
en Micro Cápsulas en Suspensión en un Pozo Intercambiador de
Calor.”

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Previo a la obtención del Título de:

MÁGISTER EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA

Presentada por:

Wilson Iván Chávez Basantes

GUAYAQUIL, ECUADOR

Año: 2018

AGRADECIMIENTO

Al Verdadero y Viviente
Dios Altísimo por darme el
entendimiento de poder
realizar este trabajo.

A mi esposa y mis hijos por
el apoyo en todas las
actividades que me he
propuesto realizar y a mis
padres por su constante
empuje al desarrollo de
mis objetivos.

DEDICATORIA

A MI ESPOSA

A MIS HIJOS

A MIS PADRES

A MI COOKIE

TRIBUNAL DE SUSTENTACIÓN



Angel Ramírez M., PhD
DECANO DE LA FIMCP



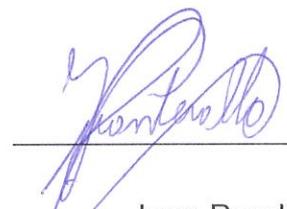
Guillermo Soriano I., PhD
DIRECTOR



Rubén Paredes A., PhD
CO DIRECTOR



Emérita Delgado P., PhD
VOCAL



Juan Peralta J., PhD
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en el presente Trabajo Final de Graduación me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual del mismo a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Wilson Iván Chávez Basantes', is written over a horizontal line.

Wilson Iván Chávez Basantes

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN	6
CAPITULO 1: INTRODUCCIÓN	8
CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO	12
2.1. Flujo interno en tuberías circulares con paredes lisas.....	12
2.2. Transferencia de calor al interior de tuberías con flujo turbulento	14
2.3. Intercambiador de calor.....	16
2.4. Interfases de las micro cápsulas.	17
2.5. Tipo de regímenes de flujo multifase.....	19
2.6. Problema de Stefan de 2 fases.	21
2.7. Material Microencapsulado con Cambio de Fase.....	23
2.8. Termo pozos verticales.	25
2.9. Modelado de Turbulencia.....	27
2.10. Modelado Numérico con OpenFOAM®.....	28
CAPÍTULO 3: DESARROLLO DE MODELO COMPUTACIONAL	32
3.1. Longitud de Entrada para Flujo Completamente Desarrollado.....	33
3.2. Definición de la Malla	34
3.3. Tubería Horizontal Lisa en Régimen Laminar	36
3.4. Tubería Horizontal Lisa en Régimen Turbulento	38
3.5. Intercambio de Calor en Tubería Horizontal en Régimen Laminar.....	39
3.6. Intercambio de Calor en Tubería Horizontal en Régimen Turbulento.....	41
3.7. Intercambio de Calor en Tubería Vertical en Régimen Turbulento.....	41
3.8. Efecto del PCM en el proceso de transferencia de calor.....	42
CAPÍTULO 4: ANÁLISIS DE RESULTADOS	46
4.1 Resultados obtenidos.....	46
4.2 Comprobación de resultados.....	47
CAPÍTULO 5: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	52
5.1 Conclusiones.....	52
5.2 Recomendaciones.....	53
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	54
GLOSARIO	57
ANEXOS o APÉNDICES	58

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Modelo de estudio de tubería	11
Figura 2. Desarrollo de capa límite hidrodinámica en tubería circular	12
Figura 3. Desarrollo de capa límite térmica en tubería circular calentada	15
Figura 4. Esquema de proceso de intercambio de calor.....	16
Figura 5. Temperatura axial con temperatura de superficie constante	17
Figura 6. Funcionamiento de las Micro cápsulas	18
Figura 7. Regímenes de Flujo en Tubos Verticales	20
Figura 8. Mapa de Regímenes de Flujo de Tuberías Verticales.	20
Figura 9. Dominio del Problema de 2 Fases.....	22
Figura 10. Curva de comportamiento de fracción de fundición.....	25
Figura 11. Evolución de la Temperatura del Suelo. Curva de Embudo	27
Figura 12. Estructura de directorios de Caso.....	30
Figura 13. Termo pozo vertical de estudio.....	32
Figura 14. Condiciones iniciales en tubería horizontal $Re = 2000$	34
Figura 15. Malla 1 para modelado computacional	35
Figura 16. Malla 2 para modelado computacional	35
Figura 17. Caída de presión para $Re = 2000$ en régimen laminar	37
Figura 18. Perfil de velocidad con $Re = 2000$ en régimen laminar.....	37
Figura 19. Caída de presión para $Re = 25000$ en régimen turbulento	38
Figura 20. Perfil de velocidad con $Re = 25000$ en régimen turbulento	39
Figura 21. Perfil de Temperatura en régimen laminar.....	40
Figura 22. Perfil de Temperatura en régimen turbulento	41
Figura 23. Perfil de velocidad con $Re = 250000$ en tubería vertical.....	42
Figura 24. Perfil de Temperatura en tubería vertical.....	43
Figura 25. Perfil de Temperatura en tubería con 2% PCM	44
Figura 26. Perfil de Temperatura en tubería con 5% PCM	44
Figura 27. Perfil de Temperatura en tubería con 10% PCM	45
Figura 28. Perfil de Temperatura en tubería con 20% PCM	45

Figura 29. Velocidad Media vs % PCM.....	48
Figura 30. Número de Nusselt vs % PCM	48
Figura 31. Caída de Presión vs % PCM	49
Figura 32. Grafica Error % de Velocidad vs % PCM.....	50
Figura 33. Grafica Error % de Número de Nusselt vs % PCM.....	50
Figura 34. Grafica Error % de Caída de Presión vs % PCM.....	51

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Cálculo de Longitud de Entrada por Tipo de Régimen	33
Tabla 2 Valores iniciales del modelo de turbulencia kOmegaSST	38
Tabla 3 Valores iniciales de variables para el modelado.	40
Tabla 4 Propiedades del fluido para el intercambio de calor en tuberías.....	40
Tabla 5 Valores del modelo de turbulencia para tubería vertical	42
Tabla 6 Propiedades al 2% de concentración de PCM.....	43
Tabla 7 Propiedades al 5% de concentración de PCM.....	44
Tabla 8 Propiedades al 10% de concentración de PCM.....	44
Tabla 9 Propiedades al 20% de concentración de PCM.....	45
Tabla 10 Datos obtenidos de cada simulación	46
Tabla 11 Valores teóricos y numéricos de variables térmicas e hidráulicas.	47
Tabla 12 Valores de error de Velocidad, Nusselt y caída de presión.....	49
Tabla 13 Valores MAD y RMSE.....	51

ÍNDICE DE ANEXOS o APÉNDICES

Anexo 1 Hoja Técnica de PCM PureTemp 37.....	58
--	----

RESUMEN

El objetivo del presente trabajo es optimizar la longitud de un pozo intercambiador de calor que utiliza una mezcla de fluido con micro cápsulas en suspensión. Por medio de técnicas de modelamiento computacional se determina la concentración y tamaño de las micro cápsulas con cambio de fase (PCM) necesarias para obtener una mayor tasa de disipación de calor con el menor diámetro y longitud posible en la tubería del intercambiador de calor.

Para el modelado numérico se asumió que la transferencia de calor por conducción y convección es solamente radial y se disipa uniformemente a través de la pared del tubo, en donde las micro cápsulas cambian de fase manteniendo una tasa de calor constante en la dirección radial, mientras el fluido se mueve a una velocidad constante a lo largo de la línea de corriente con un comportamiento axisimétrico.

Además, el flujo en dos dimensiones, con propiedades termo físicas constantes, turbulento y estado estable, se modeló usando las ecuaciones de Navier-Stokes Promediadas de Reynolds (RANS) y la turbulencia fue modelada a partir del modelo de transporte de esfuerzo de corte, también conocido como $\kappa\text{-}\epsilon\text{-}\omega$ SST.

Para el modelado numérico, se empleó el programa computacional de código abierto OpenFoam® utilizando el solucionador que emplea la aproximación de Boussinesq, con lo que se logró demostrar que el uso de PCM mejoran las propiedades térmicas del fluido y disminuye la longitud de tubería requerida para alcanzar el equilibrio térmico con el suelo alrededor. Adicionalmente, el solucionador empleado mantiene la precisión considerando distintos porcentajes de PCM dentro del fluido, lo que se verificó a través del análisis de la velocidad del fluido y del número de Nusselt con modelos analíticos.

El fluido al interior de la tubería en posición vertical sin el uso de PCM tuvo una tasa de calor de -119 kW en una longitud de 6,48 metros con un diámetro interno de 0,0408 m, teniendo un valor de intercambio de calor por longitud de tubería respecto a la caída de presión generada de -0,39 W/(m*Pa). Con el uso de los

PCM a una concentración del 2%, se obtuvo que con una longitud de tubería de 6,6 metros y la tasa de calor aumento a -157 kW, mejorando la cantidad de calor por longitud de tubería respecto a la caída de presión generada a un valor de -0,50 W/(m*Pa), lo cual implica tener menor potencia de bombeo para el fluido para el mismo diámetro utilizado.

Los resultados numéricos obtenidos tienen un error respecto a las predicciones teóricas del 3,5% para la velocidad media del fluido y para el número de Nusselt. En el análisis de caída de presión el error fue menor a 0,3%, observando que a medida que se aumenta la concentración de PCM en el fluido, el error porcentual de la velocidad media, el número de Nusselt y de la caída de presión aumenta al ir cambiando el número de Reynolds de la mezcla.

Finalmente, se demostró que el uso de PCM dentro de un fluido, mejora sus propiedades térmicas, lo cual implica una mayor capacidad de transferencia de calor y una disminución de la cantidad de tubería requerida. Sin embargo, si se aumenta más del 10% de concentración de PCM, la mezcla vuelve a tener el mismo rendimiento térmico del fluido sin el uso de PCM.

Palabras clave

OpenFoam, Stefan, PCM, Termo pozos, Turbulencia, SST

CAPITULO 1: INTRODUCCIÓN

El presente trabajo está orientado a optimizar los parámetros de diseño de un termo pozo vertical para disipar calor en el suelo de la ciudad de Guayaquil a través del modelado computacional del comportamiento de un fluido con micro cápsulas que cambian de fases (PCM) circulando dentro de una tubería de sección circular uniforme con un flujo completamente desarrollado en régimen turbulento con disipación de calor para lo cual se realizaron varias simulaciones empleando el programa OpenFoam®. Las simulaciones numéricas de los flujos a través de una tubería de sección circular fueron validadas gradualmente considerando los siguientes casos:

- a) Flujo estacionario laminar completamente desarrollado en tubería horizontal.
- b) Flujo estacionario turbulento completamente desarrollado en tubería horizontal.
- c) Flujo estacionario laminar completamente desarrollado con transferencia de calor en tubería horizontal y temperatura de superficie constante.
- d) Flujo estacionario turbulento completamente desarrollado con transferencia de calor en tubería horizontal y temperatura de superficie constante.
- e) Flujo estacionario turbulento completamente desarrollado con transferencia de calor en tubería vertical y temperatura de superficie constante.
- f) Flujo estacionario turbulento completamente desarrollado con transferencia de calor en tubería vertical y temperatura de superficie constante utilizando micro cápsulas con cambio de fase a diferentes concentraciones.

Dentro del análisis del comportamiento de las micro cápsulas se han realizado estudios para establecer la concentración necesaria para obtener un flujo turbulento al interior de una tubería horizontal, donde se emplea el fluido como medio acumulador o disipador de calor en un sistema térmico (Alvarado, y otros, 2008), en cual, se analiza las características de las micro cápsulas que cambian de fase por medio de sus propiedades térmicas y de transferencia de calor. El

modelo computacional del flujo turbulento se aproximó considerando las ecuaciones Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) y los coeficientes utilizados en el modelo de turbulencia fueron ajustados a datos experimentales.

Los resultados numéricos obtenidos en el caso de flujo laminar del fluido con material encapsulado en el presente trabajo serán validados considerando las características físicas y matemáticas de transferencia de calor obtenidos de forma experimental y numéricamente por (Roulang, y otros, 2009).

El comportamiento de un intercambiador de calor que utiliza PCM para el almacenaje de calor en elementos enterrados fue analizado por (Bottarelli, Bortoloni, & Yuehong, 2015). Este estudio utilizó el programa COMSOL® para la parte numérica, donde se incluyeron las propiedades del suelo de relleno usando un modelo de 2 dimensiones para observar el comportamiento del intercambiador de calor como calentador y enfriador, y de esta manera analizar los resultados al utilizar materiales micro encapsulados (Bottarelli, y otros, 2015). Además, se desarrolló una expresión que relaciona el comportamiento de las micro cápsulas y el intercambio de calor.

En base a los estudios previos antes mencionados, el alcance del trabajo consiste en desarrollar un modelo que permita analizar el comportamiento de un pozo intercambiador de calor, incluyendo una optimización de su geometría y sus dimensiones a partir del estudio realizado previamente en Guayaquil (Soriano & Sigüenza, 2015), en donde se caracteriza las propiedades del suelo que hacen de sumidero de calor en el sistema y de esa manera conocer cuál es la longitud y diámetro de tubería que permite una mayor disipación de calor del sistema, así como la concentración de micro cápsulas que permitan tener al interior un fluido laminar completamente desarrollado.

En atención a la problemática expuesta, el presente trabajo se basará en las siguientes consideraciones:

- Flujo incompresible
- Fluido newtoniano
- Flujo en régimen turbulento

- Análisis en estado estable
- Flujo completamente desarrollado
- Parte superior del pozo adiabática.
- El fondo del pozo es isotérmico.
- Transferencia de calor radial producida por conducción y convección.
- El cambio de fase de las micro cápsulas es independiente de la posición radial.
- El fluido se mueve a velocidad constante a lo largo de la línea de corriente con un comportamiento axisimétrico.
- El flujo de calor a través de las paredes de la tubería es uniforme.
- PCM en suspensión
- Rugosidad interna de la tubería despreciable.

Para realizar el estudio del comportamiento del flujo turbulento, se ha considerado el uso de la ecuación RANS en el desarrollo en la etapa de modelado y para la representación de la turbulencia, utilizar un modelo κ - ε , similar como fue realizado en la simulación computacional del comportamiento térmico de las micro cápsulas y verificadas experimentalmente (Alvarado, y otros, 2008). Al realizar estas consideraciones, la simulación computacional tiene como objetivo principal el de modelar el comportamiento de este tipo de intercambiadores de calor y posteriormente, optimizar el diseño térmico a través de las dimensiones geométricas.

El desarrollo del presente trabajo empezará a través del modelado computacional utilizando el programa OpenFoam® del paso del agua al interior de una tubería horizontal en régimen laminar, definiendo los valores de presión y velocidad iniciales y las características del agua a la temperatura de entrada, para poder observar el comportamiento de la caída de presión a lo largo de la tubería.

Posteriormente se modelará el fluido en régimen turbulento, definiendo los valores de κ , ε y ω y de esta forma observar el comportamiento de la caída de presión a lo largo de la tubería.

A continuación, se configurará en la simulación computacional el efecto de la disipación de calor alrededor de la tubería, primero para el régimen laminar en estado estable, por lo que solo será necesario ingresar la temperatura del suelo alrededor de la tubería y las características térmicas del fluido y observar el comportamiento de la temperatura del fluido a lo largo de la tubería. Luego, se analiza el efecto del régimen turbulento, ingresando los datos anteriormente obtenidos de κ y ε respectivamente (Figura 1) (Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2007).

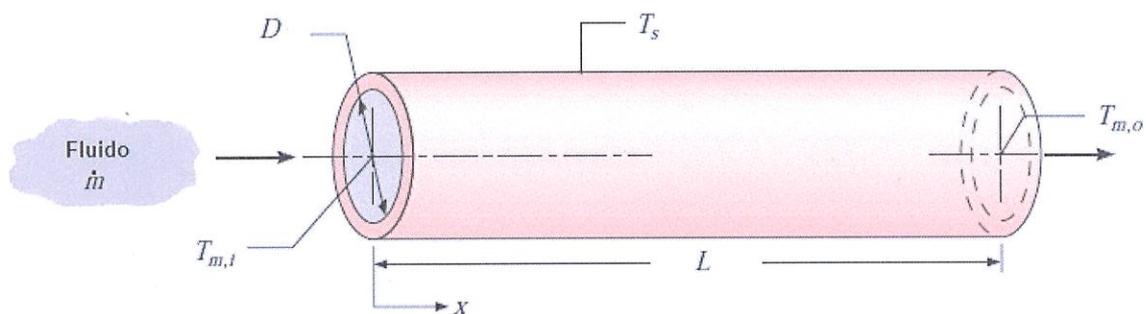


Figura 1. Modelo de estudio de tubería

Luego de verificar los resultados numéricos considerando la tubería en posición horizontal, se procederá a considerar a la misma en posición vertical para poder determinar el comportamiento de la temperatura y la caída de presión en la tubería en régimen turbulento.

Finalmente, se considerará a la tubería en posición vertical, incluyendo al PCM para aproximar el comportamiento del termo pozo en las condiciones definidas anteriormente y optimizar el diseño térmico, de tal manera que permita una mayor tasa de disipación de calor con el menor diámetro y longitud posible en la tubería del intercambiador de calor.

CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO

Para el desarrollo del modelado computacional del termo pozo intercambiador de calor es necesario definir la base analítica que sustentará el trabajo a realizar, mediante la exposición de la teoría existente y de las investigaciones previamente realizadas en relación con la caracterización del comportamiento de las micro cápsulas que presentan cambio de fase y su interacción con el medio al ser sometidas a un régimen de flujo turbulento.

2.1. Flujo interno en tuberías circulares con paredes lisas

Para el modelado computacional a desarrollar, es necesario comprender el comportamiento del flujo al interior de tuberías circulares, el cual es restringido por las paredes de la tubería y por los efectos de la viscosidad (White, 2009). Bajos estas condiciones, en el fluido se va desarrollando la capa límite, lo cual va cambiando el perfil de la velocidad a la entrada de la tubería hasta una distancia en que el perfil de velocidad toma una forma parabólica y es a partir de este punto que se considera que el fluido se encuentra completamente desarrollado (Figura 2) (Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2007).

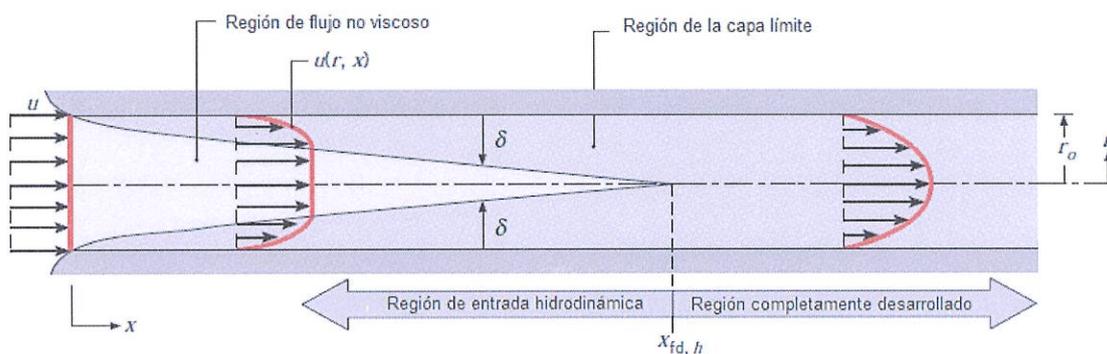


Figura 2. Desarrollo de capa límite hidrodinámica en tubería circular

Esta distancia es conocida como longitud de entrada (L_e) y a partir de este punto la velocidad al interior de la tubería es constante, la fuerza de corte de la pared es constante y la caída de presión es lineal con respecto a la longitud, tanto para el régimen laminar, como para el régimen turbulento. La longitud de entrada solo se ve afectada por el número de Reynolds, con lo que se puede establecer una

correlación para el flujo laminar (Ec. 1), así como para el flujo turbulento (Ec.2) considerando que la capa límite crece rápidamente (White, 2009).

$$L_e \approx 0.06D \cdot Re \quad \text{Ec. 1}$$

$$L_e \approx 1.6D \cdot Re^{\frac{1}{4}} \quad \text{Ec. 2}$$

Las soluciones encontradas computacionalmente se comparan con la solución analítica de caída de presión (Ec.45) y de velocidad máxima (Ec. 46) (Fox & McDonald, 1997).

Una vez desarrollado el fluido al interior de la tubería, el perfil de velocidad en régimen laminar adquiere una forma parabólica (Ec. 3), donde la relación entre la velocidad media del fluido y la velocidad máxima (Ec. 4) es de 0,5 (Fox & McDonald, 1997).

$$\frac{u}{U} = 1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2 \quad \text{Ec. 3}$$

$$u_{max} = -\frac{R^2}{4\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial x}\right) = 2\bar{V} \quad \text{Ec. 4}$$

Para el régimen turbulento, la relación entre la velocidad media del fluido y la velocidad máxima es mayor a 0,5 a medida que aumenta el número de Reynolds y puede ser relacionado con el factor de fricción (Ec. 5) (White, 2009), el cual dependerá también de la rugosidad de la tubería (Ec. 6) (Fox & McDonald, 1997).

$$\frac{\bar{V}}{u_{max}} \approx (1 + 1.3\sqrt{f})^{-1} \quad \text{Ec. 5}$$

$$\frac{1}{f^{0.5}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{f^{0.5} Re} \right) \quad \text{Ec. 6}$$

Dentro del régimen laminar, el efecto de la rugosidad de la tubería es despreciable, por lo que la caída de presión de una tubería horizontal solo dependerá del número de Reynolds (Ec. 7) (Fox & McDonald, 1997)

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho} = \left(\frac{64}{Re}\right) \frac{L \bar{U}^2}{D^2} \quad \text{Ec. 7}$$

En cambio, para el régimen turbulento, la rugosidad de la tubería afecta la caída de presión al interior de una tubería, por lo que la expresión dependerá del factor de fricción (Ec. 8) (Fox & McDonald, 1997).

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho} = g(z_2 - z_1) + f \frac{L \bar{U}^2}{D^2} \quad \text{Ec. 8}$$

2.2. Transferencia de calor al interior de tuberías con flujo turbulento

Acorde a las consideraciones iniciales para el modelado computacional descritas en el capítulo 1, se determina la ecuación de energía diferencial apropiada para analizar un flujo laminar en tubos circulares en estado estable (Ec. 9) (Kays & Crawford, 1993)

$$\mu \rho \frac{\partial i}{\partial x} + v_r \rho \frac{\partial i}{\partial r} - \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k \frac{\partial t}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \phi} \left(k \frac{\partial t}{\partial \phi} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial t}{\partial x} \right) \right] = 0 \quad \text{Ec. 9}$$

De la relación de entalpía (Ec. 10) y restringiendo el modelo computacional a una distribución de calor axisimétrico y con la conducción de calor axial despreciable, se obtiene la siguiente expresión (Ec. 11) (Kays & Crawford, 1993)

$$di = c dt \quad \text{Ec. 10}$$

$$\mu \rho c \frac{\partial t}{\partial x} + v_r \rho c \frac{\partial t}{\partial r} - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k \frac{\partial t}{\partial r} \right) = 0 \quad \text{Ec. 11}$$

Considerando un flujo turbulento para la expresión mostrada en la Ecuación 11 y para el caso particular a ser modelado computacionalmente, las propiedades

del fluido no serán constantes, al depender del comportamiento de las micro cápsulas y teniendo un flujo completamente desarrollado ($v_r = 0$), se tiene la siguiente expresión (Ec. 12) que será utilizada en el desarrollo computacional al momento de generar el algoritmo en OpenFoam®, donde el análisis será realizado en la región de flujo completamente desarrollado.

$$\bar{\mu}\rho c \frac{\partial \bar{t}}{\partial x} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r(\alpha + \varepsilon_H) \frac{\partial \bar{t}}{\partial r} \right] \quad \text{Ec. 12}$$

Finalmente, para el modelado computacional, se va a considerar que la temperatura de la superficie es constante y con la capa límite térmica completamente desarrolla (Figura 3) (Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2007), lo cual es aplicable para el tipo de intercambiador de calor considerado.

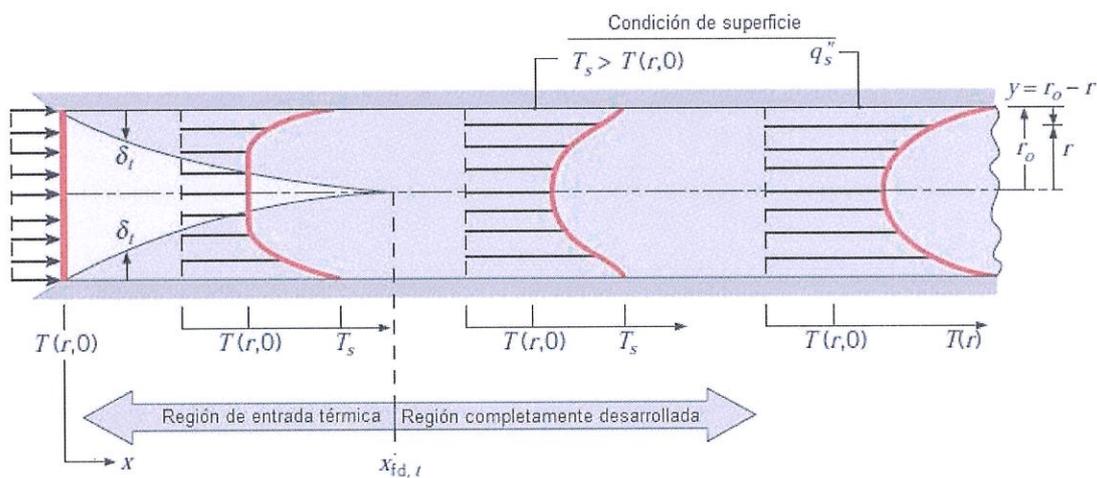


Figura 3. Desarrollo de capa límite térmica en tubería circular calentada

Para este caso, la Ecuación 12 puede ser expresada como se muestra a continuación (Ec. 13) (Kays & Crawford, 1993) (Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2007)

$$\bar{\mu}\rho c \frac{t_o - \bar{t}}{t_o - t_m} \frac{dt_m}{dx} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r(\alpha + \varepsilon_H) \frac{\partial \bar{t}}{\partial r} \right] \quad \text{Ec. 13}$$

Es posible entonces establecer una correlación algebraica empírica para esta consideración y poder determinar el número de Nusselt en función del número de Prandtl y de Reynolds (Ec. 14) (Kays & Crawford, 1993)

$$Nu = 0.021Pr^{0.5}Re^{0.8} \quad \text{Ec. 14}$$

2.3. Intercambiador de calor.

El diseño y análisis de los intercambiadores de calor, los cuales tienen diferentes aplicaciones industriales, tiene su base en la aplicación de conceptos térmicos y en especial de la teoría desarrollada para la transferencia de calor por convección.

Los intercambiadores de calor pueden tener diferentes configuraciones, en una de ellas el fluido al interior de una tubería transmite calor (Figura 4) (Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2007) hacia las paredes por convección y estas las transmiten a su entorno por conducción. (Kays & Crawford, 1993).

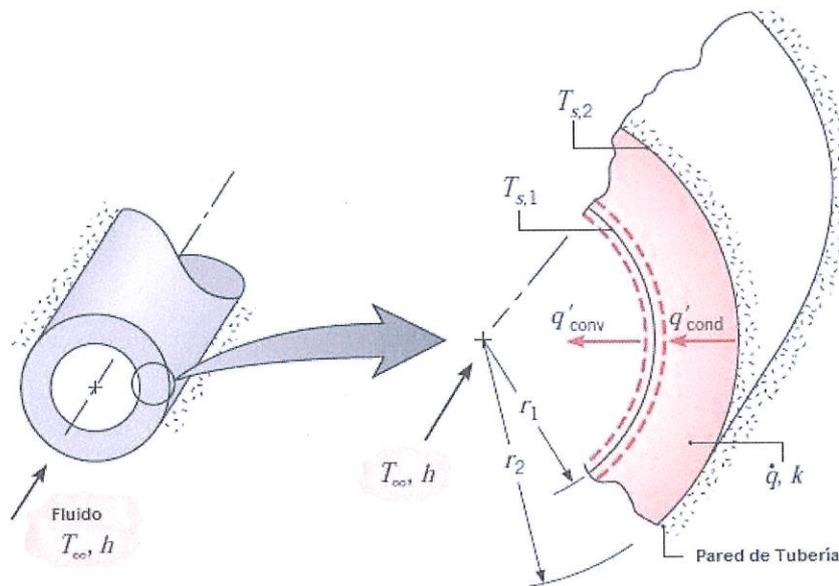


Figura 4. Esquema de proceso de intercambio de calor

Para determinar el flujo de calor de un intercambiador de calor (Ec. 15) (Kays & Crawford, 1993), debemos tener en cuenta que, para la aplicación a modelar computacionalmente, el coeficiente de transferencia de calor no es constante debido a que las propiedades del fluido van cambiando como consecuencia del cambio de fase de las micro cápsulas durante el proceso de intercambio de calor entre el fluido y el suelo alrededor de la tubería.

$$\dot{q}'' = h(T_{fluid} - T_{surf}) \quad Ec. 15$$

Para el análisis del termo pozo, se asume que la temperatura de la superficie (T_s), se mantiene constante durante todo el proceso de transferencia de calor (Figura 5) (Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2007), lo cual facilita el análisis, donde se determina que el número de unidades de transferencia de calor (NTU) se expresa como se muestra a continuación (Ec. 16) (Kays & Crawford, 1993):

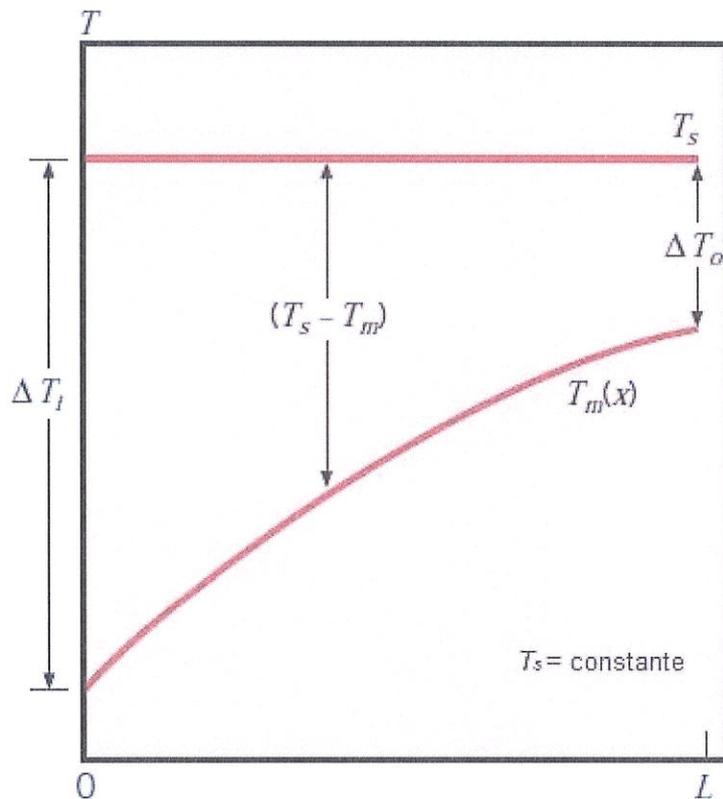


Figura 5. Temperatura axial con temperatura de superficie constante

$$NTU_{max} = -\ln\left(\frac{T_h - T_{c2}}{T_h - T_{c1}}\right) \quad Ec. 16$$

2.4. Interfases de las micro cápsulas.

Las micro capsulas disueltas en el fluido dentro del termo pozo durante el proceso de transferencia de calor absorben calor del proceso, sometiendo su interior a un cambio de fase, logrando una mayor capacidad calorífica del intercambiador, para luego disiparlo al suelo regresando su interior al estado

líquido inicial (Figura 6) (Microtek Laboratories, Inc., 2017), de esta forma se incrementa la capacidad del termo pozo para la disipación de calor al suelo circundante de la tubería.

Lo descrito anteriormente ocurre en una perspectiva a nano escala, la cual en la zona de transición entre las fases líquida y de vapor, se ve fuertemente influenciada por los efectos termo físicos y de transporte (Carey, 2008). Estos mecanismos dependen de la interacción de fuerzas entre las moléculas, las que pueden ser de atracción o de repulsión.

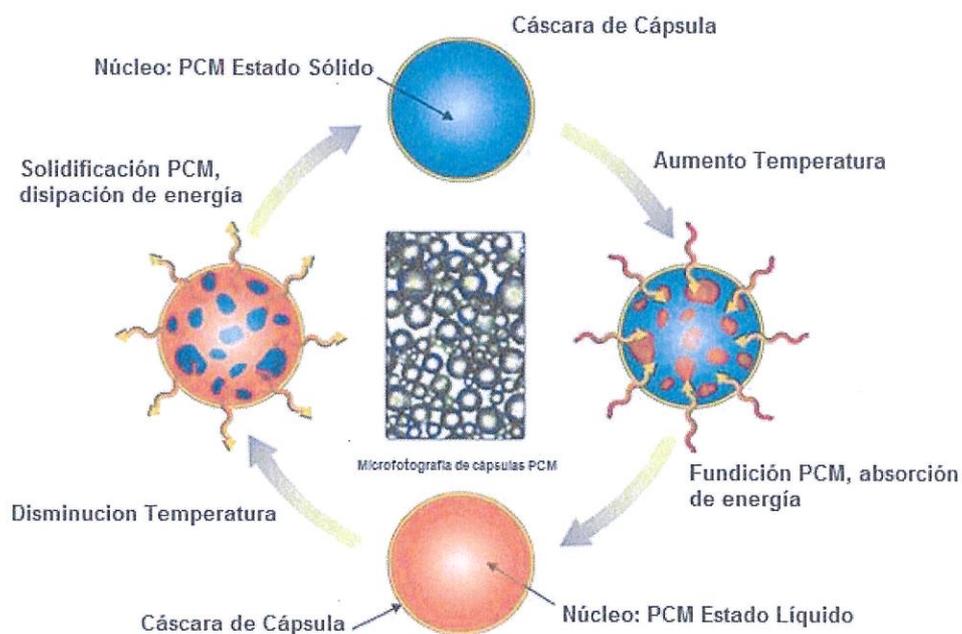


Figura 6. Funcionamiento de las Micro cápsulas

Las fuerzas entre moléculas pueden ser de tres categorías: Fuerzas electrostáticas, Fuerzas de inducción, Fuerzas de dispersión. La interacción de todas estas fuerzas puede representarse mediante el modelo de Lennard-Jones (Ec. 17), en donde los valores de ϵ y r_0 dependen del tipo de molécula. (Carey, 2008)

$$\phi_{LJ}(r) = 4\epsilon \left[\left(\frac{r_0}{r} \right)^{12} - \left(\frac{r_0}{r} \right)^6 \right] \quad \text{Ec. 17}$$

Para la interacción entre las fases sólidas y líquidas, se debe considerar la teoría de capilaridad de Van der Waals, la cual postula que de acuerdo a la conservación de masa y a la segunda ley de la termodinámica, la distribución de densidad espontáneamente se ajusta para minimizar el exceso total de energía libre en la región interfacial (Carey, 2008). La energía libre por unidad de volumen (Ec. 18) relaciona la energía libre de Helmholtz y el volumen de un sistema local que incluya la región interfacial.

$$\psi = \frac{F}{V} \quad \text{Ec. 18}$$

En una escala macroscópica, se logra determinar los efectos de tensión interfacial bajo un análisis termodinámico. Se consideran las fuerzas de dispersión, las cuales varían con las propiedades eléctricas de las sustancias implicadas y de la distancia entre los elementos que interactúan, pero independiente de la temperatura. (Carey, 2008). En la interface entre líquido y vapor, se deben satisfacer los principios de conservación de masa, calor y energía.

2.5. Tipo de regímenes de flujo multifase.

Para el modelado del fluido al interior de la tubería del termo pozo, se considerará que obedece a un flujo en 2 fases, debido a que las micro cápsulas cambian su comportamiento a medida que disipan el calor hacia el suelo circundante.

El flujo másico al interior de la tubería estará definido por la suma del flujo másico del agua (\dot{m}_L) más el flujo másico de las micro cápsulas (\dot{m}_C) (Ec. 19) (Carey, 2008).

$$\dot{m} = \dot{m}_L + \dot{m}_C \quad \text{Ec. 19}$$

En tubos verticales, se tienen diferentes patrones para el transporte de flujos multifase (Figura 7) (Bratland, 2010), estos dependen del nivel de calidad o fracción de sequedad del flujo, la cual para un bajo nivel tiene un flujo burbujeante y para un alto nivel tiene un flujo anular con gotas debido a la rotura

de las ondas formadas en la superficie de la tubería por la inestabilidad de la película líquida. (Carey, 2008)

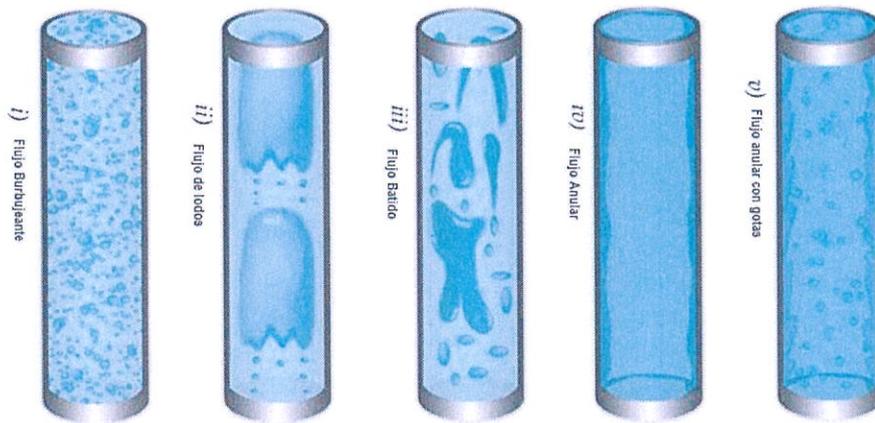


Figura 7. Regímenes de Flujo en Tubos Verticales

Los regímenes de flujo mostrados en la Figura 7 pueden ser representados en un mapa propuesto por Hewitt y Roberts (Figura 8) (Carey, 2008), en donde el eje vertical representa al flujo de momento superficial de vapor y el eje horizontal al flujo de momento superficial de líquido a través de una tubería vertical. En el mapa se pueden observar las líneas de transición entre diferentes regímenes, para los cuales se han desarrollado las diferentes expresiones analíticas.

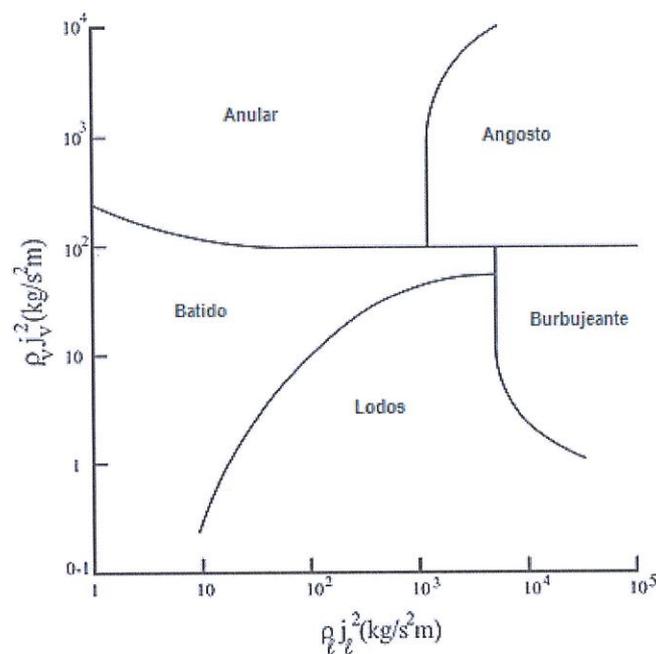


Figura 8. Mapa de Regímenes de Flujo de Tuberías Verticales.

Una vez que se conoce la velocidad de masa al interior de la tubería (Ec. 20), se puede relacionar el flujo de las micro cápsulas (Ec. 21) con las densidades de líquido y de las micro cápsulas, para hallar los valores de flujo de momento superficial de la micro cápsula (Ec. 22) y de líquido (Ec. 23) (Carey, 2008).

$$G = \frac{\dot{m}}{A} \quad \text{Ec. 20}$$

$$x = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}} \quad \text{Ec. 21}$$

$$j_v = \frac{Gx}{\rho_c} \quad \text{Ec. 22}$$

$$j_L = \frac{G(1-x)}{\rho_L} \quad \text{Ec. 23}$$

2.6. Problema de Stefan de 2 fases.

El problema de Stefan en 2 fases (Ec. 24 y Ec.25) consiste en determinar un campo de temperatura y el movimiento en la zona de buceo que separa a las 2 fases $\xi(t)$ (Figura 9) (Witula, Hetmaniok, Slota, & Zielonka, 2011).

$$\frac{\partial u(x,t)}{\partial t} = \alpha_1 \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} \quad \text{en } D1 \quad \text{Ec. 24}$$

$$\frac{\partial v(x,t)}{\partial t} = \alpha_2 \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial x^2} \quad \text{en } D2 \quad \text{Ec. 25}$$

Para su resolución se debe considerar las condiciones iniciales de las fronteras de cada fase (Ec. 26, Ec. 27, Ec. 28 y Ec. 29) y en la interfase de movimiento las condiciones de continuidad de temperatura (Ec.30) y la condición de Stefan (Ec.31) (Witula, Hetmaniok, Slota, & Zielonka, 2011).

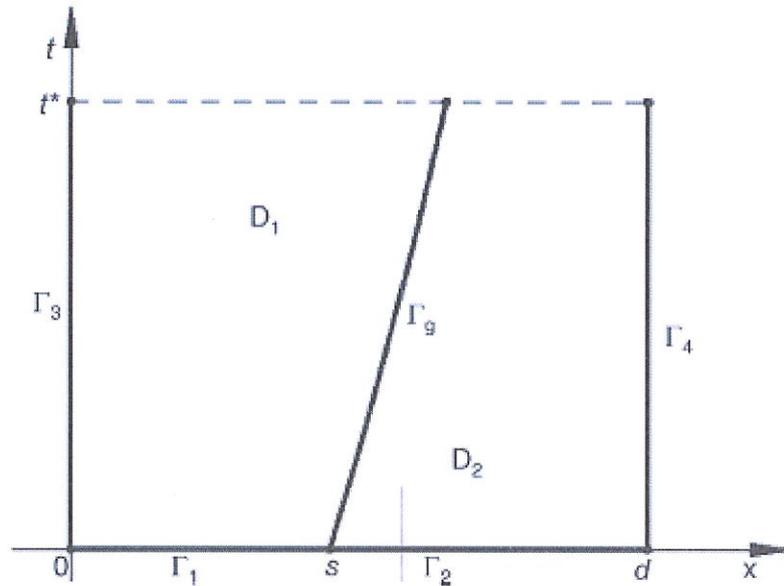


Figura 9. Dominio del Problema de 2 Fases.

$$u(x, 0) = \phi_1(x) \quad \text{en } \Gamma_1 \quad \text{Ec. 26}$$

$$v(x, 0) = \phi_2(x) \quad \text{en } \Gamma_2 \quad \text{Ec. 27}$$

$$u(x, t) = \vartheta(t) \quad \text{en } \Gamma_3 \quad \text{Ec. 28}$$

$$v(x, t) = \eta(t) \quad \text{en } \Gamma_4 \quad \text{Ec. 29}$$

$$u(\xi(t), t) = v(\xi(t), t) = u^* \quad \text{Ec. 30}$$

$$L \frac{d\xi(t)}{dt} = \kappa_2 \frac{\partial v(x, t)}{\partial x} \Big|_{x=\xi(t)} - \kappa_1 \frac{\partial u(x, t)}{\partial x} \Big|_{x=\xi(t)} \quad \text{Ec. 31}$$

Diferentes investigaciones se han desarrollado para encontrar la solución de este problema, tanto de forma analítica como por métodos iterativos y experimentales, por ejemplo, al utilizar la formulación débil para el desarrollo de la solución analítica en el diedro, con la consideración de que no sea aplicable a todo el dominio, se logra encontrar una solución teórica para la distribución de temperatura utilizando funciones de Green a través de un espacio ponderado de Sobolev (K.Kaliyeva, 2013). En el caso de tener generación interna de calor, (McCord, Crepeau, Siahpush, & Ferres Brogin, 2016) han desarrollado la

solución analítica por el método de superposición al resolver por separado los estados transitorios y estable lo que fue corroborado mediante estudios computacionales para los casos de solidificación y fundición. Mediante el método de descomposición de Adomian, (Xiao-Ying, Yue-Xing, & Mao-Ren, 2014) obtuvieron una solución aproximada para el problema de Stefan en 2 fases empleando un polinomio de Taylor para el análisis y finalmente fue corroborado utilizando MATLAB® para conocer el error de la solución encontrada de esta forma. Un modelo aproximado para el problema de Stefan fue establecido mediante el uso del método iterativo de Picard's con un porcentaje de error muy pequeño (Witula, Hetmaniok, Słota, & Zielonka, 2011).

El problema de Stefan puede tener varias complicaciones al momento de establecer una solución, sea esta analítica o aproximada, como es el caso de tener el calor latente variable durante el proceso de fundición. La solución a este problema fue desarrollada a partir del uso del método de descomposición de Adomian para analizar el comportamiento del agua y el hielo (Lazhar, 2014)

2.7. Material Micro encapsulado con Cambio de Fase.

Los materiales que cambian de fase (PCM) poseen características interesantes para el almacenamiento térmico y como medio de control al tener una gran capacidad de absorción de calor y de poderlo liberar durante el proceso de cambio de fase del material (Alvarado, y otros, 2008). Estas propiedades incrementan las eficiencias operativas de diferentes sistemas térmicos existentes y a la vez reducir sus costos operativos, así como reducir las dimensiones físicas y tamaños de equipos en el desarrollo de nuevos sistemas térmicos. La capacidad de transferencia de calor de los materiales con cambio de fase depende de 3 factores:

1. Número de Stefan
2. Fracción de masa
3. Calor latente de fusión

Para optimizar la eficiencia de un sistema térmico, es deseable que el número de Stefan sea menor a 1 (Ec. 32), ya que indica que se tiene un mayor calor

latente respecto a su capacidad calorífica. De esta manera, la fracción de masa y el calor latente deben ser altos, pero tomando en cuenta que mientras más alta sea la fracción de masa, mayor es la capacidad que se requiere para mover el fluido al interior de un sistema térmico debido al incremento de la viscosidad (Alvarado, y otros, 2008).

$$St = \frac{c_p(q_w \frac{r}{k})}{c_m L} \quad Ec. 32$$

Con la ecuación de balance de calor básica (Ec. 33) es posible determinar los efectos del cambio de fase en la capacidad calorífica de la solución con micro cápsulas, entre la diferencia de temperaturas de entrada y salida del fluido. La densidad (Ec. 34) de la solución es determinada utilizando la teoría de Maxwell para la conductividad térmica de mezclas homogéneas (Taherian, Alvarado, Tumuluri, Thies, & Park, 2014). La conductividad térmica de la mezcla también es modificada por la presencia de las partículas (Ec. 35) (Javad Hosseini, Akbar Ranjbar, Sedighi, & Rahimi, 2013). La capacidad calorífica de la solución va a depender de las propiedades del fluido y de las micro cápsulas (Ec. 36) (Binjiao, y otros, 2008)

$$Q = m(c_{sol}\Delta T + X \cdot L) \quad Ec. 33$$

$$\rho_{sol} = \frac{1}{\frac{(1-X)}{\rho_L} + \frac{X}{\rho_c}} \quad Ec. 34$$

$$k_{sol} = k_L \left(\frac{2k_L + k_c - 2X(k_L - k_c)}{k_L + k_c + 2X(k_L - k_c)} \right) \quad Ec. 35$$

$$c_{sol} = X \cdot c_c + (1 - X)c_L \quad Ec. 36$$

Estudios experimentales (Assis, Katsman, Ziskind, & Letan, 2007) han logrado desarrollar una expresión para el proceso de fundición al interior de carcasas esféricas, similar a la forma de las micro cápsulas a utilizar para el desarrollo del modelo computacional del fluido, el cual está basado en una relación entre el número de Fourier, el número de Stefan y el número de Grashof (Ec. 37), donde

es posible desarrollar diferentes curvas (Figura 10) (Assis, Katsman, Ziskind, & Letan, 2007) para corroborar el comportamiento de dicha correlación.

$$MF = 1 - \left(1 - \frac{Fo \cdot Ste^{1/3} Gr^{1/4}}{1.9}\right)^{3/2} \quad \text{Ec. 37}$$

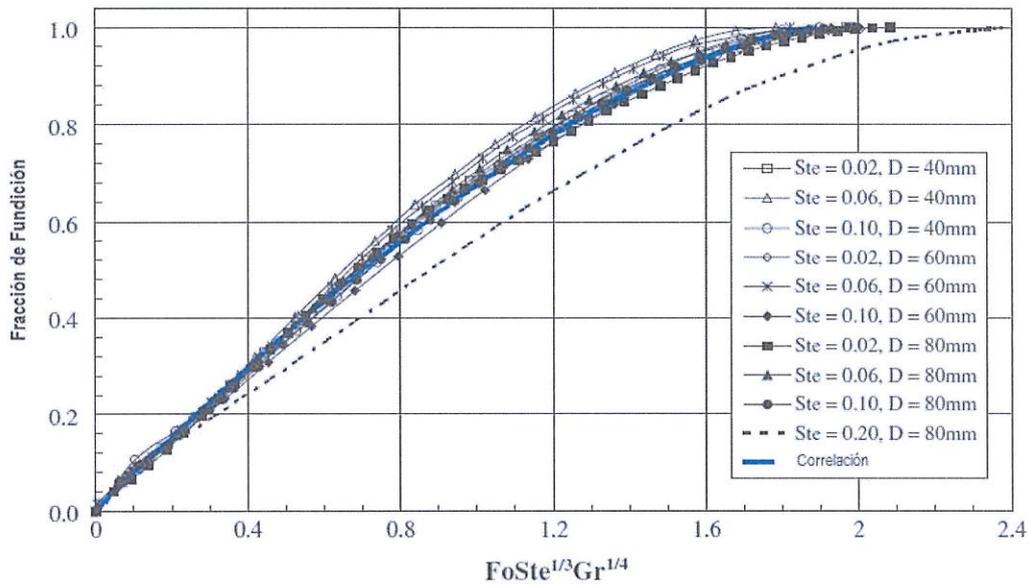


Figura 10. Curva de comportamiento de fracción de fundición

2.8. Termo pozos verticales.

Los termo pozos son una forma de aprovechar las propiedades del suelo como fuente de calor o como sumidero dependiendo de la aplicación que se desee, al ser un sistema geotérmico de baja entalpía. Para aprovechar sus propiedades es necesario conocer el comportamiento térmico del suelo donde se va a instalar el termo pozo. Una vez conocidas las propiedades del suelo, es posible determinar la longitud y diámetro de la tubería requerida dependiendo del material seleccionado para su construcción. (Barriga, y otros, 2014).

Los termo pozos es uno de los sistemas térmicos más prácticos y que pueden ser instalados en cualquier lugar. Las configuraciones más comunes son la U simple y la U doble, siendo el polietileno y el polipropileno los materiales más empleados en su construcción. La profundidad de los termo pozos varía entre 20 a 300 metros y para la instalación, el suelo es perforado hasta la profundidad

requerida y una vez instalada la configuración de tubos, el espacio entre los tubos y el hueco realizado es rellenado con un material que asegure un buen contacto entre el termo pozo y el suelo alrededor como por ejemplo bentonita. Son considerados como fuentes de calor sensible, por lo que es necesario conocer la demanda de calor y la fuente de calor para un diseño óptimo, en donde lo último depende de las propiedades del suelo (Akhmetov, y otros, 2016).

Para el modelo computacional a desarrollar, es necesario conocer la respuesta térmica del suelo de Guayaquil, el mismo que fue desarrollado mediante perforaciones de 50 a 60 m de profundidad utilizando termo pozos de 113 mm de diámetro, en la que se utilizó tubería de HDPE con un diámetro interno de 19.05 mm y un diámetro externo de 25.4 mm y el espacio entre el suelo y la tubería fue rellenado de bentonita y cemento Portland (Soriano, y otros, 2017). Dentro de los resultados obtenidos se determinó que la temperatura del suelo sin perturbar varía entre 26.5 a 29 °C con una conductividad térmica entre 0.78 a 1.25 W/m K, difusividad térmica entre 0.012 a 0.57 m²/día y resistencia térmica entre 0.34 a 0.57 K/W. Con los resultados indicados, se desarrolló un modelo térmico para conocer la disipación de calor en estado estable en los diferentes puntos de medición seleccionados, consiguiendo valores entre 13.1 a 30 W/m, los cuales dependieron del tipo de suelo encontrado en cada punto de estudio seleccionado, en donde el mayor valor correspondió a roca sedimentaria y el menor valor a suelo deltaico estuario.

Se debe tener en cuenta siempre la respuesta térmica del suelo para el diseño de un termo pozo, debido que en los primeros metros se tiene influencia por la radiación solar y posteriormente entre los 5 a 10 metros se estabiliza la temperatura del suelo, que es la región en donde se ejecutará el modelado computacional, lo cual se obtiene a partir de una curva de embudo (Figura 11) que muestra la evolución de la temperatura del suelo con la profundidad para diferentes días a lo largo del año, (García, 2014). Después de los 100 metros de profundidad, se tiene nuevamente una variación de la temperatura por el gradiente térmico de la tierra (Soriano, Villanueva, & González, Manual Técnico del Uso del Terreno, 2015).

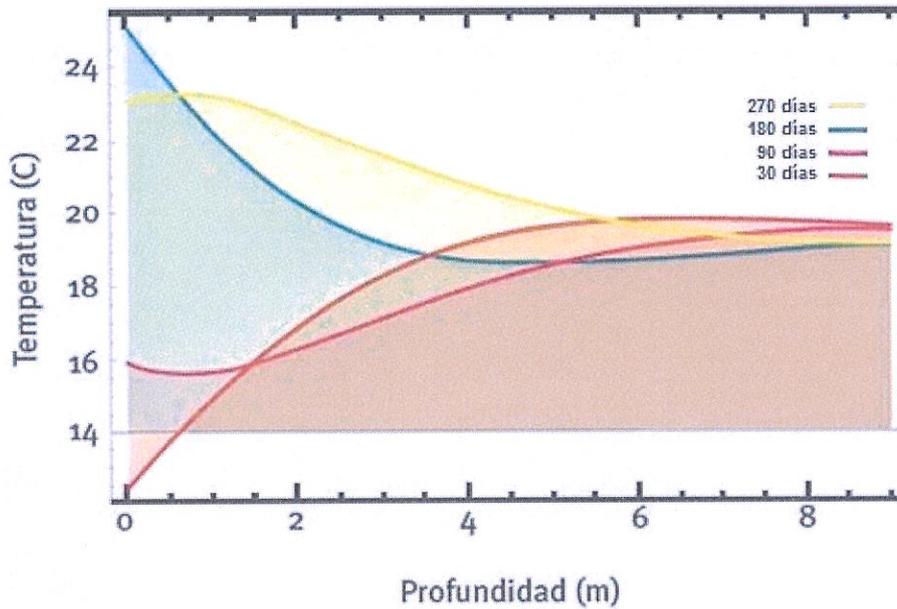


Figura 11. Evolución de la Temperatura del Suelo. Curva de Embudo

A fin de aprovechar la zona donde se estabiliza la temperatura del suelo, es necesario determinar la longitud de tubería donde el fluido está completamente desarrollado en régimen laminar y en régimen turbulento el fluido.

2.9. Modelado de Turbulencia.

El modelo de turbulencia a emplear dentro del programa, es el modelo κ - ε Omega SST, que corresponde al modelo de transporte de esfuerzo de corte – SST – (Menter, 1994). Combina los modelos de turbulencia κ - ω y κ - ε , el primer modelo predice el comportamiento dentro de la capa límite y el segundo predice el comportamiento lejos de la pared de la tubería en la zona del fluido de corte libre. Las dos variables calculadas por el modelo SST se puede interpretar como la energía cinética de la turbulencia κ (Ec. 38) y como la tasa de disipación de los remolinos ω (Ec. 39).

$$\frac{\partial \kappa}{\partial t} + U_j \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} = P_k - \beta^* \kappa \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_\kappa v_T) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] \quad \text{Ec. 38}$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha S^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_\omega v_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_\omega^2 \frac{1}{\omega} \frac{\partial \kappa}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \quad \text{Ec. 39}$$

Dentro del modelo de turbulencia es necesario determinar los valores iniciales de κ (Ec. 41), ε (Ec. 43), ω (Ec. 44), $\bar{\nu}$ (Ec. 45) y ν_T (Ec. 50) para comenzar con la simulación.

$$I = 0,16Re^{-\frac{1}{8}} \quad \text{Ec. 40}$$

$$\kappa = \frac{3}{2}(UI)^2 \quad \text{Ec. 41}$$

$$L = 0,07d \quad \text{Ec. 42}$$

$$\varepsilon = C_\mu^{\frac{3}{4}} \kappa^{\frac{3}{2}} L^{-1} \quad \text{Ec. 43}$$

$$\omega = \frac{\varepsilon}{C_\mu \kappa} \quad \text{Ec. 44}$$

$$\bar{\nu} = 3\nu \quad \text{Ec. 45}$$

$$S = \sqrt{2\bar{s}_{ij}\bar{s}_{ij}} \quad \text{Ec. 46}$$

$$\bar{s}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad \text{Ec. 47}$$

$$F_2 = \tanh(\eta^2) \quad \text{Ec. 48}$$

$$\eta = \max \left(\frac{2\sqrt{\kappa}}{C_\mu \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \quad \text{Ec. 49}$$

$$\nu_T = \frac{a_1 \kappa}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad \text{Ec. 50}$$

2.10. Modelado Numérico con OpenFoam®.

Para el desarrollo del modelo computacional, se va a utilizar el software libre OpenFoam® que está elaborado en lenguaje C++ y resuelve problema de mecánica del medio continuo mediante el método de volúmenes finitos y el uso

de mallas de elementos poliédricos arbitrarios no estructurados. Dentro de su estructura, posee diferentes métodos de discretización desarrollados para poder resolver múltiples aplicaciones de distintas ramas de ingeniería.

Cualquier simulación que se desarrolle en OpenFoam® tienen siempre la misma estructura (Herrerias & Izarra, 2013), que se explica a continuación y se muestra en la Figura 12 (Greenshields, 2016):

- **Directorio de tiempos:** Contiene carpetas individuales de datos de los campos particulares como por ejemplo velocidad, presión y temperatura. Los datos pueden ser iniciales y de frontera.
- **Constantes:** Contiene una descripción completa de la malla en el subdirectorio polyMesh y archivos específicos de las propiedades físicas para la aplicación concerniente.
- **Sistema:** Establece los parámetros asociados con el proceso de solución del problema, los cuales son almacenados en al menos 3 carpetas, la primera llamada controlDict, en donde se establecen parámetros de control de ejecución que incluyen tiempo de inicio y fin, paso de tiempo y parámetros para salida de datos. La segunda carpeta es fvSchemes donde el esquema de discretización utilizado en la solución puede ser seleccionada del tiempo de ejecución. La tercera carpeta es fvSolution, en donde los solucionadores de ecuaciones, tolerancias y algoritmos de control son establecidos para la ejecución (Greenshields, 2016).

Para el desarrollo del modelo, primero se define la malla del problema, la misma que se crea con el archivo blockMesh y al interior a través del comando “edges” se procede a describir la tubería circular mediante la definición de arcos. De igual manera, se establecen los límites internos y externos de la malla y la pared de la tubería. (Greenshields, 2016)

La condición de flujo al interior de la tubería inicialmente se considerará como un flujo laminar completamente desarrollado, el cual puede ser resuelto por medio del solucionador “icoFoam”, que tiene la capacidad de resolver fluidos Newtonianos laminares en estado transitorio o por el solucionador “simpleFoam”,

que considera el estado estable del fluido. En este caso, el modelado será resuelto con el comando “simpleFoam”.

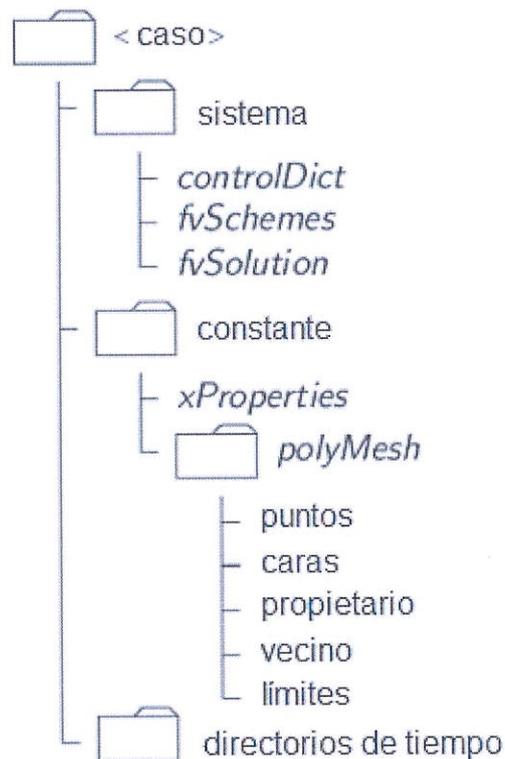


Figura 12. Estructura de directorios de Caso

A continuación, se procederá a analizar el comportamiento del flujo turbulento completamente desarrollado, que puede ser resuelto con el solucionador “ pisoFoam” para el estado transitorio o con el solucionador “simpleFoam” para el estado estable. Para la resolución del modelado se ha considerado utilizar el solucionador “simpleFoam” (Greenshields, 2016).

La transferencia de calor en el termo pozo con flujo laminar y turbulento es analizada con el solucionador “buoyantBoussinesqSimpleFoam”, donde se considera el estado estable del modelo.

Para analizar el efecto de los PCM dentro del fluido, se tiene 3 opciones de modelado. La primera, es utilizar los solucionadores anteriormente descritos, pero se tiene que determinar las nuevas propiedades del fluido con la incorporación de las micro cápsulas (Alvarado, y otros, 2008). La segunda opción

utiliza el solucionador “twoPhaseEulerFoam”, la que resuelve el comportamiento de un fluido compresible de 2 fases con una fase dispersa como por ejemplo el caso de burbujas de gas en un líquido incluyendo la transferencia de calor (Greenshields, 2016). La última opción es desarrollar un solucionador en C++ que combine los solucionadores “buoyantBoussinesqPimpleFoam”, que toma en cuenta el estado transitorio del modelo, y “MPPICFoam”, considerando el estado transitorio en el transporte de un conjunto de partículas en donde se incluye el efecto de la fracción volumétrica de las partículas (Greenshields, 2016).

La visualización de resultados de las diferentes simulaciones que permiten analizar el comportamiento del modelo se lo realiza con el comando “paraFoam”, en donde la simulación se muestra a través del programa ParaView para poder observar el cambio de los diferentes parámetros pre establecidos tales como la velocidad, la presión y la temperatura a lo largo de la tubería del termo pozo.

CAPÍTULO 3: DESARROLLO DE MODELO COMPUTACIONAL

A continuación se procederá al modelado computacional del termo pozo intercambiador de calor, para lo cual será necesario determinar la longitud de entrada para tener el fluido completamente desarrollado, aprovechando de esta manera, la zona en que el gradiente de temperatura del suelo se estabiliza con la profundidad y a su vez establecer el diámetro de la tubería a utilizar en la optimización del diseño y una vez definido, comenzar con el modelado en OpenFoam® del régimen laminar en estado estable en una tubería horizontal y posteriormente realizar el análisis del fluido en régimen turbulento. Luego que se prueba que el programa desarrollado funciona en esas condiciones, se incorpora la transferencia de calor con el suelo. Finalmente, se analizará el efecto de colocar a la tubería en posición vertical y determinar el comportamiento de la transferencia de calor inicialmente sin las partículas y luego con la incorporación de las partículas para obtener la longitud óptima que permita la mayor tasa de transferencia de calor aprovechando las propiedades térmicas del fluido y de las partículas disueltas. (Figura 13) (Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2007).

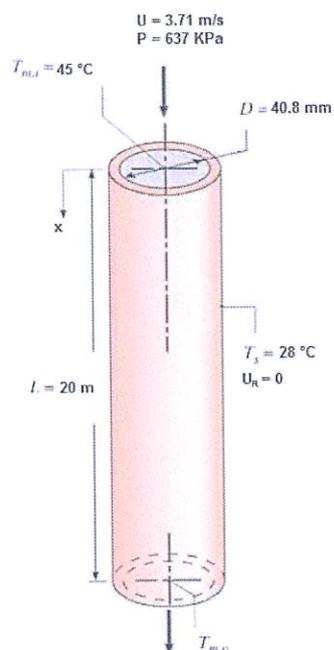


Figura 13. Termo pozo vertical de estudio.

3.1. Longitud de Entrada para Flujo Completamente Desarrollado

Tomando como base el diámetro que fue utilizado para obtener la respuesta térmica del suelo (20 mm), se procede a determinar con las ecuaciones 1 y 2 las longitudes de entrada con los 2 tipo de régimen del fluido, considerando para el caso laminar que el Número de Reynolds es de 2000, se obtienen los siguientes resultados mostrados en la Tabla 1.

Diámetro Nominal (mm) ISO 4427	HDPE SDR 11 PN = 10 bar		Laminar	Turbulento	HDPE SDR 7.4 PN = 16 bar		Laminar	Turbulento
	Espesor de pared (mm)	Diámetro interno (mm)	Longitud de Entrada (m)	Longitud de Entrada (m)	Espesor de pared (mm)	Diámetro interno (mm)	Longitud de Entrada (m)	Longitud de Entrada (m)
20	2,3	15,4	1,85	0,31	2,8	14,4	1,73	0,29
25	2,3	20,4	2,45	0,41	3,5	18,0	2,16	0,36
32	2,9	26,2	3,14	0,53	4,4	23,2	2,78	0,47
40	3,7	32,6	3,91	0,66	5,5	29,0	3,48	0,58
50	4,6	40,8	4,90	0,82	6,9	36,2	4,34	0,73
63	5,8	51,4	6,17	1,03	8,6	45,8	5,50	0,92
75	6,8	61,4	7,37	1,24	10,3	54,4	6,53	1,09
90	8,2	73,6	8,83	1,48	12,3	65,4	7,85	1,32

Tabla 1. Cálculo de Longitud de Entrada por Tipo de Régimen

Adicionalmente, se analizó diferentes diámetros comerciales de tubería a fin de poder establecer cuál es el diámetro que permita tener flujo completamente desarrollado, descrito en la Sección 2.8, utilizando 5 metros como umbral antes de ingresar a la zona en donde la temperatura del suelo se estabiliza a fin de hallar la longitud de tubería que permita la mayor tasa de transferencia de calor al final de este trabajo.

En base a la Tabla 1, se elige la tubería de 50 mm de diámetro nominal para el modelado computacional, de esta manera se garantiza que todo el análisis se realiza con un flujo completamente desarrollado en la zona que el suelo posee estable la temperatura. Al buscar optimizar las dimensiones de un termo pozo para ser utilizado como disipador de calor, se va a considerar una velocidad de

0,02968 m/s para el régimen laminar, tomando en cuenta que el valor del número de Reynolds es de 2000 y para el régimen turbulento se tendrá una velocidad de 0,371 m/s al asumir un número de Reynolds de 25000 para el modelado en posición horizontal. Adicionalmente, tomando valores usuales de funcionamiento de una torre de enfriamiento, se establece una presión de impulsión de entrada de agua de 6,5 kg/cm² y una temperatura de entrada del agua de 45 °C, por lo que se seleccionará la tubería de HDPE SDR 11 (Figura 14).

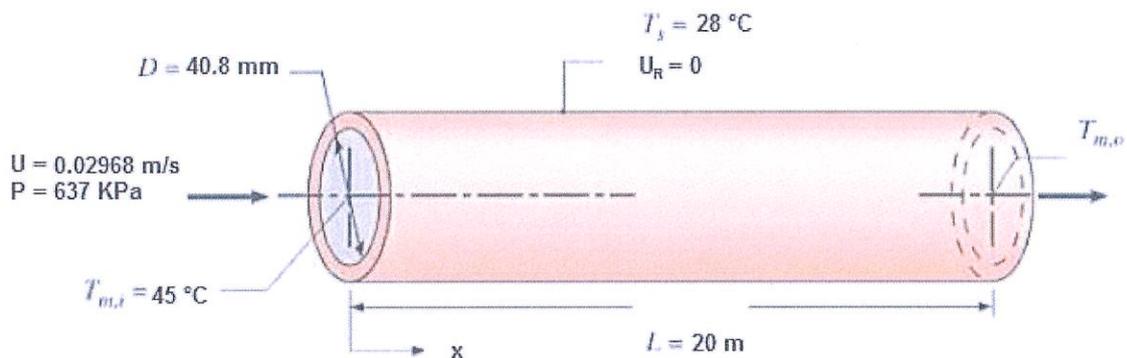


Figura 14. Condiciones iniciales en tubería horizontal $Re = 2000$

3.2. Definición de la Malla

Asumiendo que el flujo es axisimétrico, no es necesario realizar el modelado computacional de toda la tubería, por lo que es suficiente tomar una sección angular de la misma y de esta manera evitar el gasto computacional a momento de ejecutar el problema en OpenFoam®.

Es posible generar la malla a través del comando blockMesh como se explicó anteriormente en la Sección 2.9, en donde se define el tamaño de la sección de arco a modelar, la longitud de la tubería y la división de la malla. Si la superficie fuera compleja, existe la opción de exportar la malla realizada previamente en otro programa como ANSYS®.

La malla se genera utilizando el comando blockMesh, utilizando la mitad de la sección transversal de la tubería al tener un fluido axisimétrico y una longitud de tubería de 20 metros, donde se considera las siguientes opciones a validar con el análisis del régimen laminar:

1. 1000 segmentos longitudinales (eje x), 10 segmentos circunferenciales (eje y) y 20 segmentos radiales (eje z) (Figura 15).
2. 500 segmentos longitudinales (eje x), 5 segmentos circunferenciales (eje y) y 10 segmentos radiales (eje z) (Figura 16).

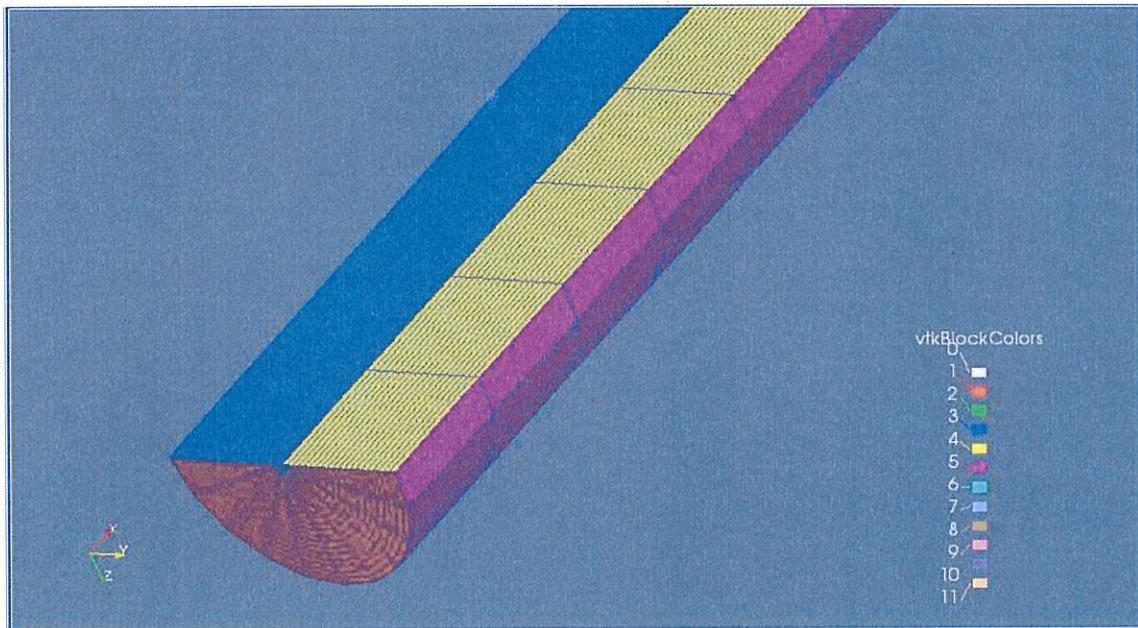


Figura 15. Malla 1 para modelado computacional

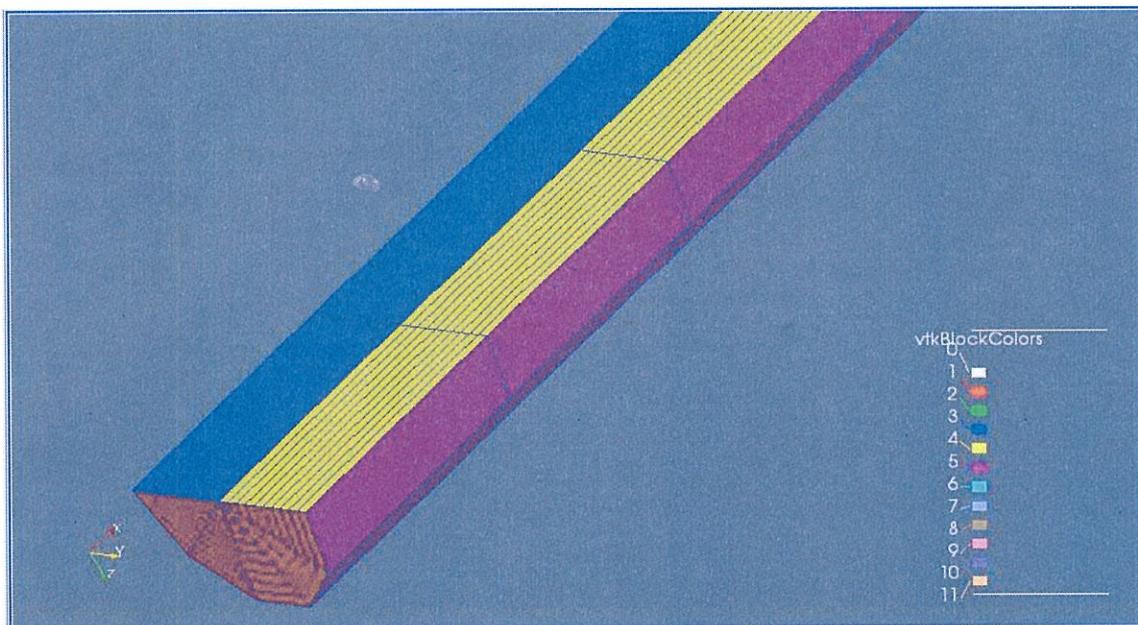


Figura 16. Malla 2 para modelado computacional

Las condiciones de fronteras geométricas de entrada y salida están definidas en el Plano yz, la pared de la tubería en el Plano xy y el comportamiento del fluido se define en los parches ubicados en el Plano xz, donde se asume un comportamiento cíclico definido con el comando “cyclicAMI”.

3.3. Tubería Horizontal Lisa en Régimen Laminar

Con las mallas definidas, se ingresa el valor de entrada de velocidad “U”, considerando que es uniforme y en la pared se tiene la condición de no deslizamiento. De igual manera, se ingresa el valor de entrada de presión cinemática “p”, la que se obtiene dividiendo la presión estática para la densidad del fluido. Para las condiciones de entrada del agua, se tiene que, la densidad es $990,1 \text{ Kg/m}^3$. Por tanto, el valor de la presión cinemática inicial es de $643,8057 \text{ m}^2/\text{s}^2$.

Como propiedades constantes del fluido, se define la viscosidad cinemática del agua a 45°C con un valor de $0,6055\text{E-}6 \text{ m}^2/\text{s}$ y se establece el comportamiento laminar del fluido.

Se establece un tiempo de 10000 segundos a emplear en esta simulación, a fin de verificar el funcionamiento del modelo en esta etapa. La tolerancia definida para las diferentes variables son de $1\text{E-}4$ para la presión y de $1\text{E-}3$ para la velocidad. Con estos parámetros se procede a ejecutar el solucionador “simpleFoam” hasta obtener la caída de presión (Figuras 17) y los perfiles de velocidad (Figura 18) con cada malla.

Utilizando las ecuaciones 4 y 7 de la Sección 2.1, se halla la solución teórica para el régimen laminar a la mitad de la tubería ($L=10 \text{ m}$), obteniendo que u_{max} es $0,05931 \text{ m/s}$ y $\Delta P/\rho$ es $0,00345 \text{ m}^2/\text{s}^2$. Comparando con las soluciones numéricas obtenidas de las Figuras 16 y 17, se observa que con la Malla 1, u_{max} tiene una desviación de 0,26% y $\Delta P/\rho$ posee un error del 16%, mientras que con la Malla 2, u_{max} tiene un error del 1% y $\Delta P/\rho$ tiene una desviación del 46%.

Caída de Presión Régimen Laminar

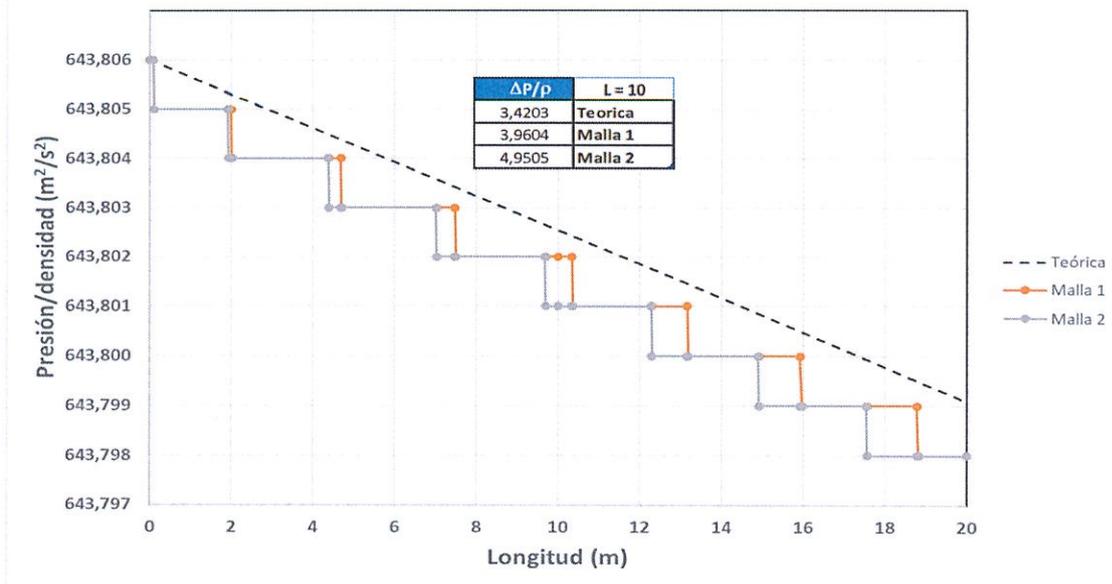


Figura 17. Caída de presión para $Re = 2000$ en régimen laminar

Perfil de Velocidad Régimen Laminar

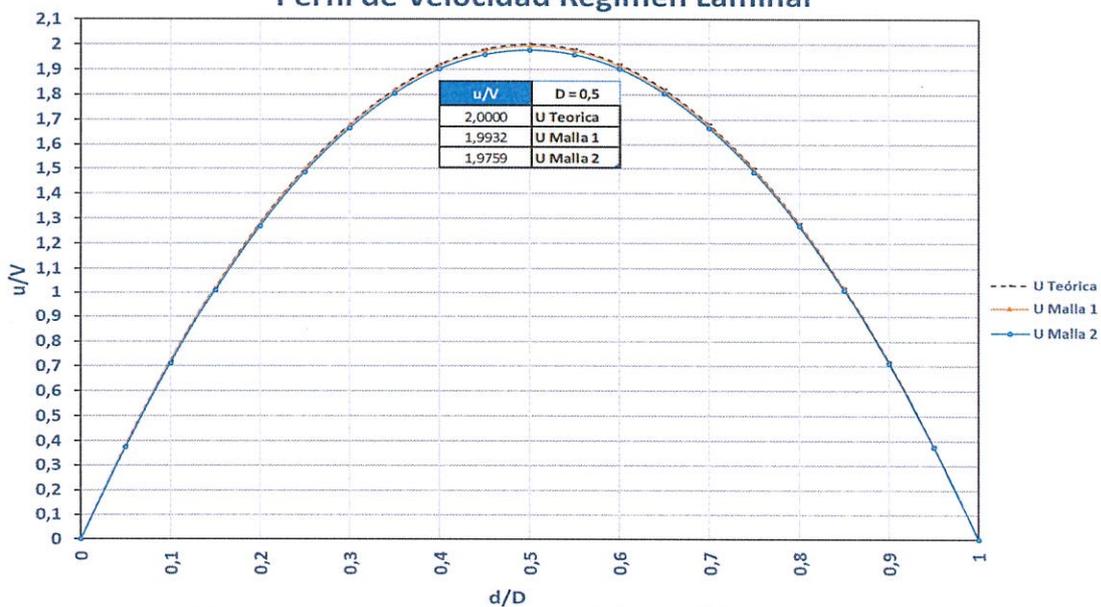


Figura 18. Perfil de velocidad con $Re = 2000$ en régimen laminar

El valor elevado obtenido para la presión cinemática con la malla 2 está asociado a una cantidad insuficiente de particiones en la dirección axial. Adicionalmente, se observa que, con ambas mallas, la caída de presión es de forma escalonada, lo que indica que se requiere más particiones en el eje x para mejorar la precisión de la simulación. En base a estas observaciones, se selecciona la Malla 1 para las demás simulaciones.

3.4. Tubería Horizontal Lisa en Régimen Turbulento

Con la malla definida en el régimen laminar, se ingresa el valor de entrada de velocidad “U” para el régimen turbulento, siendo esta, uniforme a lo largo de la tubería y manteniendo la condición de no deslizamiento en la pared para despreciar la rugosidad de la tubería. Se mantienen las mismas condiciones iniciales de presión cinemática.

Se establece el régimen de turbulencia para la simulación por medio del modelo “kOmegaSST”, en donde los valores obtenidos para el modelo seleccionado se muestran en la Tabla 2, en donde $\gamma = 5$, $C_{\mu} = 0,009$ y $a_1 = 0,31$ como valores predeterminados (Graebel, 2007).

κ	ε	ω	\bar{v}	v_T
4,203E-4	4,95699E-4	13,105719	1,8165E-6	3,207327E-5

Tabla 2. Valores iniciales del modelo de turbulencia kOmegaSST

No se realizan cambios en los parámetros establecido en el régimen laminar, por lo que se procede a ejecutar el solucionador “simpleFoam” hasta obtener los resultados de la simulación (Figuras 19 y 20)

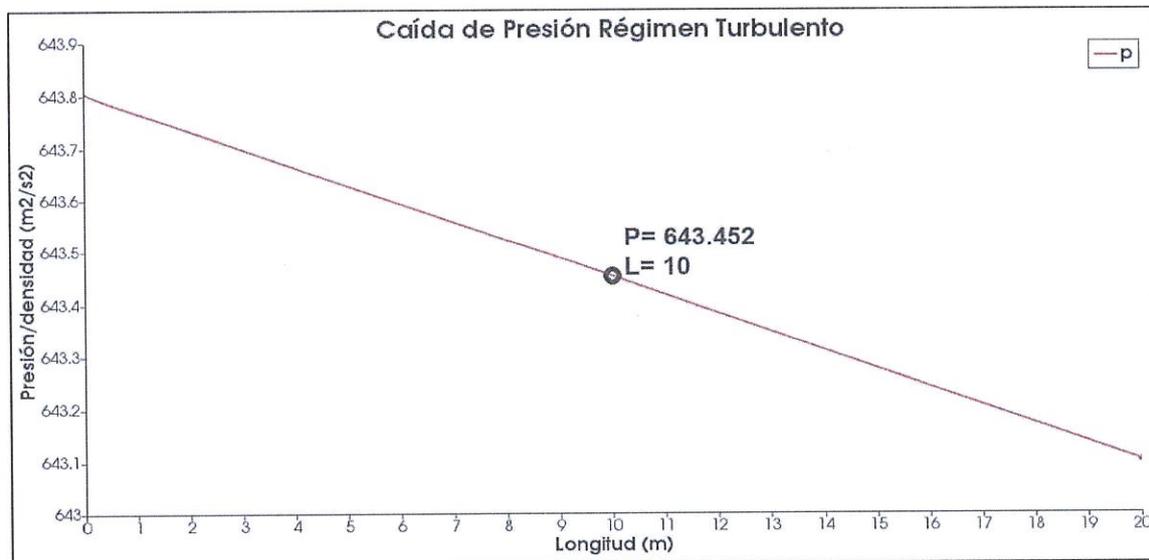


Figura 19. Caída de presión para $Re = 25000$ en régimen turbulento

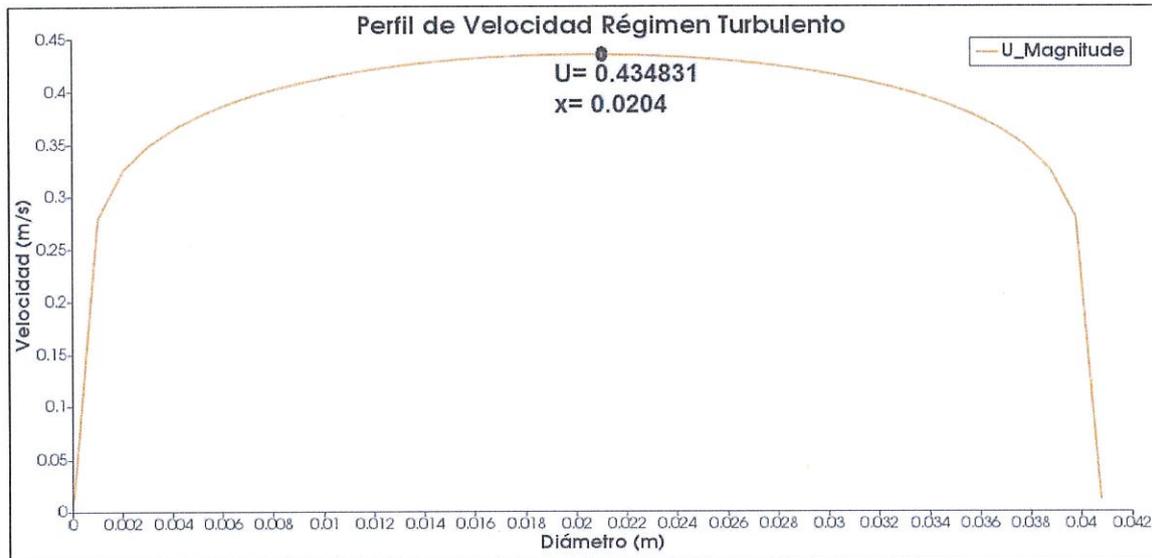


Figura 20. Perfil de velocidad con $Re = 25000$ en régimen turbulento

Mediante las ecuaciones 5 y 8 de la Sección 2.1, se determina que las soluciones analíticas son $u_{\max} = 0,4466$ m/s y $\Delta P/\rho = 0,4137$ m²/s², por lo que las soluciones numéricas obtenidas tienen un error del 2,63% para u_{\max} y del 14,4% para $\Delta P/\rho$, por consiguiente, se puede considerar que el programa computacional se ajusta a los resultados esperados.

3.5. Intercambio de Calor en Tubería Horizontal en Régimen Laminar

Para introducir la transferencia de calor entre el fluido con el suelo alrededor de la tubería, se utiliza el solucionador buoyantBoussinesqSimpleFoam, que tomando en cuenta la aproximación de Boussinesq (Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2007), en donde los cambios de las propiedades del fluido con respecto a la temperatura se consideran despreciables, excepto en la densidad, en la que se ignora su variación salvo que estas provoquen cambios en las fuerzas gravitacionales, cambiando la expresión de la ecuación de movimiento (Ec. 51), donde β es el coeficiente de expansión térmica del fluido, que toma un valor de 0,000421 1/°C.

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \nabla u = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 u - g\beta \Delta T \quad \text{Ec. 51}$$

Para el modelado se emplea la Malla 1 con los mismos valores iniciales de velocidad “U” y de presión cinemática “p” considerados en la Sección 3.3. Adicionalmente, se ingresa los valores de difusividad térmica, temperatura y el de la presión cinemática sin considerar el cabezal hidráulico, cuyos valores se muestran en la Tabla 3.

α	T	P- ρgh
1,54506E-7 m ² /s	318 K inlet 301 K walls	643,8057 m ² /s ²

Tabla 3. Valores iniciales de variables para el modelado.

Se ingresan las propiedades del fluido mostrados en la Tabla 4 en régimen laminar y se ejecuta el solucionador “buoyantBoussinesqSimpleFoam” con una tolerancia para la temperatura de 1E-3 hasta obtener el perfil de temperatura de la simulación (Figuras 21).

ν	Tref	β	Pr	Prt
0,6055E-6 m ² /s	318 K	0,000421 °C ⁻¹	3,92	0,85

Tabla 4. Propiedades del fluido para el intercambio de calor en tuberías.

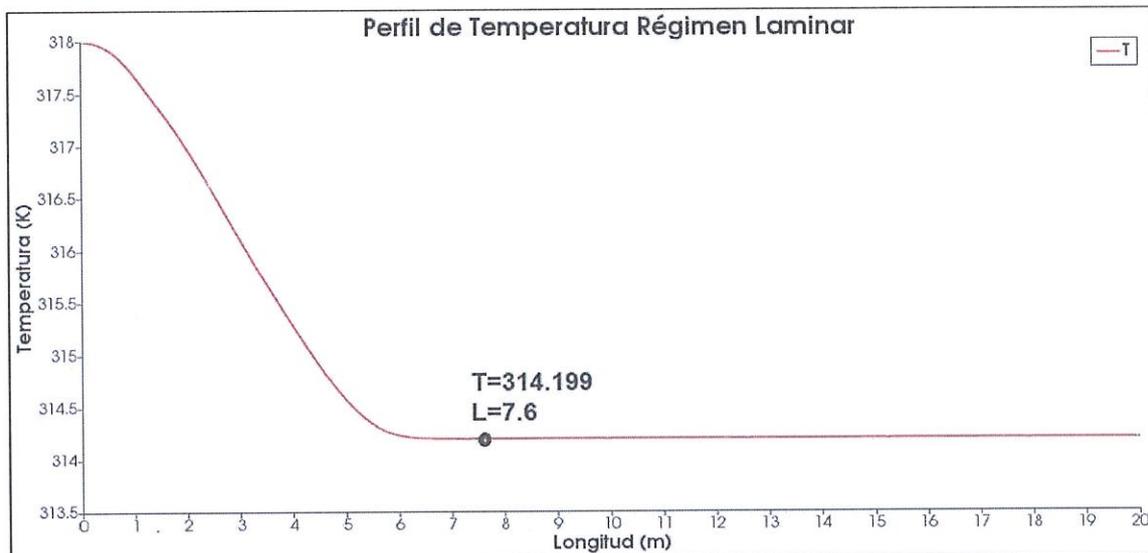


Figura 21. Perfil de Temperatura en régimen laminar

3.6. Intercambio de Calor en Tubería Horizontal en Régimen Turbulento

Para el análisis de la transferencia de calor en la tubería con el fluido en régimen turbulento, se procede de la misma forma como se explicó en la Sección 3.5, más los valores iniciales en el modelo de turbulencia indicados en la Sección 3.4.

Establecido el régimen turbulento en el modelo, se ejecuta el solucionador “buoyantBoussinesqSimpleFoam” hasta obtener los resultados de la simulación (Figura 22) con los valores de tolerancia indicados anteriormente.

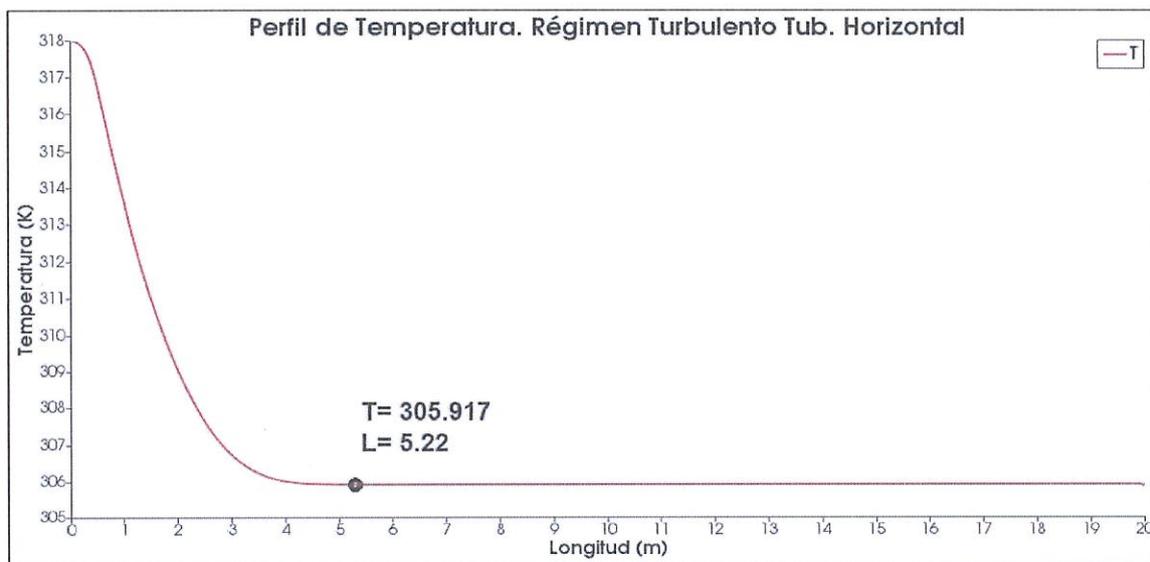


Figura 22. Perfil de Temperatura en régimen turbulento

3.7. Intercambio de Calor en Tubería Vertical en Régimen Turbulento

Una vez verificado que el solucionador “buoyantBoussinesqSimpleFoam” es adecuado para el modelado de la transferencia de calor del fluido al interior de una tubería con el suelo alrededor en régimen turbulento en posición horizontal, se procede a modelar la tubería considerando el efecto de la gravedad en el eje del movimiento del fluido, es decir, colocar a la tubería en posición vertical, realizando las simulaciones solo en la parte descendente del termo pozo.

Con la velocidad utilizada en la simulación de la tubería horizontal, se contempló que la fuerza gravitacional era predominante en el movimiento del fluido al interior de la tubería, lo cual impedía que haya una transferencia de calor entre el fluido y sus alrededores, por lo que fue necesario utilizar un número de Reynolds de 250000 para poder obtener resultados al momento de realizar la simulación.

Con una velocidad de 3,7102 m/s, se obtuvieron nuevos parámetros para el modelo de turbulencia, los que se muestran en la Tabla 5, y con un tiempo de 10000 segundos, se realizó la simulación hasta obtener resultados (Figuras 23 y 24).

κ	ε	ω	\bar{v}	ν_T
2,3639E-2	2,09114E-1	98,288155	1,8165E-6	2,40513E-4

Tabla 5. Valores del modelo de turbulencia para tubería vertical

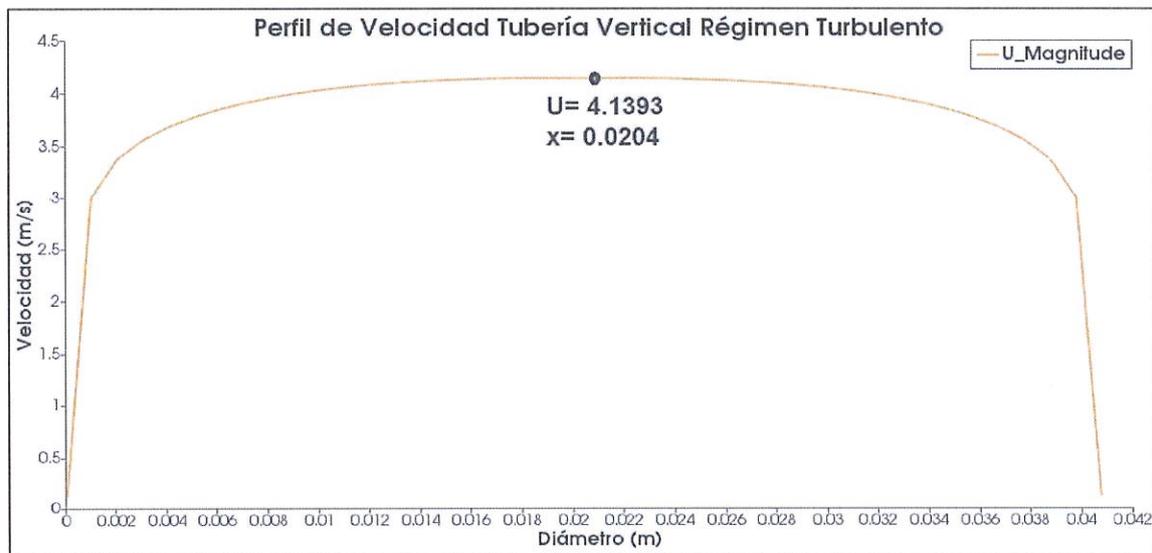


Figura 23. Perfil de velocidad con $Re = 250000$ en tubería vertical

3.8. Efecto del PCM en el proceso de transferencia de calor

Para verificar el efecto que tienen los PCM dentro del proceso de transferencia de calor del fluido, fue necesario realizar diferentes simulaciones con distintos porcentajes de concentración de las partículas, utilizando diferentes

concentraciones de partículas (Alvarado, y otros, 2008) para obtener la que mejore el proceso de transferencia de calor.

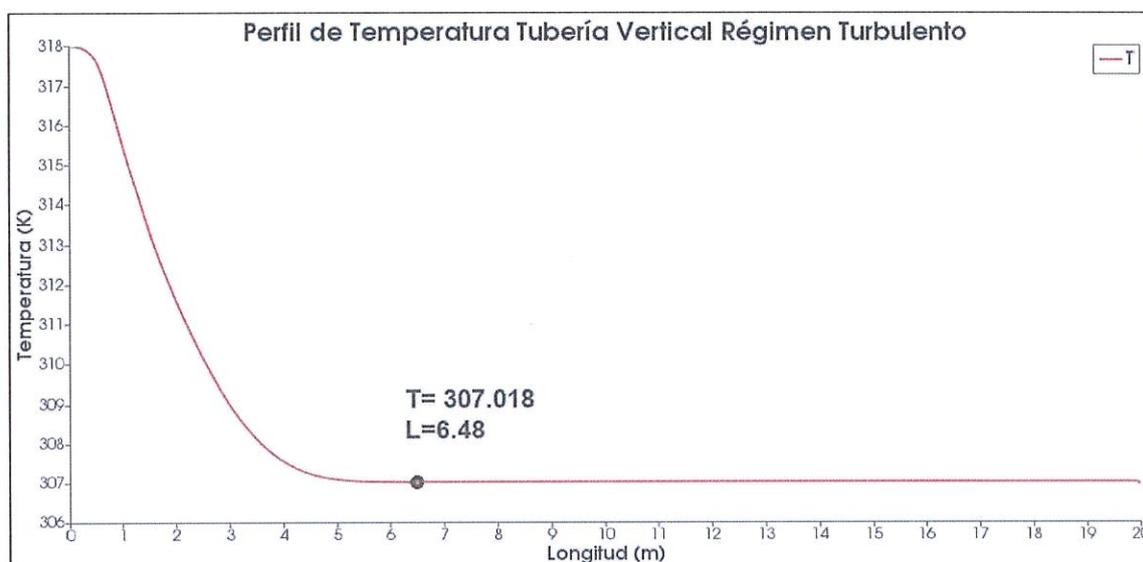


Figura 24. Perfil de Temperatura en tubería vertical

Con las ecuaciones 34, 35 y 36, se procede a determinar las propiedades de las mezclas según la concentración de las partículas, así como calcular la viscosidad dinámica de la mezcla (Ec. 52) (Javad Hosseini, Akbar Ranjbar, Sedighi, & Rahimi, 2013).

$$\mu_{Sol} = \frac{\mu_L}{(1-X)^{2.5}} \quad Ec. 52$$

Para la simulación se utiliza la micro cápsula PureTemp 37 (Anexo 1). Los valores de las propiedades físicas de la mezcla para diferentes concentraciones y del Número de Reynolds manteniendo la misma velocidad utilizada en la tubería vertical se muestran en las Tablas 6, 7, 8 y 9 y con ellos poder obtener los resultados de las simulaciones (Figuras 25, 26, 27 y 28).

ρ	μ	k	c	ν	a	Re
986,57 kg/m ³	6,31E-4 kg/(m*s)	1,127 W/(K*m)	4147,775 J/(kg*K)	6,397E-7 m ² /s	2,7545E-7 m ² /s	236647

Tabla 6. Propiedades al 2% de concentración de PCM

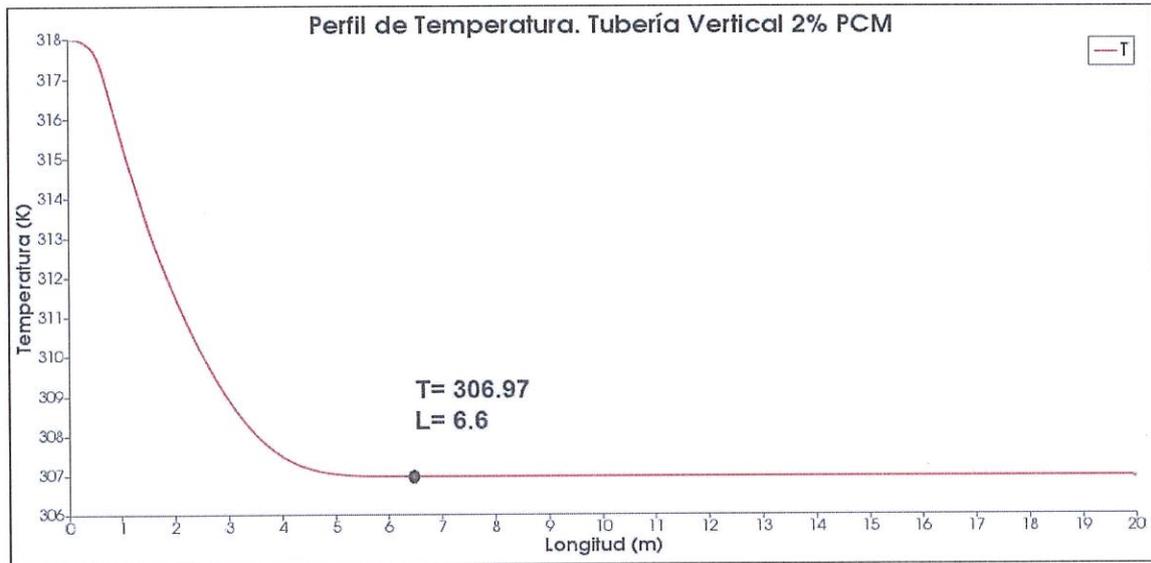


Figura 25. Perfil de Temperatura en tubería con 2% PCM

ρ	μ	k	c	ν	a	Re
981,33 kg/m ³	6,82E-4 kg/(m*s)	1,084 W/(K*m)	4101,313 J/(kg*K)	6,951E-7 m ² /s	2,6928E-7 m ² /s	217787

Tabla 7. Propiedades al 5% de concentración de PCM

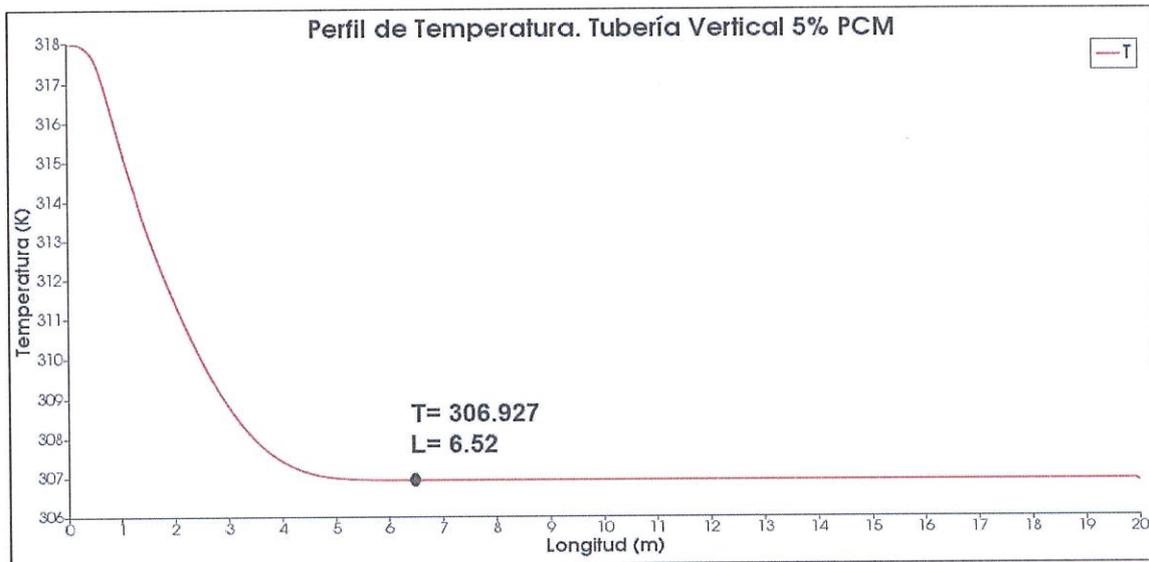


Figura 26. Perfil de Temperatura en tubería con 5% PCM

ρ	μ	k	c	ν	a	Re
972,72 kg/m ³	7,81E-4 kg/(m*s)	1,015 W/(K*m)	4023,875 J/(kg*K)	8,027E-7 m ² /s	2,5928E-7 m ² /s	188582

Tabla 8. Propiedades al 10% de concentración de PCM

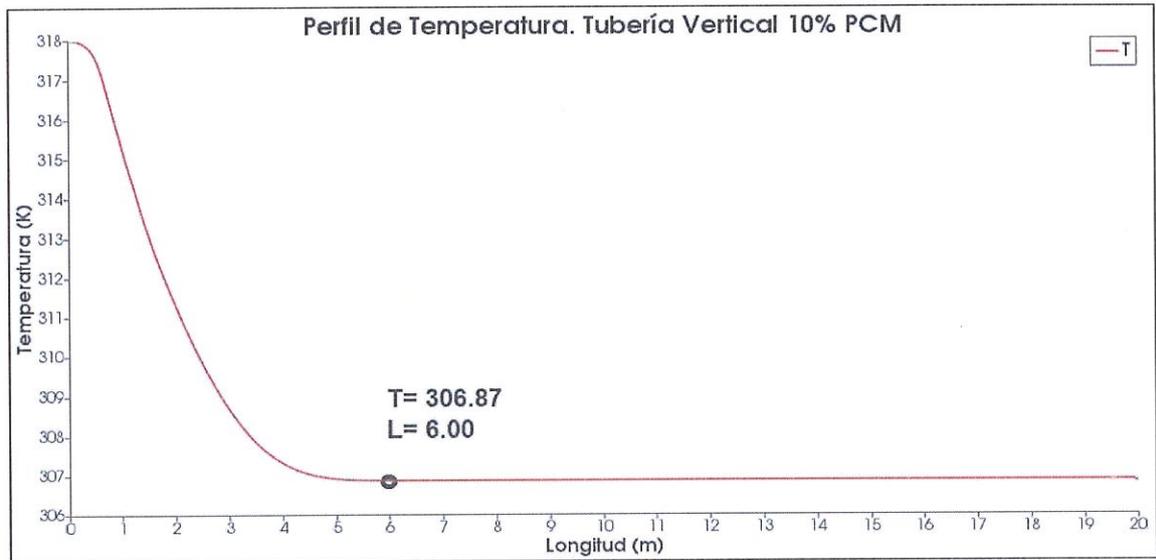


Figura 27. Perfil de Temperatura en tubería con 10% PCM

ρ	μ	k	c	ν	a	Re
955,94 kg/m ³	1,05E-3 kg/(m*s)	0,888 W/(K*m)	3869,00 J/(kg*K)	1,096E-6 m ² /s	2,4019E-7 m ² /s	138058

Tabla 9. Propiedades al 20% de concentración de PCM

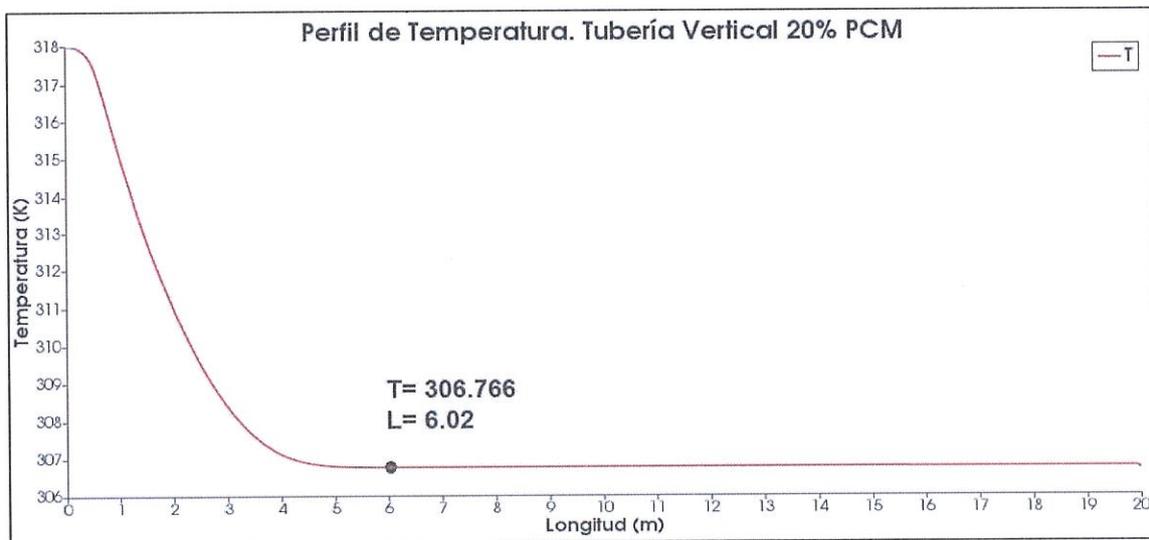


Figura 28. Perfil de Temperatura en tubería con 20% PCM

CAPÍTULO 4: ANÁLISIS DE RESULTADOS

Concluidas las simulaciones, se pueden extraer los datos de las Figuras 25 a la 28 para determinar si hubo mejoras en la transferencia de calor al incorporar los PCM y cuál fue la concentración de PCM que optimizó el proceso.

4.1 Resultados obtenidos

En la Tabla 10 se muestran los valores extraídos de las simulaciones ejecutadas para poder determinar los valores del coeficiente convectivo (Ec. 53), el calor transferido (Ec. 54), flujo de calor (Ec.55) y flujo másico (Ec.56) (Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2007).

$$h = \frac{k \cdot Nu}{d} \quad \text{Ec. 53}$$

$$Q = hA \frac{[(T_S - T_{m,o}) - (T_S - T_{m,i})]}{\ln \left[\frac{(T_S - T_{m,o})}{(T_S - T_{m,i})} \right]} \quad \text{Ec. 54}$$

$$q'' = \frac{Q}{A} \quad \text{Ec. 55}$$

$$\dot{m} = - \frac{\pi \cdot d \cdot L_t \cdot h}{c_p \cdot \ln \left[\frac{(T_S - T_{m,o})}{(T_S - T_{m,i})} \right]} \quad \text{Ec. 56}$$

	Vertical Turbulento	PCM 2%	PCM 5%	PCM 10%	PCM 20%
U _{MAX} numérico (m/s)	4,1393	4,1414	4,1449	4,1510	4,1633
Pr	3,919	2,322	2,581	3,096	4,565
Nu	865,283	637,461	628,861	613,782	580,744
h (W/(K*m ²))	13557,17	17611,15	16704,72	15266,99	12644,89
T _{m,o} (K)	307,018	306,970	306,927	306,870	306,766
L _t (m)	6,48	6,6	6,52	6,00	6,02
Q (W)	-119082,07	-157033,41	-146705,78	-122893,86	-101376,25
q' (W/m)	-18376,86	-23792,94	-22500,86	-20482,31	-16839,91
q'' (W/m ²)	-143371,00	-185625,69	-175545,45	-159797,10	-131380,14
ṁ (kg/s)	2,59	3,43	3,23	2,74	2,33
q'/ΔP (m ² /s)	0,39	0,50	0,49	0,49	0,42

Tabla 10. Datos obtenidos de cada simulación

De la Tabla 10, se puede observar que utilizando un 2% de PCM en el agua, se obtiene la mayor transferencia de calor posible en una longitud de 6,6 metros.

Se observa que se obtiene una mayor transferencia de calor por longitud con respecto a la caída de presión dentro de la tubería. Adicionalmente, a medida que se aumenta la concentración de las micro cápsulas, se vuelve a tener el mismo comportamiento como si no se usara los PCM dentro del agua.

4.2 Comprobación de resultados

De la Tabla 10, a partir de la velocidad máxima de cada simulación, se obtiene la desviación con respecto al fluido sin el uso de PCM y establecer cuál fue la velocidad media en cada simulación y obtener el número de Reynolds. Así mismo, con este valor, se calcula el número de Nusselt de cada simulación realizada. Finalmente, se determina la caída de presión teórica en la tubería vertical para cada simulación con la ecuación 8 de la Sección 2.1. Los datos obtenidos se muestran en la Tabla 11 y se generan distintas gráficas para observar el comportamiento de los datos (Figura 29, 30 y 31).

	Vertical Turbulento	PCM 2%	PCM 5%	PCM 10%	PCM 20%
U_{teórico} (m/s)	3,7102	3,7102	3,7102	3,7102	3,7102
U_{numérico} (m/s)	3,5710	3,5702	3,5694	3,5675	3,5622
Re_{numérico}	240624	227716	209519	181329	132552
Nu_{teórico}	865,28	637,46	628,86	613,78	580,74
Nu_{numérico}	839,21	618,14	609,69	594,82	562,14
ΔP_{teórico} (Pa)	46721,34	47239,64	46019,52	41670,26	40100,75
ΔP_{numérico} (Pa)	46714,89	47249,01	46000,93	41619,70	39980,14

Tabla 11. Valores teóricos y numéricos de variables térmicas e hidráulicas.

Con los datos mostrados en la Tabla 11, se determina el error o sesgo (Ec. 57) y el error porcentual (Ec. 58) (Gestion de Operaciones, 2011) y los valores se muestran en la Tabla 12.

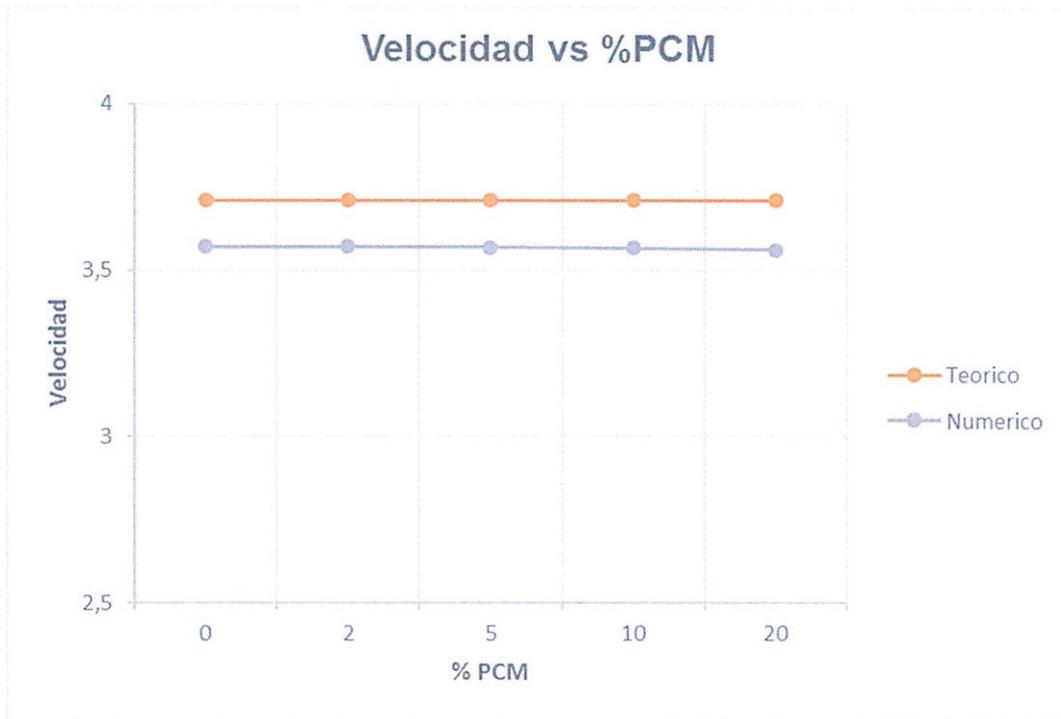


Figura 29. Velocidad Media vs % PCM

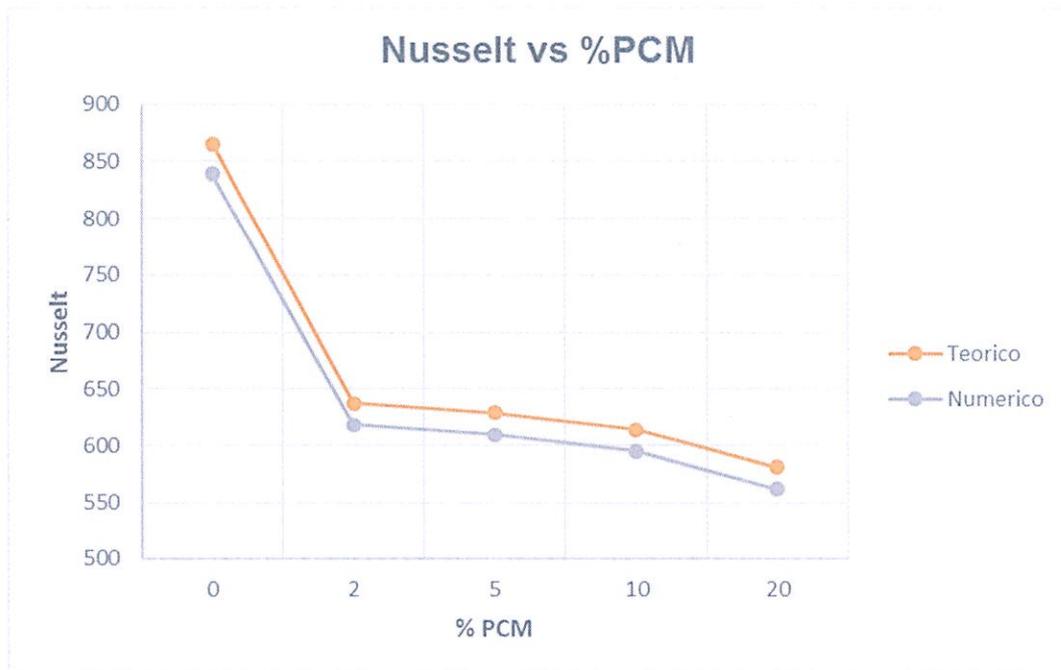


Figura 30. Número de Nusselt vs % PCM

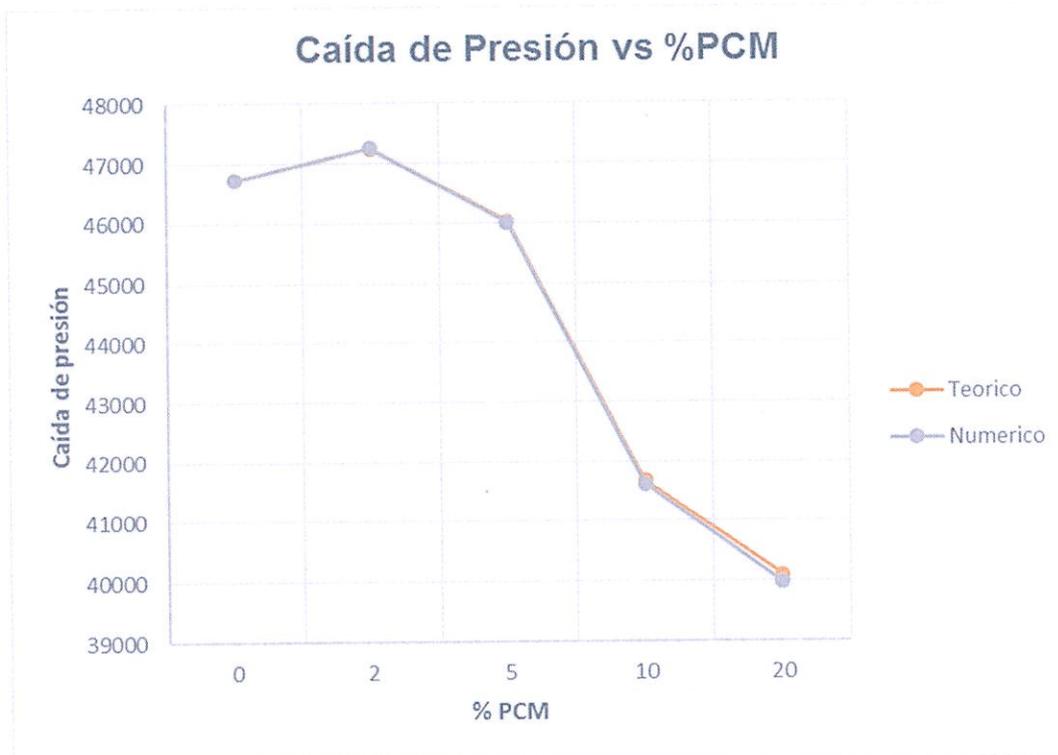


Figura 31. Caída de Presión vs % PCM

$$\text{Error} = |\text{Valor Teorico} - \text{Valor Experimental}| \quad \text{Ec. 57}$$

$$\text{Error \%} = \left| \frac{\text{Valor Teorico} - \text{Valor Experimental}}{\text{Valor Teorico}} \right| * 100\% \quad \text{Ec. 58}$$

	Vertical Turbulento	PCM 2%	PCM 5%	PCM 10%	PCM 20%
Error U	0,1392	0,1400	0,1408	0,1427	0,1479
Error % U	3,7511	3,7739	3,7963	3,8460	3,9882
Error Nu	26,0651	19,3196	19,1722	18,9587	18,6042
Error % Nu	3,0123	3,0307	3,0487	3,0888	3,2035
Error ΔP	6,4388	9,3706	18,5851	50,5531	120,6094
Error % ΔP	0,0138	0,0198	0,0404	0,1213	0,3008

Tabla 12. Valores de error de Velocidad, Nusselt y caída de presión

A partir de los datos de la Tabla 12, se obtienen las gráficas del error porcentual de la velocidad (Figura 32), del número de Nusselt (Figura 33) y de la caída de presión (Figura 34) con respecto al porcentaje de PCM utilizado.

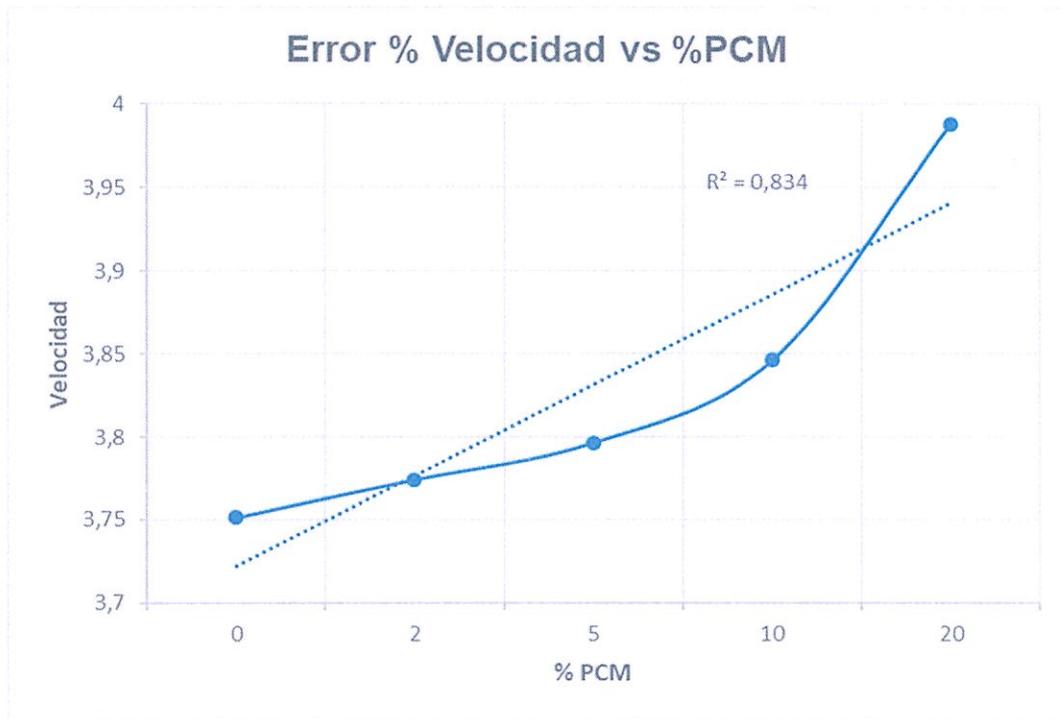


Figura 32. Grafica Error % de Velocidad vs % PCM

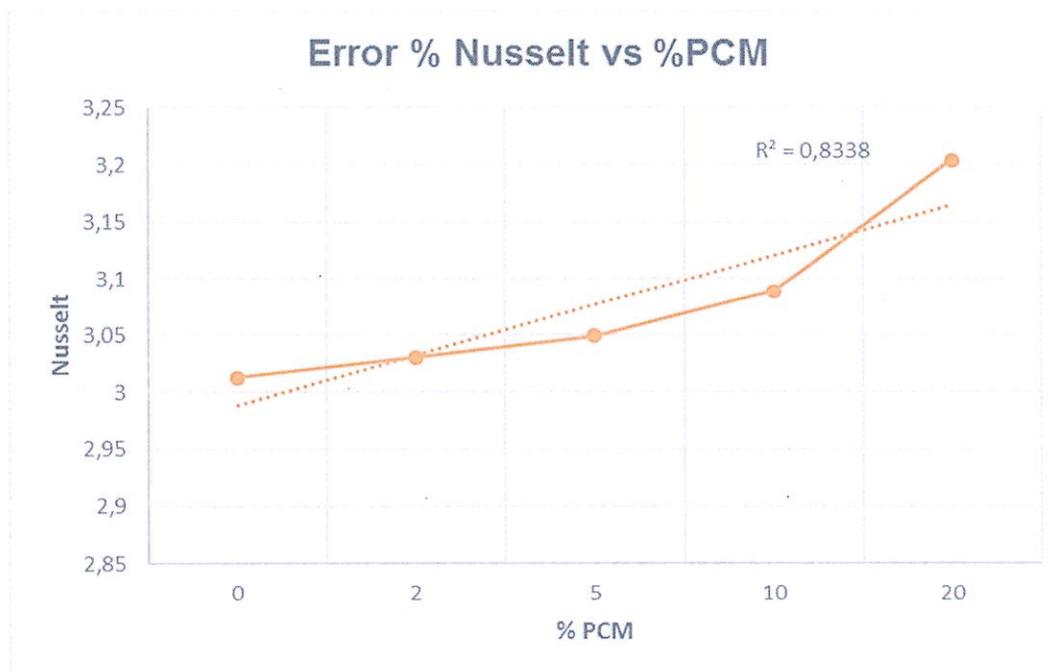


Figura 33. Grafica Error % de Número de Nusselt vs % PCM

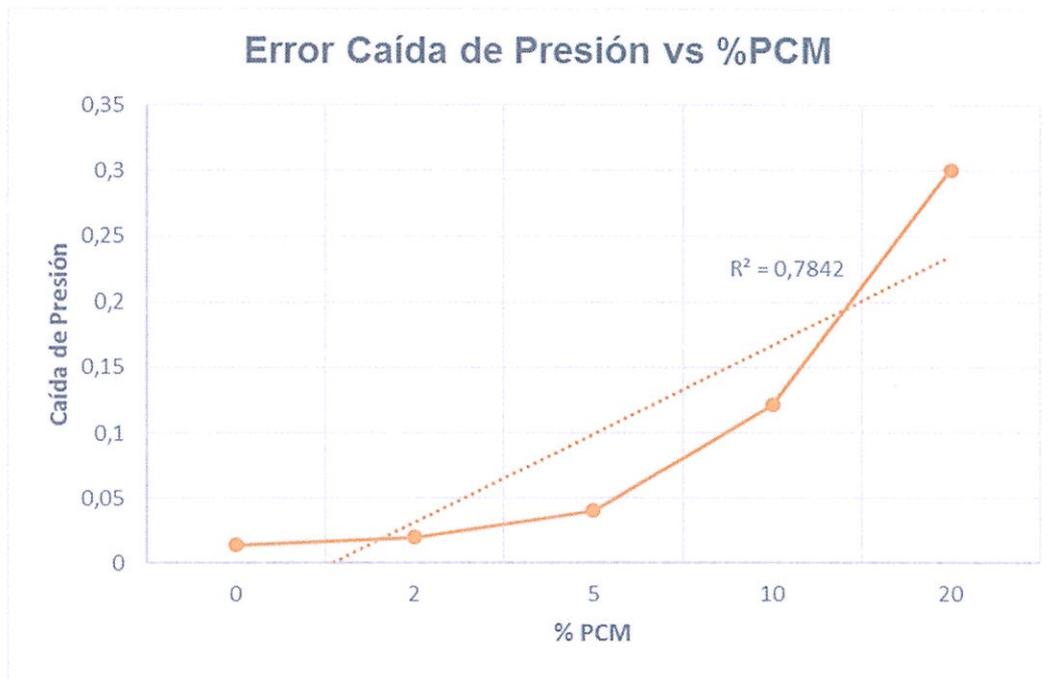


Figura 34. Grafica Error % de Caída de Presión vs % PCM

A partir de las gráficas del error para cada una de las variables, se aprecia que a medida que se aumenta la concentración de PCM, los errores para la velocidad media, el Número de Nusselt y de la caída de presión aumenta.

De la Tabla 12 se obtiene la desviación media absoluta (Ec. 59) y la raíz del error cuadrático medio (Ec. 60) (Gestion de Operaciones, 2011) para los valores de velocidad, el número de Nusselt y la caída de presión mostrados en la Tabla 13.

$$MAD = \frac{\sum|\text{valor teorico}-\text{valor experimental}|}{n} \quad \text{Ec. 59}$$

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{n}\sum(\text{valor teorico} - \text{valor experimental})^2} \quad \text{Ec. 60}$$

	MAD	RMSE
U	0,1421	0,1422
Nu	20,4239	20,6192
ΔP	41,1114	59,2907

Tabla 13. Valores MAD y RMSE

CAPÍTULO 5: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones

El uso de las micro cápsulas dentro de un fluido mejora las propiedades térmicas de la mezcla, lo cual incrementa la cantidad de calor que puede ser disipado al suelo al utilizarlo como medio de enfriamiento, donde a medida que se aumenta la concentración de PCM en el fluido, la longitud en que se alcanza el equilibrio térmico entre el fluido al interior de la tubería y el suelo alrededor disminuye, pero si la concentración de PCM se sigue aumentando en el fluido, se llega a un punto en donde no se obtiene mejoras en el rendimiento térmico con respecto al fluido sin el uso de PCM.

En posición vertical, las fuerzas gravitacionales son dominantes, por lo que es necesario aumentar el número de Reynolds del fluido para poder observar un intercambio de calor entre el fluido dentro de la tubería y el suelo circundante. Para las simulaciones realizadas, se observa que una concentración del 2% de PCM es la más adecuada para el mejoramiento del rendimiento térmico del fluido. Inicialmente se consideró una longitud de tubería de 20 metros a fin de aprovechar la estabilización de la temperatura del suelo, pero luego de la simulación, se observa que solo se requiere una longitud de 7 metros aproximadamente para alcanzar el equilibrio térmico, lo cual disminuye la potencia de bombeo requerida.

Optimizando la cantidad de PCM a emplear en el fluido, se logra aumentar el flujo másico que se puede transportar al interior de la tubería. Adicionalmente, el uso de PCM en el fluido logra incrementar la cantidad de calor por metro con respecto a la caída de presión, disminuyendo la potencia de bombeo requerida.

En la comprobación de resultados, se observa que las simulaciones realizadas con OpenFoam® incrementa el porcentaje de error de la velocidad media, del número de Nusselt y de la caída de presión a medida que se aumenta la concentración de PCM dentro del fluido. El error obtenido para la velocidad del fluido se encuentra entre un 3 a 4 %, al igual que el error para el número de Nusselt, mientras que el error para la caída de presión es menor al 0,3%, por lo

que se considera adecuado el solucionador “buoyantBoussinesqSimpleFoam” utilizado dentro de OpenFoam®, manteniendo su precisión tal como se observa a partir de la raíz del error cuadrático medio (RMSE)

5.2 Recomendaciones

Para disminuir el porcentaje de error observado, se debe desarrollar un solucionador dentro de OpenFoam® que considere la transferencia de calor de un fluido en movimiento que transporten partículas con cambio de fase al interior de una tubería con respeto a la temperatura de la superficie, teniendo en cuenta que la temperatura de la superficie puede ser variable a lo largo de la longitud de la tubería y que las simulaciones realizadas sean corroboradas a través de mediciones experimentales en un banco de pruebas que se desarrolle para este fin.

Observar el comportamiento del solucionador empleado en este trabajo con PCM con otras propiedades térmicas y verificar si se mantiene la precisión del modelo, considerando los efectos de las pérdidas de fricción dentro del fluido producto de la rugosidad de la pared de la tubería y tomando en cuenta el análisis como medio semi infinito.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Akhmetov, B., Georgiev, A., Kaltayev, A., Dzhomartov, A., Popov, R., & Tungatarova, M. (2016). Thermal Energy Storage Systems - Review. *Bulgarian Chemical Communications*, 48, 31-40.
- Alvarado, J., Jones, B., Marsh, C., Kessler, D., Sohn, C., Feickert, C., . . . Carlson, T. (marzo de 2008). Thermal Performance of Microencapsulated Phase Change Material Slurry. *Construction Engineering Research Laboratory*, 1-85.
- Assis, E., Katsman, L., Ziskind, G., & Letan, R. (2007). Numerical and Experimental Study of melting in a Spherical Shell. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1790-1804.
- Barriga, A., Delgado, E., Guevara, J., Peralta, J., Naranjo, M., & Villalta, K. (2014). *Introducción al Estudio de Fuentes Renovables de Energía*. Guayaquil: LATIn.
- Binjiao, C., Xin, W., Ruolang, Z., Yinping, Z., Xichun, W., Jianlei, N., . . . Hongfa, D. (2008). An Experimental Study of Convective Heat Transfer with Microencapsulated Phase Change Material Suspension: Laminar Flow in a Circular Tube under Constant Heat Flux. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1638-1646.
- Bottarelli, M., Bortoloni, M., & Yuehong, S. (2015). Heat Transfer Analysis of Underground Thermal Energy Storage in Shallow Trenches filled with Encapsulated Phase Change Materials. *Applied Thermal Engineering*, 1044-1051.
- Bottarelli, M., Bortoloni, M., Yuehong, S., Yousif, C., Aydin, A. A., & Georgiev, A. (2015). Numerical Analysis of the Novel Ground Heat Exchanger Coupled with Phase Change Materials. *Applied Thermal Engineering*, 369-375.
- Bratland, D. O. (2010). <http://www.drbratland.com>. Obtenido de <http://www.drbratland.com/PipeFlow2/chapter1.html>
- Carey, V. P. (2008). *Liquid-Vapor Phase-Change Phenomena* (Segunda ed.). Berkeley: Taylor & Francis.
- Fox, R., & McDonald, A. (1997). *Introducción a la Mecánica de Fluidos*. Purdue: McGraw-Hill.
- García, V. (17 de Marzo de 2014). VG-AT. Obtenido de Bombas de Calor Geotérmicas: <http://vgatec.blogspot.com/2014/03/bombas-de-calor-geotermicas.html>
- Gestion de Operaciones*. (Julio de 2011). Obtenido de www.gestiondeoperaciones.net
- Graebel, W. (2007). *Advanced Fluid Mechanics*. Michigan: ELSEVIER.

- Greenshields, C. (2016). *OpenFOAM User Guide*. Caverham: CFD Direct.
- Herreras, N., & Izarra, J. (2013). *Two-Phase Pipe Flow Simulation with OpenFOAM*. Trondheim: NTNU.
- Hidalgo, J. (Junio de 2012). *Diseño de Sistema de Refrigeración en Ciclo Cerrado*. Madrid: Universidad Pontificia Comillas.
- Incropera, F., Dewitt, D., Bergman, T., & Lavine, A. (2007). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Notre Dame: John Wiley & Sons.
- Javad Hosseini, S., Akbar Ranjbar, A., Sedighi, K., & Rahimi, M. (2013). Melting of nanoparticle-Enhanced phase change material inside shell and tube heat exchanger. *Hindawi Publishing Corporation*, 1-8.
- K.Kaliyeva. (2013). The Two-Phase Stefan Problem for the Heat Equation. *World Congress on Engineering and Computer Science 2013 Vol II*. San Francisco.
- Kays, W., & Crawford, M. (1993). *Convective Heat and Mass Transfer*. McGraw-Hill, Inc.
- Lazhar, B. (2014). On the Solutions of a Stefan Problem with Variable Latent Heat. *Mathematical Problems in Engineering*, 1-5.
- McCord, D., Crepeau, J., Siahpush, A., & Ferres Brogin, J. (2016). Analytical Solution. *Applied Thermal Engineering*, 443-451.
- Menter, F. (1994). Two-Equation Eddy-Viscosity Transport Turbulence Model for Engineering Applications. *AIAA Journal*, 32(8), 1598-1605.
- Microtek Laboratories, Inc. (2017). *How do PCM work*. Obtenido de Microtek Laboratories, Inc. Web Site: <http://www.microteklabs.com/how-do-pcms-work.html>
- R. Z., X. W., B. C., Y. Z., J. N., X. W., & H. D. (2009). Heat Transfer Characteristics of Microencapsulated Phase Change Material Slurry in Laminar Flow under Constant Heat Flux. *Applied Energy*, 2661 - 2670.
- Soriano, G., & Sigüenza, D. (2015). Thermal Performance of a Borehole Heat Exchanger Located in Guayaquil-Ecuador using Novel Heat Transfer Fluids. *IMECE* (pág. 7). Houston: ASME.
- Soriano, G., Espinoza, T., Villanueva, R., González, I., Montero, A., Cornejo, M., & López, K. (2017). Thermal Geological Model of the city of Guayaquil, Ecuador. *Geothermics*, 66, 101-109.
- Soriano, G., Villanueva, R., & González, I. (2015). *Manual Técnico del Uso del Terreno*. Guayaquil: INER.
- Taherian, H., Alvarado, J., Tumuluri, K., Thies, C., & Park, C.-H. (2014). Fluid Flow and Heat Transfer Characteristics of Microencapsulated Phase Change Material Slurry in Turbulent Flow. *Journal of Heat Transfer*, 136, 1-7.

White, F. (2009). *Fluids Mechanics*. Rhode Island: McGraw Hill.

Witula, R., Hetmaniok, E., Słota, D., & Zielonka, A. (2011). Solution of the Two-Phase Stefan Problem by using the Picard's Iterative Method. *Thermal Science*, 15, 21-26.

Xiao-Ying, Q., Yue-Xing, D., & Mao-Ren, Y. (2014). Approximate Analytic Solutions for the Two-Phase Stefan Problem Using the Adomian Decomposition Method. *Journal of Applied Mathematics*, 1-6.

GLOSARIO

PCM: Material con cambio de fase.

RANS: Ecuaciones de Navier-Stokes Promediadas de Reynolds

SST: Transporte de esfuerzo de corte

Re: Número de Reynolds

Pr: Numero de Prandtl

Nu: Número de Nusselt

Le: Longitud de entrada

V: Velocidad media

U_{max}: Velocidad máxima

St: Número de Stefan

Fo: Número de Fourier

Gr: Número de Grashof

c: Capacidad calorífica

k: Conductividad térmica

α : Difusividad térmica

μ : Viscosidad cinemática

ν : Viscosidad dinámica

ρ : Densidad

f: Factor de fricción

β : Coeficiente de expansión térmica

g: Gravedad

ANEXOS o APÉNDICES

Anexo 1 Hoja Técnica de PCM PureTemp 37



PureTemp® Thermal Energy Storage Materials

PureTemp thermal energy storage materials offer new levels of performance in storing or releasing large quantities of thermal energy at any given temperature. Our proprietary formulations and patented manufacturing processes yield superior quality biobased phase change materials at cost effective prices.

Some key properties:

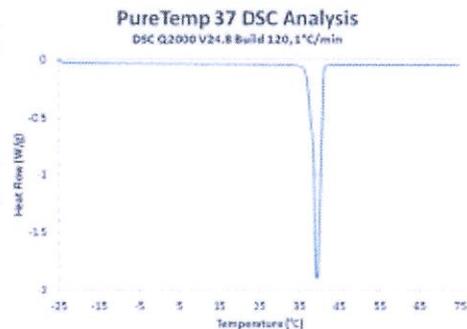
- Thermal energy storage capacities which average 200 J/g
- Over 200 unique, engineered phase change transition temperatures between -40°C and 150°C
- Consistent, repeatable performance over thousands of thermal (melt/solidify) cycles
- 100% renewable and readily biodegradable – produced from agricultural sources, not petroleum

PureTemp 37 Technical Information

PureTemp 37 is a USDA Certified Biobased product

Appearance	Clear liquid, waxy solid
Melting point	37 °C
Heat storage capacity	210 J/g
Thermal conductivity (liquid)	0.15 W/m°C
Thermal conductivity (solid)	0.25 W/m°C
Density (liquid)	0.84 g/ml
Density (solid)	0.92 g/ml
Specific heat (liquid)	2.63 J/g°C
Specific heat (solid)	2.21 J/g°C

Typical physical properties are listed in the table above.



Thermal Cycle Stability

A thermal cycle stability study was performed on PureTemp 37 in which samples underwent a series of freeze and thaw cycles. The two year study completed ten thousand thermal cycles, with performance analyses performed on the samples at various time points. The study for PureTemp 37 found that:

- The average latent heat for PureTemp 37, over the course of 10,000 cycles, passes the product specification
- PureTemp 37 maintained a peak melting point of 38.1 ± 0.2 °C

PureTemp 37 is stable through ten thousand thermal cycles, which is approximately 27.4 years of continuous daily usage.

Entropy Solutions, LLC.
151 Cheshire Lane N Suite 400, Plymouth, MN 55441
Tel: +1-952-941-0306 Email: info@puretemp.com
www.puretemp.com
©Entropy Solutions, LLC. All Rights Reserved



IMPORTANT NOTE: The preceding data is based on tests and experience which Entropy Solutions believes reliable, and is supplied for informational purposes only. Entropy Solutions expressly disclaims any liability whatsoever for damage or injury which results from the use of the preceding data and nothing contained therein shall constitute a guarantee, warranty, or representation (including freedom from patent liability) by Entropy Solutions with respect to the data, the product described, or its fitness for use for any specific purpose, even if that purpose is known to Entropy Solutions. Individual requirements may vary and each purchaser is urged to perform their own tests, experiments, and investigations in the use of this product. For detailed safety and handling information regarding these products, please refer to the respective PureTemp Safety Data Sheet.