



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**

---

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**MODELO TERMO-  
HIDRODINÁMICO PARA LA  
INYECCIÓN DE VAPOR EN  
POZOS PETROLEROS**

**TESIS**

Que para obtener el título de  
**Ingeniero Petrolero**

**P R E S E N T A**

Miguel Ángel Martínez Olmos

**DIRECTOR DE TESIS**

Dr. Teodoro Iván Guerrero Sarabia



**Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2020**

Un agradecimiento especial al Grupo de Investigación en Ingeniería Multifásica y Aseguramiento de Flujo (GIIMAF) de la Facultad de Ingeniería, por las facilidades otorgadas para la realización de este trabajo.



# Agradecimientos

*Doy gracias a la vida por permitirme cosechar este pequeño gran triunfo. Por darme las fuerzas, la perseverancia y los retos que ayudaron a formar mi carácter como persona. Aunque sé que aun hay un largo camino por delante, me siento pleno y feliz de saber que estoy dando un gran paso que soñé desde mi niñez, el volverme todo un INGENIERO. Aun más grande mi gratitud, por vivir rodeado de mi familia y amigos a los cuales aprecio demasiado. A ellos, les dedico parte de mi triunfo y un agradecimiento infinito.*

**A mi madre y hermano.** *Por darme siempre su amor incondicional, una palabra, un abrazo... Gracias por guiar siempre mi camino escolar y de vida; porque sabemos que aunque somos una familia pequeña, somos una familia unida y al pendiente el uno con el otro. Deben saber que son las personas más especiales y a quienes más amo en mi vida y que siempre estaré para ustedes.*

**A mi familia.** *Por interesarse siempre en saber mis avances. También ustedes confiaban plenamente en que sería un profesionalista; gracias por sus halagos, regaños y palabras de motivación para continuar con mis estudios.*

**A mi china.** *Por darme tu apoyo incondicional, por enseñarme a ser más humilde, por escucharme y darme tu consejo, por estar ahí cuando te he necesitado y darnos esa calidez y afectos que tan bien nos hacen.*

**A mis amigos de la carrera** *“Los que nunca van”. Con ustedes tuve de los mejores momentos en mi estancia en C. U.: salir a comer, pequeños viajes, muchísimas risas, platicar nuestros momentos felices y problemáticos, planes “inesperados” entre semana y grandes... grandes amistades que espero sigan evolucionando a amigos de vida. \*Los quiero ver exitosos\**

**A GIIMAF** *que como nos lo ha dicho nuestros Sensei: “Caímos en el momento y lugar justo para conocernos” y así, formar un vínculo de amistad. Con ustedes mi proceso de titulación fue especial, muy ameno, divertido y con ganas de prolongarlo mucho más. Créanme que sus consejos y experiencias las tomo muchísimo en cuenta. En verdad les agradezco.*

**A GAELITO,** *que mientras yo escribo estas palabras tú estás a punto de nacer. Eres el pionero de una nueva generación en la familia y espero algún día poder aconsejarte como tu papá lo hizo conmigo y contarte con cuanto amor te esperábamos.*

*Por último pero no menos importante, doy gracias a mi Universidad amada, que durante mucho tiempo fue mi segundo Hogar. Espero pronto regresar.*

**Por mi raza hablará el espíritu.**



# Resumen

La inyección de vapor es uno de los métodos térmicos de recuperación mejorada más importantes para la explotación de los yacimientos de aceite pesado y extrapesado. Ahora bien, para diseñar y analizar este proceso es necesario calcular los perfiles de presión y temperatura en los pozos inyectoros en función del gasto másico de vapor y las condiciones de operación en la superficie.

De esta manera, el objetivo del presente trabajo es: *Desarrollar un modelo termo-hidrodinámico que permita calcular los perfiles de presión y temperatura en pozos inyectoros de vapor, e implementarlo en una herramienta computacional.*

Para tal efecto, primeramente se describe el comportamiento de fases del agua; asimismo, se discuten aspectos fundamentales relacionados con la hidrodinámica y la transferencia de calor durante el flujo de fluidos en tuberías.

Se mencionan los principales métodos de recuperación mejorada existentes; en particular, se describe la inyección de vapor. Se presenta un resumen de algunos de los modelos matemáticos existentes para describir el proceso de inyección. Adicionalmente, se menciona un caso exitoso de la implementación de este método de recuperación térmica en un campo productor de aceite pesado y extrapesado en México.

Se presenta y discute el modelo termo-hidrodinámico objeto de este trabajo, y se describe el programa computacional desarrollado para resolver el sistema de ecuaciones diferenciales que lo integran. Además de calcular los perfiles de presión y temperatura en los pozos inyectoros, el programa permite generar

mapas que muestran las condiciones ideales de operación en la superficie para evitar la condensación del vapor en la tubería.

Con base en datos de un pozo tipo de un campo en México, se generó un modelo de simulación para analizar los perfiles de presión y temperatura en tuberías con inyección de vapor. Mediante mapas de condiciones ideales de operación, se presentan y discuten los resultados de los estudios paramétricos realizados sobre la frontera de condensación/no condensación del vapor con variables selectas del sistema: diámetro de la tubería, gasto de inyección y coeficiente global de transferencia de calor.

Finalmente, se presentan las conclusiones y recomendaciones de este trabajo.

# Prefacio

Los yacimientos petroleros son sistemas roca – fluido hidráulicamente conectados que se presentan en la naturaleza, en lechos geológicos continentales o marinos. Contienen fluidos en fase sólida, líquida y/o gaseosa. México exporta cuatro tipos de petróleo crudo: altamira, crudo extrapesado (15-16.5 °API); maya, crudo pesado (22 °API); istmo, crudo ligero (33.6 °API) y olmeca, crudo superligero (39 °API).

La distribución de las reservas petroleras totales en México se muestra en la **Figura 1**. Actualmente, el 64.4% de éstas corresponden a aceite pesado, 25% de aceite ligero y solo el 10% es de aceite superligero (PEMEX, 2018). Cabe destacar, que el Factor de Recuperación (%FR) en yacimientos petroleros mexicanos es bajo; el valor reportado en el 2003 varía alrededor del 20% (CNH, 2010).



Figura I. Distribución de las reservas totales de aceite en México (PEMEX, 2018).

Como se observa en la Figura 1, la mayor parte de las reservas petroleras en México son de aceite pesado. Ahora bien, la extracción de este tipo de aceite implica retos tecnológicos importantes ya que su viscosidad puede alcanzar valores de cientos a miles de centipoises en función de la temperatura, presión y composición. Debido al alto porcentaje de reservas de este tipo de aceite, es importante implementar métodos apropiados de recuperación secundaria, mejorada y/o avanzada para facilitar su extracción.

Las técnicas empleadas durante la recuperación secundaria, mejorada y/o avanzada de petróleo pueden iniciarse en cualquier momento durante la vida productiva de un yacimiento petrolero. Su propósito no es solamente tratar de mantener la presión de la formación, sino también mejorar el desplazamiento de los fluidos en el yacimiento. Durante la recuperación secundaria existen dos procesos: inyección de agua e inyección de gas. Para el caso de la recuperación mejorada existen cuatro tipos de procesos: térmicos, inyección de gases miscibles, inyección de químicos e inyección de bacterias (CNH, 2010).

En el caso de los aceites pesados, los métodos de recuperación más comunes son los térmicos: combustión in situ y la inyección de vapor. Con respecto a este último, el vapor puede inyectarse de dos formas: a) cíclica (también conocido como “huff and puff”) - la inyección de vapor se alterna con periodos de producción de aceite en un mismo pozo en determinados intervalos de tiempo; b) continua – intervienen dos tipos de pozos: inyectores de vapor y productores de aceite.

En México, el campo Samaria Neógeno es el único en el cual se ha realizado exitosamente la inyección de vapor. En el año 2009 se realizó la primera prueba piloto para implementar este método de recuperación mejorada. Originalmente, los pozos producían de 70 a 400 bpd de aceite pesado (5-10 °API). La prueba consistió en inyectar vapor en forma cíclica; como resultado, la producción de los pozos se incrementó a valores de entre 615 a 1,700 bpd (Arteaga, 2013).

Ahora bien, para realizar el diseño de la inyección de vapor en pozos es necesario predecir: la temperatura, las propiedades del vapor y la hidrodinámica del flujo a

diferentes profundidades. Para lograrlo, se debe desarrollar un modelo termo-hidrodinámico de flujo descendente que capture los aspectos más relevantes del proceso. En este sentido, los objetivos del presente trabajo son los siguientes.

## **Objetivo**

- Desarrollar un modelo termo-hidrodinámico que permita calcular los perfiles de presión y temperatura en pozos inyectores de vapor, e implementarlo en una herramienta computacional.

## **Objetivos específicos**

- Revisar antecedentes fundamentales relacionados con: propiedades del agua, flujo de fluidos en tuberías y transferencia de calor.
- Reportar literatura relacionada con recuperación mejorada con un enfoque en los métodos térmicos.
- Analizar y documentar modelos matemáticos desarrollados para la predicción de presión y temperatura del fluido en pozos.
- Desarrollar un modelo termo-hidrodinámico para predecir el comportamiento del vapor en pozos petroleros.
- Generar una herramienta computacional con base en el modelo desarrollado que permita: a) calcular perfiles de presión y temperatura en la sarta de inyección; y b) generar mapas de condiciones ideales de operación en la superficie para evitar la condensación del vapor.
- Realizar estudios paramétricos variando propiedades inmersas en un caso de estudio.



# Contenido de la tesis

**En el capítulo 1**, se abordan las propiedades del agua y se describe su comportamiento de fases en función de la presión y temperatura. Se explica y ejemplifica el uso de tablas de vapor. Adicionalmente, se presentan fundamentos de flujo de fluidos en tuberías y de transferencia de calor.

**En el capítulo 2**, se revisan conceptos relacionados con la recuperación mejorada en yacimientos petroleros; en particular, se describe el proceso de inyección de vapor. Se presenta un resumen de algunos de los modelos matemáticos existentes para describir el proceso de inyección. Para finalizar el capítulo, se menciona un caso exitoso de la implementación de este método de recuperación térmica en un campo productor de aceite pesado y extrapesado en México.

**En el capítulo 3**, se desarrolla el modelo matemático objeto del presente estudio para predecir los perfiles de presión y temperatura en pozos inyectoros de vapor. Primero, se establece el modelo físico a resolver; después, se mencionan las simplificaciones del modelo; y posteriormente, se presentan y discuten los modelos hidrodinámico y de transferencia de calor correspondientes.

**En el capítulo 4**, se describe el programa computacional desarrollado para estimar los perfiles de presión y temperatura en sartas de inyección de vapor, así como para generar mapas de condiciones ideales de operación. Así mismo, se presenta un ejemplo de uso indicando los datos de entrada necesarios para la obtención de los resultados mencionados.

**En el capítulo 5**, se describen las características del pozo tipo considerado en este trabajo para estudiar la hidrodinámica y la transferencia de calor en tuberías de inyección de vapor. Se presentan y discuten estudios paramétricos con

variables selectas del sistema, con el objetivo de investigar su efecto sobre las fronteras de condensación – no condensación en mapas que muestran las condiciones ideales de operación en la superficie.

Finalmente, se presentan las conclusiones y recomendaciones de esta tesis.

# Contenido

Agradecimiento .....	I
Resumen .....	II
Prefacio .....	IV
Objetivos .....	VI
Contenido de la tesis.....	VII
Lista de tablas y figuras.....	XII
Nomenclatura .....	XV

## Capítulo 1. Antecedentes

1.1 Propiedades del agua .....	1
1.1.1 Diagrama de fases .....	2
1.1.2 Tablas de vapor.....	3
1.2 Flujo en tuberías.....	6
1.2.1 Regímenes de flujo.....	7
1.2.2 Ecuación de gradiente de presión .....	8
1.2.3 Factor de fricción .....	9
1.3 Transferencia de calor.....	11
1.3.1 Modos de transferencia de calor .....	11
1.3.2 Propiedades térmicas.....	18
1.3.3 Ecuación de conservación de energía.....	22
1.3.4 Transferencia de calor en ductos .....	23

**Capítulo 2. Revisión de literatura**

2.1 Recuperación mejorada .....	27
2.2 Inyección de vapor .....	29
2.3 Modelos matemáticos para la inyección de vapor.....	33
2.4 Implementación de la inyección de vapor en México .....	34

**Capítulo 3. Modelo matemático**

3.1 Modelo físico .....	37
3.2 Modelo hidrodinámico .....	39
3.3 Modelo de transferencia de calor .....	41
3.3.1 Calculo de coeficiente global de transferencia U.....	44

**Capítulo 4. Programa computacional**

4.1 Descripción del programa.....	46
4.1.1 Datos de entrada.....	47
4.1.2 Funcionalidades .....	47
4.2 Ejemplo de aplicación.....	51

**Capítulo 5. Estudios paramétricos**

5.1 Descripción del pozo tipo .....	54
5.2 Caso base .....	57
5.2.1 Perfiles de presión y temperatura.....	58
5.2.2 Mapa de condiciones ideales de operación en la superficie.....	60
5.3 Efecto de coeficiente global de transferencia, $U$ .....	61
5.4 Diámetro de las tuberías .....	63

5.5 Gasto de la inyección ..... 64

Conclusiones y recomendaciones..... 66

Referencia..... 69

## Lista de tablas

Tabla 1.1 Ejemplo de tabla de vapor sobrecalentado .....	4
Tabla 1.2 Tabla de valores típicos de conductividad térmica “k” .....	21
Tabla 1.3 Valores típicos del coeficiente de transferencia de calor por convección .....	21
Tabla 2.1 Criterio de selección apropiado para métodos térmicos de recuperación mejorada.....	30
Tabla 2.2 Criterio de selección entre estimulación de vapor cíclica y continua .....	32
Tabla 5.1 Propiedades de yacimiento seleccionado .....	55
Tabla 5.2 Especificaciones del pozo de referencia .....	58

## Lista de Figuras

Figura I Distribución de las reservas totales de aceite en México .....	IV
Figura 1.1 Diagrama de fases del agua .....	3
Figura 1.2 Ejemplo para interpolación lineal en temperatura .....	5
Figura 1.3 Dobles interpolación: Presión y Temperatura .....	6
Figura 1.4 Ejemplificación de flujo laminar y turbulento .....	7
Figura 1.5 Diagrama de Moody .....	10
Figura 1.6 Modos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación .....	11
Figura 1.7 Transferencia de calor por conducción en una dirección .....	13
Figura 1.8 Tipos de convección.....	14

Figura 1.9 Capas límite generadas en transferencia de calor por convección .....	15
Figura 1.10 Ejemplificación de radiación .....	16
Figura 1.11 Trasterferencia de calor por radiación entre un cuerpo pequeño y una superficie que lo rodea .....	18
Figura 1.12 Calores específicos a volumen y presión constante.....	19
Figura 1.13 Valores típicos de $\epsilon$ .....	22
Figura 1.14 Conservación de energía para un volumen de control .....	23
Figura 1.15 Circuito térmico equivalente para placas planas en serie .....	25
Figura 1.16 Ejemplo de resistencias térmicas en una tubería concéntrica.....	26
Figura 2.1 Etapas tradicionales de recuperación de aceite .....	28
Figura 2.2 Clasificación de los métodos de recuperación mejorada .....	29
Figura 2.3 Proceso de inyección de vapor .....	32
Figura 2.4 Ubicación del campo Samaria-Neógeno .....	35
Figura 2.5 Histórico de producción. SAMARIA.....	36
Figura 3.1 Esquema de inyección de vapor .....	38
Figura 3.2 Volumen de control característico .....	39
Figura 3.3 Balance de fuerzas que actúan en el sistema .....	40
Figura 3.4 Transferencia de calor desde el pozo a su alrededores.....	43
Figura 3.5 Representación del circuito de resistencias térmicas en pozos inyectoros .....	45
Figura 4.1 Discretización del pozo .....	48
Figura 4.2 Código del programa de cómputo .....	49
Figura 4.3 Perfiles de presión y temperatura generados.....	50
Figura 4.4 Mapa típico de selección de condiciones ideales de operación.....	50

Figura 4.5 Interfaz principal de la herramienta computacional .....	51
Figura 4.6 Introducción de los datos de entrada .....	52
Figura 4.7 Perfiles de presión y temperatura.....	52
Figura 4.8 Mapa de condiciones ideales de operación .....	53
Figura 5.1 Etapas de producción del campo seleccionado .....	56
Figura 5.2 Estado mecánico del pozo tipo .....	57
Figura 5.3 Perfil de presión (caso base).....	59
Figura 5.4 Perfil de temperatura (caso base) .....	60
Figura 5.5 Mapa de selección de condiciones ideales de operación (caso base).....	61
Figura 5.6 Comparación de las fronteras del mapa de selección de condiciones de operación calculadas con diferentes valores del coeficiente global de transferencia de calor U. ....	62
Figura 5.7 Comparación de las fronteras del mapa de selección de condiciones de operación calculadas con diferentes valores del diámetro interno de la tubería de producción (TP). ....	64
Figura 5.8 Comparación de las fronteras del mapa de selección de condiciones de operación calculadas con diferentes valores del gasto másico de inyección.....	65



# Nomenclatura

D:	Diámetro interno de la tubería
$f_D$ :	Factor de fricción
g:	Gravedad
h:	Entalpía
L:	Longitud
NRe:	Número de Reynolds
p:	Presión del fluido
$p_{iny}$ :	Presión de inyección
T:	Temperatura del fluido
$T_e$ :	Temperatura de las vecindades del pozo
$T_{iny}$ :	Temperatura del fluido de inyección
U:	Coefficiente global de transferencia de calor
v:	Velocidad
$\dot{m}$ :	Gasto másico del fluido
$f$ :	Factor de fricción
$h$ :	Coefficiente de convección
k:	Conductividad térmica del material
$\mu$ :	Viscosidad
$\rho$ :	Densidad
$\varepsilon$ :	Rugosidad
$\sigma$ :	Constante de Stephan-Boltzman
$\tau$ :	Esfuerzo cortante

# Capítulo 1

## Antecedentes

En este capítulo se abordan definiciones básicas de las propiedades del agua y se explica cómo se comporta ésta en función de la temperatura y presión. Se da a conocer el procedimiento para utilizar tablas termodinámicas de vapor. Así mismo, se mencionan conceptos de flujo de fluidos en tuberías y, por último, se enuncian conceptos fundamentales de la transferencia de calor.

### 1.1 Propiedades del agua

El agua es un compuesto químico estable. A nivel molecular, está conformada por dos átomos de hidrógeno y uno de oxígeno. Se puede encontrar en la naturaleza como líquido, vapor o sólido, o como un sistema multifásico. Esto, al igual que el valor de las propiedades termodinámicas específicas de cada fase, dependerá de las condiciones de presión y temperatura del sistema.

Con respecto al último punto, y siendo el agua una de las sustancias de la naturaleza más estudiadas en el ámbito científico, cabe destacar que existen modelos teóricos y empíricos para establecer su estado termodinámico; asimismo, con base en resultados experimentales y/o teóricos, se han desarrollado tablas de uso práctico que permiten conocer los valores de sus principales propiedades (por

ejemplo: densidad, viscosidad, entalpía y calor específico) en términos de la presión y la temperatura; este último enfoque es el utilizado en este trabajo, como se describe más adelante.

### 1.1.1 Diagrama de fases

En termodinámica, un diagrama de fases es una gráfica que permite identificar las condiciones en que existen y coexisten en el equilibrio de las diferentes fases de una sustancia, así como las fronteras de transición entre ellas, en términos de dos propiedades intensivas.

La **Figura 1.1** muestra el diagrama de fases presión-temperatura del agua; en éste, pueden identificarse las regiones en que la sustancia puede existir como sólido, líquido o vapor, y las cuales se encuentran divididas por tres curvas: la de sublimación (sólido ↔ vapor); la de evaporación/condensación (líquido ↔ vapor); y la de fusión/solidificación (sólido ↔ líquido). En el caso del proceso de inyección de vapor, se tiene particular interés en la curva de vaporización ya que se busca evitar que el fluido se condense.

Por otra parte, el punto triple representa las condiciones en que las tres fases coexisten en equilibrio; por lo tanto, es el punto de intersección de las tres curvas antes mencionadas (Figura 1.1); para el agua, ocurre a 0.01 °C y 0.006 atm.

Otro elemento termodinámico de interés es el punto crítico; éste se define como la condición en que las propiedades intensivas del líquido y el vapor son idénticas; para una sustancia pura, además corresponde a la presión y temperatura máximas en que ambas fases pueden coexistir en el equilibrio; para el agua, se presenta a 374°C y 218 atm.

Como dato, la línea roja mostrada en la Figura 1.1 indica el valor promedio de la presión a nivel del mar (1 atm); a esta presión, el agua se congela a 0°C y se evapora a 100 °C.



Tabla 1.1 Ejemplo de tabla de vapor sobrecalentado (Cengel et al., 2012)

T °C	v	u	h	v	u	h		
	m <sup>3</sup> /kg	kJ/kg	kJ/kg	m <sup>3</sup> /kg	kJ/kg	kJ/kg		
			$p=0.1 \text{ Mpa (99.61}^\circ\text{C)}$			$p=0.3 \text{ Mpa (133.52}^\circ\text{C)}$		
100	1.6959	2506.2	2675.8	....	....	....		
150	1.9367	2582.9	2776.6	0.63402	2571	2761.2		
200	2.1724	2658.2	2875.5	0.71643	2651	2865.9		
250	2.4062	2733.9	2974.5	0.79645	2728.9	2967.9		
T °C	v	u	h	v	u	h		
	m <sup>3</sup> /kg	kJ/kg	kJ/kg	m <sup>3</sup> /kg	kJ/kg	kJ/kg		
			$p=0.5 \text{ Mpa (151.83}^\circ\text{C)}$			$p=0.8 \text{ Mpa (170.41}^\circ\text{C)}$		
200	1.6959	2506.2	2675.8	0.26088	2631.1	2839.8		
250	1.9367	2582.9	2776.6	0.29321	2715.9	2950.4		
300	2.1724	2658.2	2875.5	0.32416	2797.5	3056.9		
350	2.4062	2733.9	2974.5	0.35442	2878.6	3162.2		

**Ejemplo 1**

Determinar el valor del volumen específico del vapor sobrecalentado a 0.5 MPa (500 kPa) y 225°C.

*Resolución:*

1. Para iniciar la interpolación, se busca si el valor exacto de presión y temperatura requerido por el problema se encuentra en la tabla (Tabla 1.1).
2. Para este problema, el valor exacto de presión a 0.5 MPa se encuentra, pero no la temperatura de 225 °C. Por lo tanto, se realizará una interpolación lineal en temperatura utilizando los datos señalados en la **Figura 1.2** con la siguiente fórmula:

$$v_{225^\circ\text{C}} = \frac{(v_2 - v_1)}{(T_2 - T_1)} * (225 - T_1) + v_1 = 1.8163 \text{ [m}^3\text{/kg]}$$

El valor reportado es el volumen específico @  $p = 0.5 \text{ MPa}$  y  $T = 225^\circ\text{C}$ .

T °C	v	u	h
	m3/kg	kJ/kg	kJ/kg
$p = 0.5 \text{ Mpa (151.83}^\circ\text{C)}$			
200	1.6959	2506.2	2675.8
250	1.9367	2582.9	2776.6
300	2.1724	2658.2	2875.5
350	2.4062	2733.9	2974.5

**Figura 1.2** Ejemplo para interpolación lineal en temperatura

A menudo, los valores de interés de presión y temperatura no se encuentran en las tablas termodinámicas. En estos casos, se deben realizar una doble interpolación para encontrar los valores correspondientes de las propiedades a las condiciones deseadas, como lo muestra el siguiente ejemplo.

### **Ejemplo 2**

Determinar el valor de la entalpía específica del vapor sobrecalentado a  $0.7 \text{ MPa}$  y  $275^\circ\text{C}$ .

*Resolución:*

1. Como en el ejemplo 1, para iniciar la interpolación se busca si los valores de presión y temperatura de interés se encuentran en la tabla (Tabla 1.1).
2. En este caso, los valores de presión y temperatura no se reportan en las tablas termodinámicas. Por lo tanto, se realiza una doble interpolación lineal utilizando los elementos señalados en la **Figura 1.3**, empezando por presión, y posteriormente por temperatura, de la siguiente forma:

$$\textcircled{1} = \frac{(h_2 - h_1)}{(p_2 - p_1)} * (0.7 - p_1) + h_1 = 2892.4 \text{ [kJ/kg]}$$

$$\textcircled{2} = \frac{(h_4 - h_3)}{(p_2 - p_1)} * (0.7 - p_1) + h_3 = 2996.4 \text{ [kJ/kg]}$$

3. Los valores obtenidos  $\textcircled{1}$  y  $\textcircled{2}$  son la entalpía específica @ $p = 0.7\text{MPa}$  y  $T_1 = 250^\circ\text{C}$  y @ $p = 0.7\text{MPa}$  y  $T_2 = 300^\circ\text{C}$ , respectivamente. Con estos valores, ahora se procede a interpolar en temperatura:

$$\textcircled{3} = \frac{(\textcircled{2} - \textcircled{1})}{(T_2 - T_1)} * (275 - T_1) + \textcircled{1} = 2944.45 \text{ [kJ/kg]}$$

El valor reportado en  $\textcircled{3}$  es la entalpía específica @ $p = 0.7\text{MPa}$  y  $T = 275^\circ\text{C}$ .

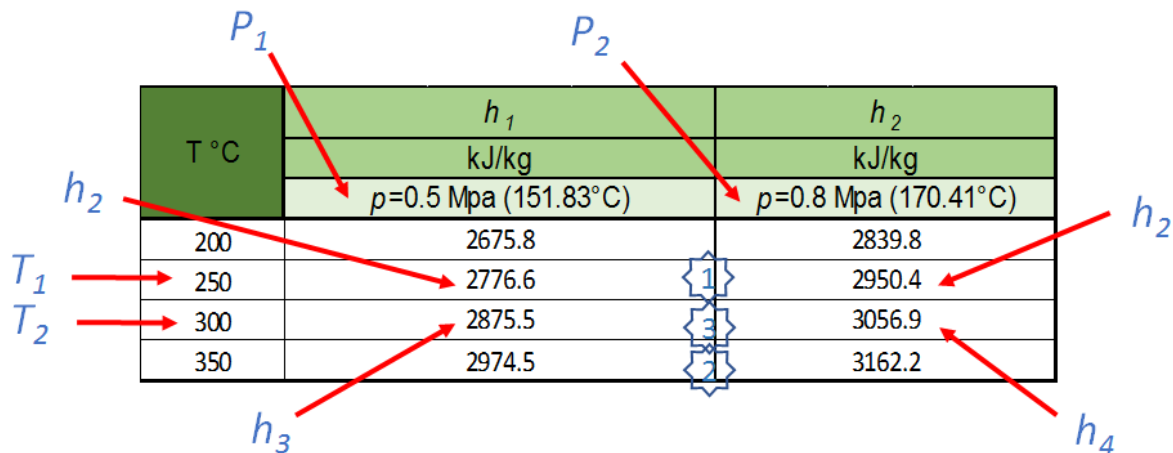


Figura 1.3 Doble interpolación: Presión y Temperatura

## 1.2 Flujo de fluidos en tuberías

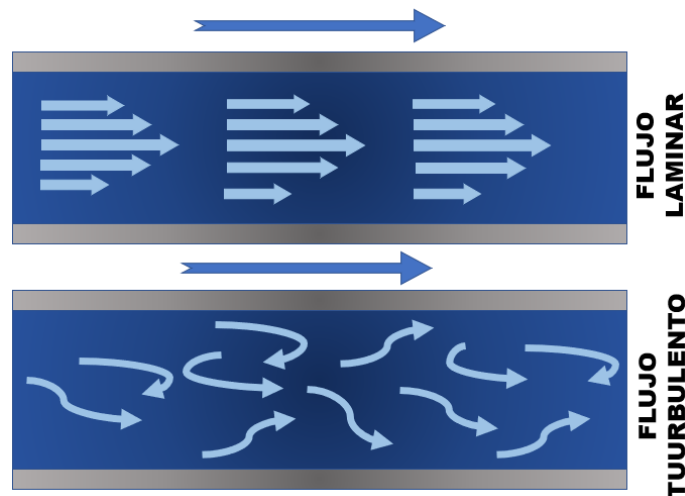
En esta sección se revisan algunos conceptos fundamentales del flujo en tuberías; por ejemplo, regímenes de flujo, elementos del gradiente presión, y pérdidas de presión por fricción.

### 1.2.1 Regímenes de flujo

En el estudio del flujo de fluidos a través de tuberías, se diferencian los siguientes regímenes: laminar, crítico y turbulento. En el caso del régimen laminar, éste se caracteriza por ser un flujo de líneas de corriente aproximadamente paralelas, suaves, con movimiento sumamente ordenado y se presenta a bajas velocidades.

Por otra parte, el régimen turbulento se caracteriza por fluctuaciones en la velocidad y un movimiento desordenado que se vuelve caótico conforme la velocidad aumenta sobre cierto valor crítico (**Figura 1.4**).

El cambio de flujo laminar a turbulento no ocurre repentinamente; más bien, sucede en un umbral en que el flujo fluctúa entre ambos regímenes; estas condiciones corresponden al flujo crítico.



**Figura 1.4** Ejemplificación de flujo laminar y flujo turbulento

En la práctica, el flujo de fluidos convencionales (incluyendo el vapor de agua) en pozos y ductos generalmente es de tipo turbulento. Por otra parte, el flujo laminar se encuentra normalmente cuando los fluidos son muy viscosos, como es el caso de los aceites extrapesados y pesados en ciertas condiciones de presión y temperatura.



Ahora bien, el régimen de flujo puede determinarse con base en el número de Reynolds ( $N_{RE}$ ). Este parámetro adimensional fue identificado experimentalmente por Osborne Reynolds, y se define como la relación que existe entre las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas; es función de la densidad ( $\rho$ ), viscosidad ( $\mu$ ), velocidad del flujo ( $v$ ) y el diámetro interno de la tubería ( $d$ ), tal como se indica en la *Ecuación 1.1*.

$$N_{RE} = \frac{d * v * \rho}{\mu} . \quad \dots\dots 1.1$$

El flujo laminar se presenta cuando  $N_{RE} < 2300$  y el turbulento cuando  $N_{RE} > 3100$ ; en el rango  $2300 < N_{RE} < 3100$ , el flujo es crítico (Garaicochea et al., 1991).

### 1.2.2 Ecuación de gradiente de presión

El transporte de un fluido a través de una tubería implica una variación de la presión en el sistema, cuya magnitud depende de diversos factores; entre ellos, pueden mencionarse: las propiedades del fluido y la velocidad, así como la rugosidad, inclinación y diámetro de la tubería. Puede demostrarse que el gradiente de presión total está conformado por los siguientes términos (Brill y Mukherjee, 1999).

$$-\left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_T = \left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_e + \left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_f + \left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_{ac} , \quad \dots\dots 1.2$$

donde:

- 1) Gradiente de presión debido a la elevación:

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_e = \rho * g * \text{sen}(\theta). \quad \dots\dots 1.3$$

2) Gradiente de presión debido a la fricción:

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_f = \frac{f \rho v^2}{2d}. \quad \dots\dots 1.4$$

3) Gradiente de presión debido a la aceleración:

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_{ac} = \rho * v * \frac{dv}{dL}. \quad \dots\dots 1.5$$

Cada uno de estos términos representa un determinado porcentaje del gradiente total de presión; en el caso del flujo en pozos, las pérdidas por elevación (efecto hidrostático) representan generalmente del 80 al 95%; las pérdidas por fricción, del 5 al 20%; y las pérdidas por aceleración comúnmente son despreciables (Brill y Mukherjee, 1999).

### 1.2.3 Factor de fricción

El valor del factor de fricción ( $f$ ) en la Ecuación 1.4 dependerá de si el flujo se encuentra en régimen laminar o turbulento; en general, es función del número de Reynolds y la rugosidad relativa ( $\epsilon r$ ); esta última se define como la razón de la altura media de rugosidad y el diámetro de la tubería (Cengel et al., 2006).

Existen diversos métodos para calcular el factor de fricción. Uno de los más utilizados en la práctica ingenieril es mediante el diagrama de Moody (**Figura 1.5**); en éste, se observan los diferentes regímenes de flujo: laminar, crítico y turbulento. En la región de flujo turbulento, además se diferencian condiciones de flujo transición, donde  $f = f(NRe, \epsilon r)$ ; y de flujo totalmente turbulento,  $f = f(\epsilon r)$ .

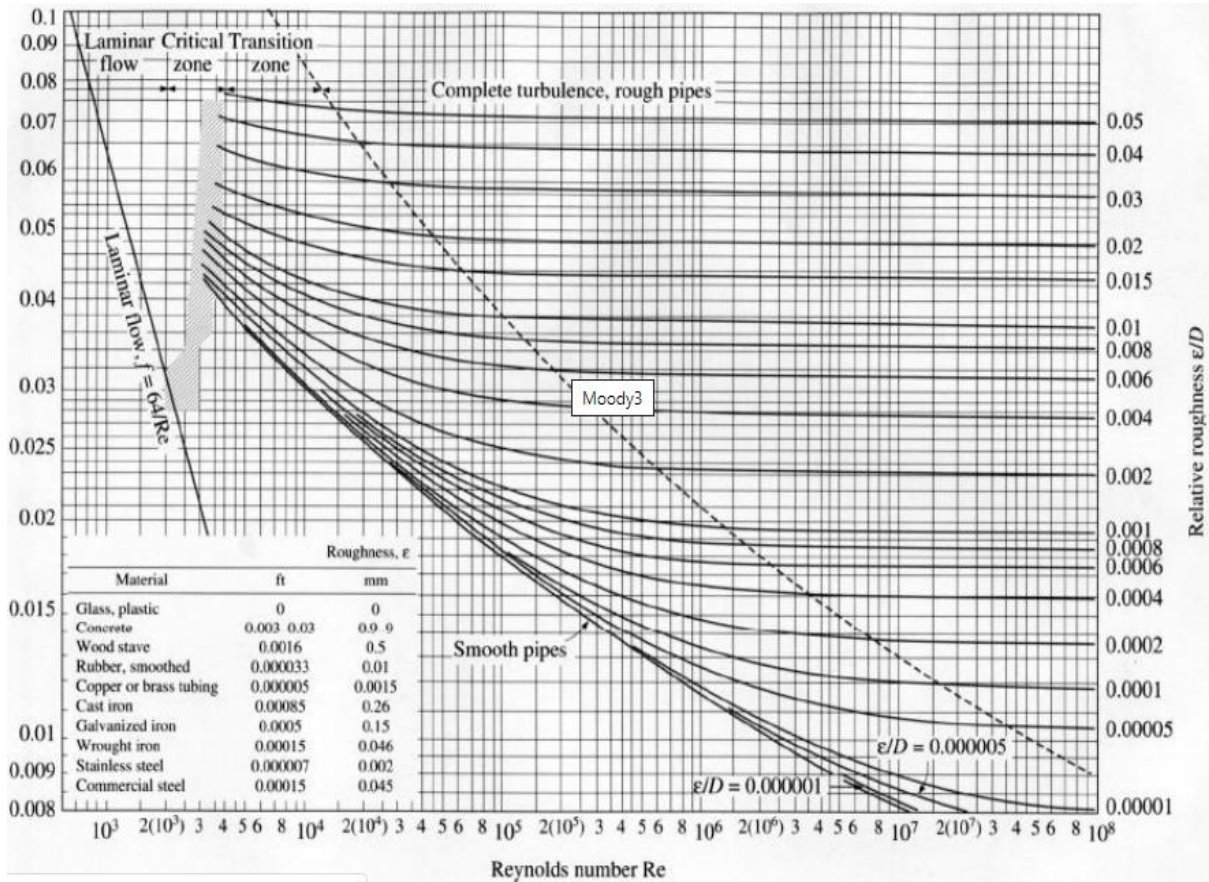


Figura 1.5 Diagrama de Moody (Cengel et. al., 2006)

De forma analítica, el factor de fricción en régimen laminar se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$f = \frac{64}{NRe} \quad \dots\dots 1.6$$

Por otra parte, puede utilizarse la ecuación de Colebrook y White cuando el flujo es turbulento:

$$f = \left\{ -2 * \log \left( \frac{\epsilon r}{3.715} + \frac{2.514}{\sqrt{f} * N_{RE}} \right) \right\}^{-2} \quad \dots\dots 1.7$$

### 1.3 Transferencia de calor

El calor se define como energía térmica en tránsito debido a una diferencia de temperatura entre dos puntos en el espacio (Incropera et al., 2006). Éste y otros conceptos relacionados a la transferencia de calor que resultan importantes para el desarrollo de este trabajo se revisan en las secciones siguientes.

#### 1.3.1 Modos de transferencia de calor

Existen tres modos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación (Figura 1.6). A continuación, se describen los mecanismos físicos que gobiernan cada uno de ellos, así como sus ecuaciones características.

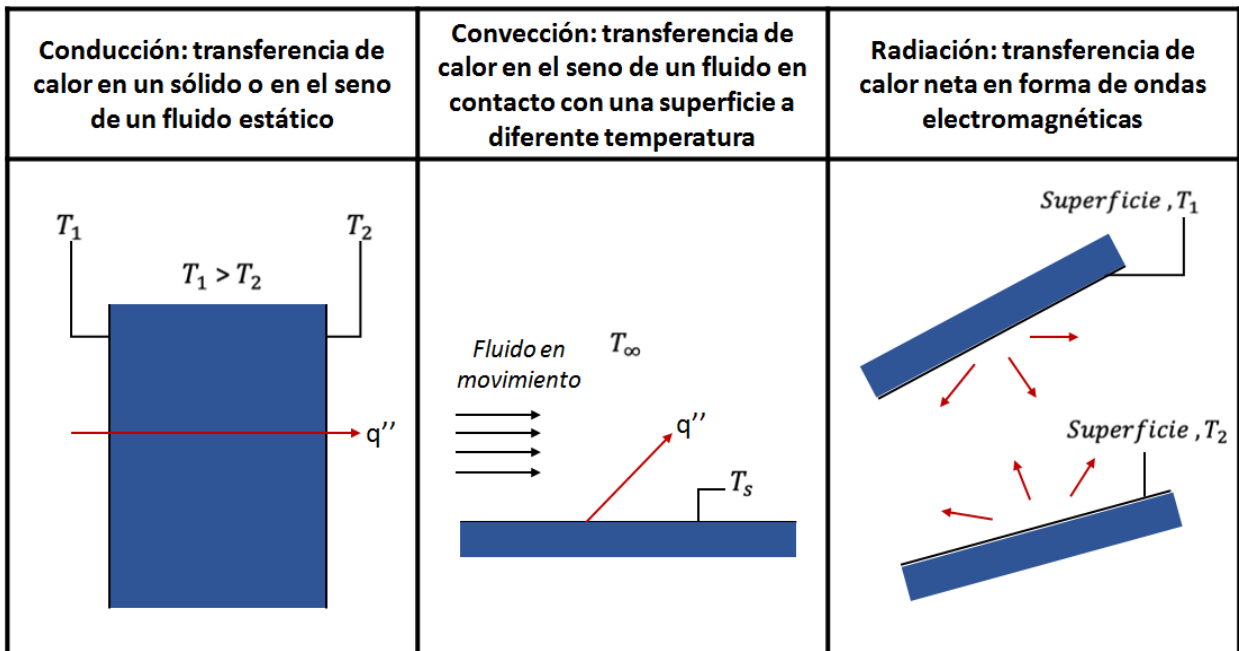


Figura 1.6 Modos de transferencia de calor. Conducción, convección y radiación (Modificado de Incropera et al., 2006)

- *Conducción*

Es un modo de transferencia de calor que se presenta cuando existe un gradiente de temperatura en un medio estático, el cual puede ser un sólido o un fluido en reposo.

El mecanismo físico de la conducción es la difusión. Es claro que la energía térmica de las moléculas de una sustancia será mayor mientras mayor sea la temperatura. De esta manera, las moléculas en regiones de alta temperatura transfieren parte de su energía térmica a las moléculas localizadas en regiones de menor temperatura, debido a la interacción que resulta entre ellas por su movimiento aleatorio. Para el caso de los sólidos conductores, el proceso de transferencia está asociado al movimiento de electrones libres.

La ecuación fenomenológica que gobierna la conducción es la “Ley de Fourier”. Esta ecuación, establece que el flujo de calor es proporcional al gradiente de temperatura; la constante de proporcionalidad es una propiedad del material, y se define como conductividad térmica ( $k$ ). Para el caso de la transferencia de calor unidimensional a través de una placa plana (**Figura 1.7**), la Ley de Fourier establece que:

$$q''_x = -k \frac{dT}{dx}, \quad \dots\dots 1.8$$

donde,  $q''_x$  es el flujo de calor ( $W/m^2$ ), y se refiere al ritmo de transferencia de calor por conducción en la dirección  $x$ , por unidad de área perpendicular a la dirección de la transferencia.

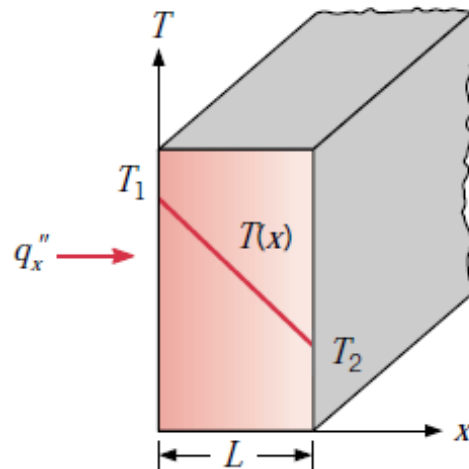
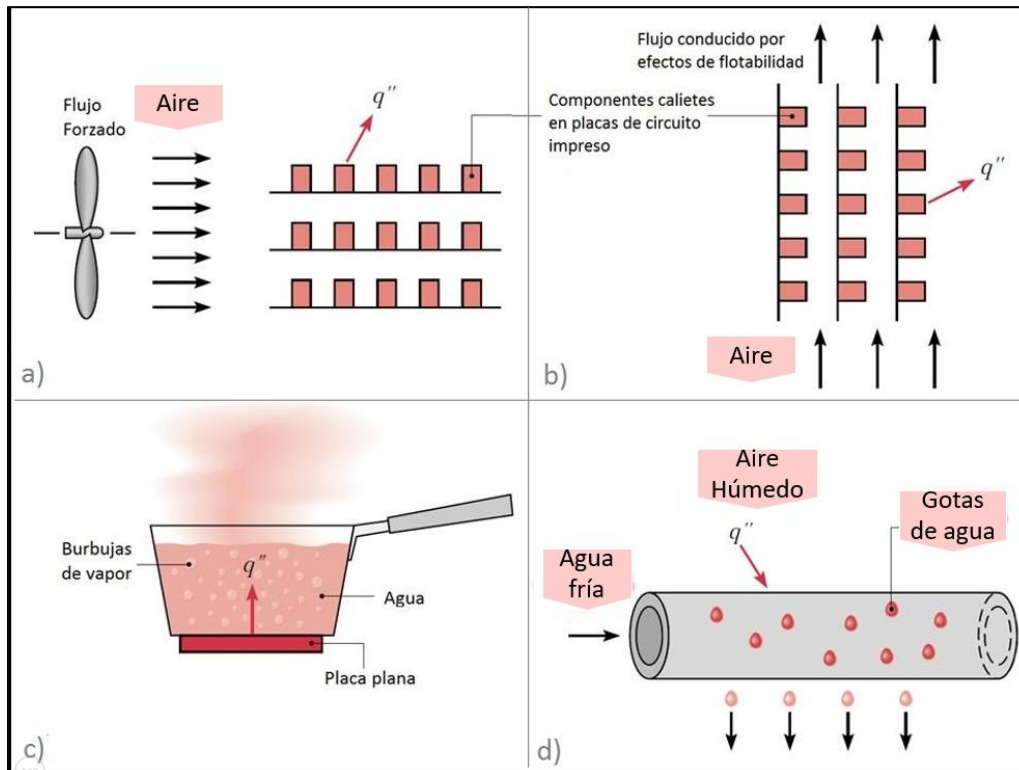


Figura 1.7 Transferencia de calor por conducción en una dirección. (Incropera et al., 2006)

- *Convección*

Es un modo de transferencia de calor que ocurre en el seno de un fluido en contacto con una superficie que se encuentra a diferente temperatura. A diferencia de la conducción, en la convección existe movimiento del fluido. El movimiento puede ser resultado de diferencias locales de densidad por efecto de la temperatura, o bien el flujo puede ser causado por un agente externo (p.e., bombas, compresores y ventiladores); en el primer caso, se habla de convección natural, y de convección forzada en el segundo. Casos especiales de convección se presentan cuando ocurre un cambio de fase (por ejemplo, ebullición y condensación).

La **Figura 1.8** presenta los cuatro tipos de convección mencionados. La parte (a) representa convección forzada debido a un ventilador; la (b) corresponde a circuitos expuestos al aire libre resultando una convección natural; y la parte (c) y (d), se refieren a la ebullición y condensación, respectivamente.



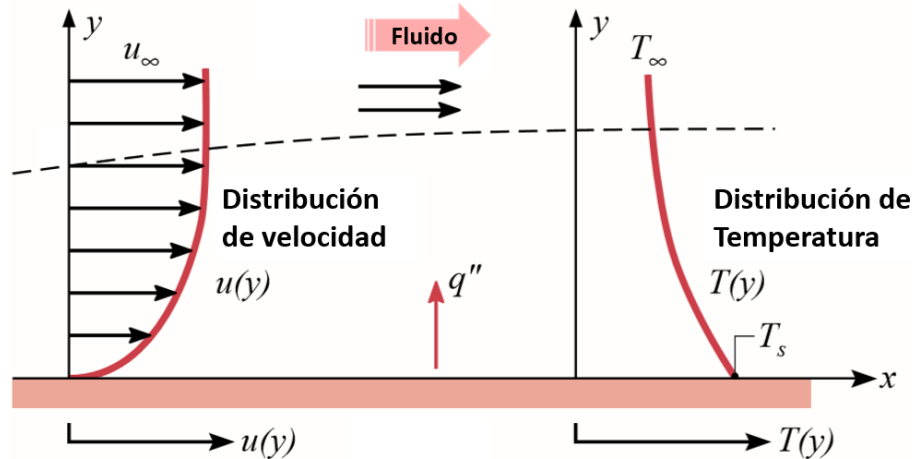
**Figura 1.8 Tipos de convección (Modificado de Incropera et al., 2006)**

Independientemente de su naturaleza, los mecanismos físicos asociados a la transferencia de calor por convección son la difusión (movimiento aleatorio molecular) y la advección (movimiento macroscópico).

En los procesos convectivos, se generan regiones en el seno de fluido en que se manifiestan los gradientes de velocidad y de temperatura más importantes. Estas regiones reciben los nombres de capa límite hidrodinámica y capa límite térmica, respectivamente (**Figura 1.9**):

- En la capa límite hidrodinámica, la velocidad del fluido varía desde cero (partículas sobre la superficie sólida) hasta un valor finito ( $u_\infty$ ) asociado al flujo no perturbado.
- La capa límite térmica es la región en la cual la temperatura del fluido varía desde la temperatura de la superficie sólida ( $T_s$ ) hasta un valor

finito ( $T_\infty$ ), “lejos” de la superficie. Si  $T_s > T_\infty$ , la transferencia de calor por convección será en sentido de la superficie hacia el fluido.



**Figura 1.9** Capas límite generadas en transferencia de calor por convección (Modificado de Incropera et al., 2006)

El proceso de transferencia de calor por convección ( $q''$ ) está descrito por la “Ley de enfriamiento de Newton”:

$$q'' = h * (T_s - T_\infty), \quad \dots\dots 1.9$$

donde  $T_s$  es la temperatura del sólido,  $T_\infty$  es la temperatura “lejos” de la superficie, y  $h$  es una propiedad que depende de la velocidad y propiedades del fluido, la geometría de la superficie y la naturaleza del proceso; recibe el nombre de coeficiente de transferencia de calor por convección.

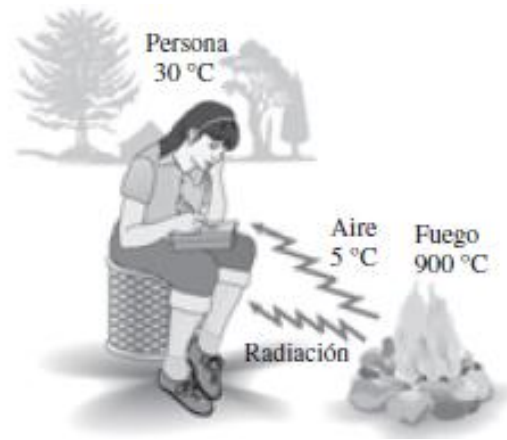
- *Radiación*

La radiación es energía que emite la materia en forma de ondas electromagnéticas (o fotones) como resultado de cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. A diferencia de la conducción y la convección, la transferencia de energía por radiación no



requiere la presencia de un medio físico. Es importante mencionar que todos los cuerpos a una temperatura superior al cero absoluto emiten radiación térmica.

La **Figura 1.10** ejemplifica un caso en que la transferencia por radiación se efectúa desde el fuego hacia la persona; al respecto, cabe señalar que este tipo de transferencia es la más rápida ya que se lleva a cabo a la velocidad de la luz y no experimenta ninguna atenuación en el vacío.



**Figura 1.10 Ejemplificación de radiación (Cengel et al., 2011)**

La tasa máxima de radiación que se puede emitir desde una superficie a una temperatura absoluta ( $T_s$ ) se determina mediante la ley de Stefan-Boltzmann:

$$q_{emitido,máx.} = \sigma * A * T_s^4,$$

donde  $A$  es el área de emisión y  $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \left[ \frac{W}{m^2 * K^4} \right]$  es la constante de Stefan-Boltzmann. La superficie idealizada que emite radiación a esta tasa máxima se llama cuerpo negro, y se denomina radiación de cuerpo negro.

Ahora bien, la cantidad de radiación que emiten todas las superficies reales es menor que la emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura y se expresa como:

$$q_{emitido,real} = \varepsilon * \sigma * T_s^4, \quad \dots\dots 1.10$$

donde  $\varepsilon$  representa la emisividad de la superficie.

En el caso de un sistema conformado por un cuerpo a una alta temperatura ( $T_s$ ) rodeado completamente por una superficie isotérmica a  $T_{sur}$ , donde ( $T_s \neq T_{sur}$ ), el flujo neto de transferencia de calor por radiación está dado por la siguiente ecuación:

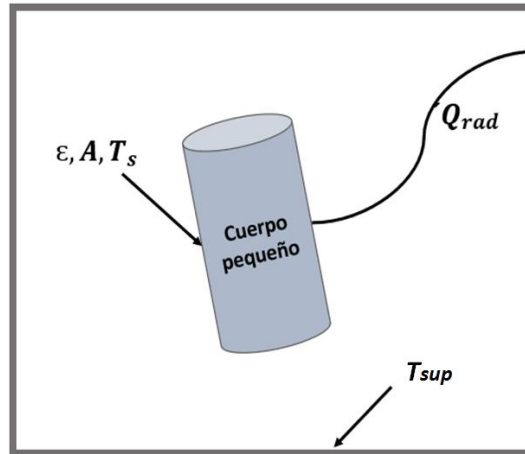
$$q_{rad}'' = \varepsilon * \sigma * (T_s^4 - T_{sur}^4). \quad \dots\dots 1.11$$

La Ecuación 1.11 puede expresarse como:

$$q_{rad} = h_r * A * (T_s - T_{sur}), \quad \dots\dots 1.12$$

donde el coeficiente de transferencia de calor por radiación ( $h_r$ ) está definido por la Ecuación 1.13.

$$h_r = \varepsilon * \sigma * (T_s + T_{sur}) * (T_s^2 + T_{sur}^2). \quad \dots\dots 1.13$$



**Figura 1.11** Trasterferencia de calor por radiación entre un cuerpo pequeño y una superficie que lo rodea

### 1.3.2 Propiedades térmicas

A continuación, se abordarán algunas de las principales propiedades térmicas de las sustancias con relación a los procesos de trasterferencia de calor.

- **Calor específico**

Se define como la cantidad de energía necesaria para incrementar en una unidad, la temperatura de una masa unitaria de cierta sustancia.

En termodinámica, se definen dos clases de calor específico: a volumen constante ( $c_v$ ), y a presión constante ( $c_p$ ). Desde un punto de vista físico,  $c_v$  se considera como la energía requerida para elevar en una unidad, la temperatura de una masa unitaria de una sustancia cuando el volumen se mantiene constante; para el caso de  $c_p$ , es la presión la que se mantiene constante. Cabe señalar que  $c_p$  siempre es mayor que  $c_v$ ; esto se explica porque a presión constante el sistema puede expandirse, por lo que la energía adicional requerida también debe ser suministrada al sistema (**Figura 1.12**).

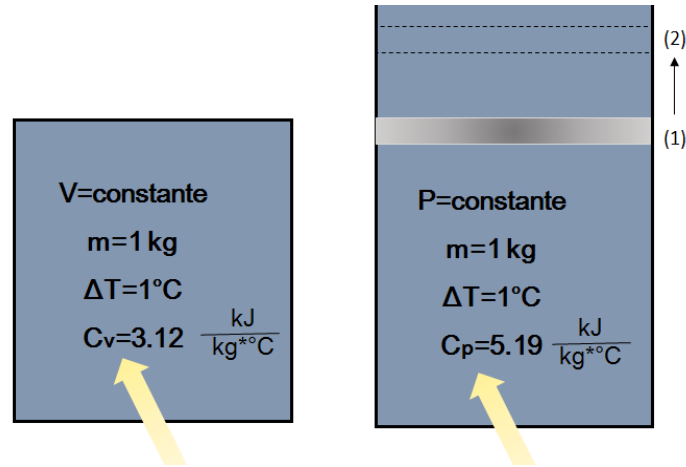


Figura 1.12 Calores específicos a volumen y presión constante - gas helio - (Cengel et al., 2011)

- **Energía interna ( $U$ )**

Se define como la suma de todas las formas microscópicas de energía de un sistema. Se relaciona con la estructura molecular y el grado de actividad molecular. Además, se puede considerar como la suma de las energías cinética y potencial de las moléculas. La energía interna puede existir en las formas sensible, latente, química y nuclear.

- **Entalpía ( $H$ )**

Se refiere a la suma de la energía interna ( $U$ ) más el trabajo de flujo ( $PV$ ). Para fines del presente trabajo, la entalpía estará referenciada a una unidad de masa, con lo cual las propiedades se toman como propiedades específicas. De esta manera, el valor de la entalpía específica ( $h$ ) se expresa de la siguiente forma:

$$h = u + \frac{p}{\rho} . \quad \dots\dots 1.14$$

- **Entalpía de vaporización** ( $h_{fg}$ )

También llamado calor latente de vaporización. Representa la cantidad de energía necesaria para evaporar una masa unitaria de líquido saturado a una temperatura o presión determinadas. Disminuye cuando aumenta la temperatura o la presión y se vuelve cero en el punto crítico.

- **Difusión térmica**

Establece la relación de cómo se almacena la energía térmica en una sustancia y cómo se propaga por difusión a través de ella. Así, la energía térmica se difunde fácilmente a través de las sustancias con un valor de difusión térmica “grande”. Si la densidad del material ( $\rho$ ) y el calor específico a presión constante ( $c_p$ ) son altos, el valor de la difusión térmica disminuirá. La difusión térmica se define como:

$$\alpha = \frac{k}{\rho * c_p} . \quad \dots\dots 1.15$$

- **Conductividad térmica** ( $k$ )

Esta propiedad indica qué tan fácil se propaga la energía térmica en una sustancia o material por difusión. En la **Tabla 1.2** se indican algunos valores de  $k$  para distintos materiales; como se observa, la conductividad térmica de los metales (señalados con un asterisco) es muy superior a la de los materiales no metálicos.

- **Coeficiente de convección** ( $h$ )

Es una propiedad definida a partir de la *ley de enfriamiento de Newton*, por lo que indica el ritmo de transferencia de calor por convección, por unidad de área transversal al flujo, por una diferencia unitaria de temperatura. Depende de la geometría de la superficie, la naturaleza y características del movimiento

del fluido, y de las propiedades termodinámicas y de transporte de éste. La **Tabla 1.3** muestra valores típicos de  $h$  para diferentes procesos.

**Tabla 1.2** Tabla de valores típicos de conductividad térmica “k” (Incropera et al., 2006)

Conductividad Térmica	
Material	k [W/m*K]
*Cobalto	99.2
*Hierro	80.2
*Acero al carbón	60.5
*Molibdeno	138
Madera	0.12
Cemento	0.72
Asfalto	0.067

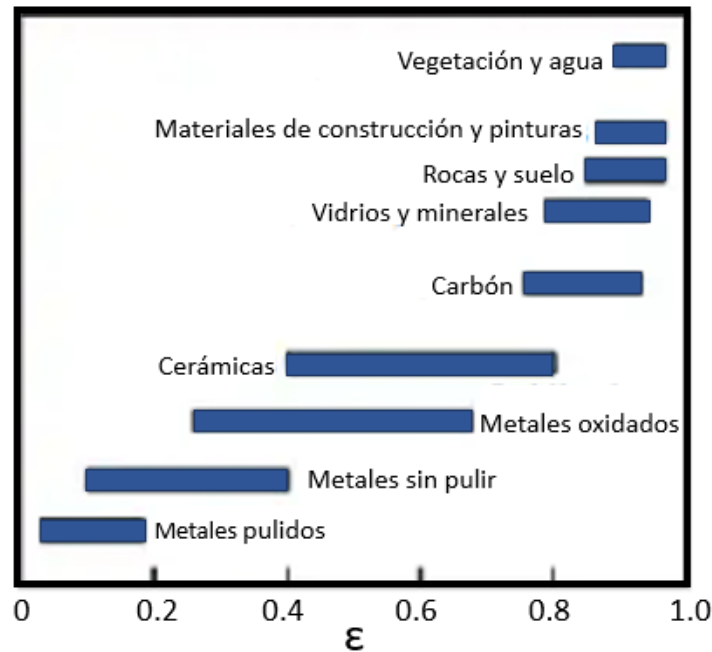
**Tabla 1.3** Valores típicos del coeficiente de transferencia de calor por convección (Incropera et al., 2006)

Proceso		h [W/m <sup>2</sup> *K]
Convección natural	Gases	2-25
	Líquidos	50-1000
Convección forzada	Gases	25-250
	Líquidos	100-20000
Convección con cambio de fase	Ebullición y condensación	2500-100000

- **Emisividad ( $\epsilon$ )**

Es un parámetro cuyo valor está en el intervalo 0 y 1. Mide qué tan cerca se aproxima la radiación de una superficie real a la de un cuerpo negro. Por lo tanto, cuando el valor de emisividad es igual a 1, la superficie emite y absorbe

toda la radiación a su alcance. La **Figura 1.13** muestra el valor típico de  $\varepsilon$  de algunos materiales y superficies comunes.



**Figura 1.13** Valores típicos de  $\varepsilon$  (Modificado de Cengel, 2007)

### 1.3.3 Ecuación de conservación de energía

Como concepto fundamental y punto de partida, la primera ley de la termodinámica, conocida como principio de conservación de energía, establece que la energía no se puede crear ni destruir durante un proceso, sólo se transforma. De esta manera, para un sistema termodinámico se tiene que:

$$\Delta E_{st}^{Tot} = Q - W, \quad \dots 1.16$$

donde:  $\Delta E_{st}^{Tot}$  es el cambio en la energía total del sistema;  $Q$  es el calor neto transferido hacia el sistema (negativo, si lo cede) y;  $W$  es el trabajo neto realizado por el sistema sobre sus alrededores (negativo, si se realiza sobre él).

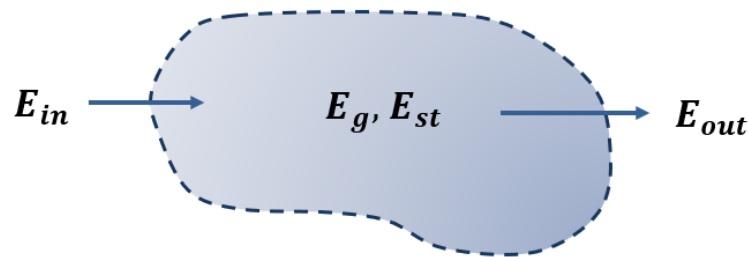
Para sistemas compresibles, la energía total es la suma de las energías interna, cinética y potencial; expresadas por unidad de masa, se tiene:

$$E_{Tot} = u + \frac{v^2}{2} + gz \quad \dots\dots 1.17$$

Ahora bien, considerando el volumen de control mostrado en la **Figura 1.14**, se observa que:

$$\Delta E_{st} = E_{in} - E_{out} + E_g, \quad \dots\dots 1.18$$

donde  $E_{in}$  y  $E_{out}$  representan la energía que entra y la energía que sale del sistema, respectivamente; y  $E_g$  es la energía que se genera dentro del volumen de control (Incropera et al., 2006). En capítulos posteriores, se retoman las ecuaciones 1.16 a 1.18, para desarrollar un modelo de transferencia de calor en pozos inyectoros de vapor.



**Figura 1.14 Conservación de energía para un volumen de control (Modificado de Incropera et al., 2006)**

### 1.3.4 Transferencia de calor en ductos

Para cuantificar el ritmo de transferencia de calor en un sistema, resulta conveniente identificar las analogías entre los procesos térmicos y los eléctricos. De esta manera, la diferencia de potencial, la intensidad de corriente y la



resistencia en los circuitos eléctricos tienen una correspondencia con la diferencia de temperatura, el ritmo de transferencia de calor y la resistencia térmica, respectivamente (Incropera et al., 2006).

Ahora bien, las variables eléctricas referidas están relacionadas por la ley de Ohm ( $\Delta V = RI$ ); en el caso de la transferencia de calor, las ecuaciones correspondientes están dadas por la ley de Fourier, la ley de enfriamiento de Newton y la ecuación 1.12, según corresponda.

Para representar lo anterior, se considerará el sistema de tres placas planas en serie mostradas en la **Figura 1.15**. Si la transferencia de calor neta se presenta de izquierda a derecha, se tiene que:

$$\Delta T = T_{\infty,1} - T_{\infty,4} = R_{total} \dot{Q}_x , \quad \dots\dots 1.19$$

donde  $\dot{Q}_x$  representa el ritmo de transferencia de calor total en la dirección  $x$ ,  $T_{\infty,1}$  y  $T_{\infty,4}$  corresponden a la temperatura en las fronteras, y  $R_{total}$  es la suma de las resistencias totales en el sistema: por conducción, convección y radiación. Cabe destacar que el “circuito térmico” asociado a un sistema de placas puede ser tan complejo como sea requerido, ya sea en serie, en paralelo o una mezcla de ambos, y pueden resolverse de la misma manera que los circuitos eléctricos con las leyes de Kirchhoff.

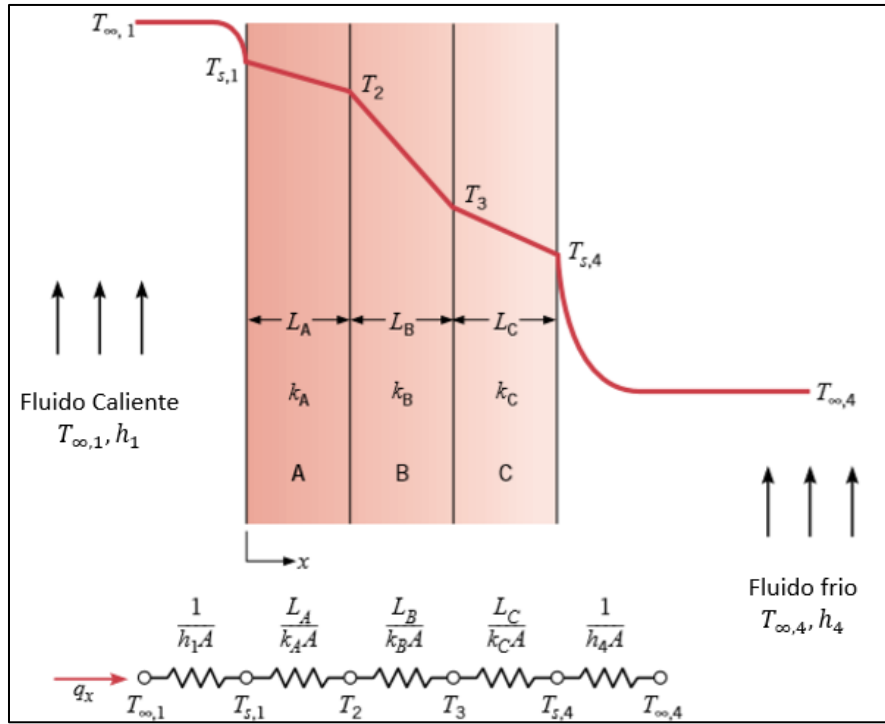


Figura 1.15 Circuito térmico equivalente para placas planas en serie

Ahora bien, para el cálculo de la transferencia de calor en los pozos petroleros se debe adecuar la forma de las resistencias térmicas indicadas en la Figura 1.15, ya que en este caso se trata de un arreglo de tuberías concéntricas en serie (**Figura 1.16**).

La Figura 1.16, muestra el comportamiento de la temperatura desde la superficie interna del arreglo hasta la externa; los elementos A, B y C representan capas de diferentes materiales. Para este tipo de geometrías, las resistencias térmicas por conducción, convección y radiación se definen, respectivamente, como:

$$R_{T.Cond.} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 * \pi * k * L'} \quad \dots\dots \quad 1.20$$

$$R_{T.Conv.} = \frac{1}{h_{conv} * 2 * \pi * r_1 * L'} \quad \dots\dots \quad 1.21$$

$$R_{T.Rad.} = \frac{1}{h_{rad} * 2 * \pi * r_1 * L} \dots\dots 1.22$$

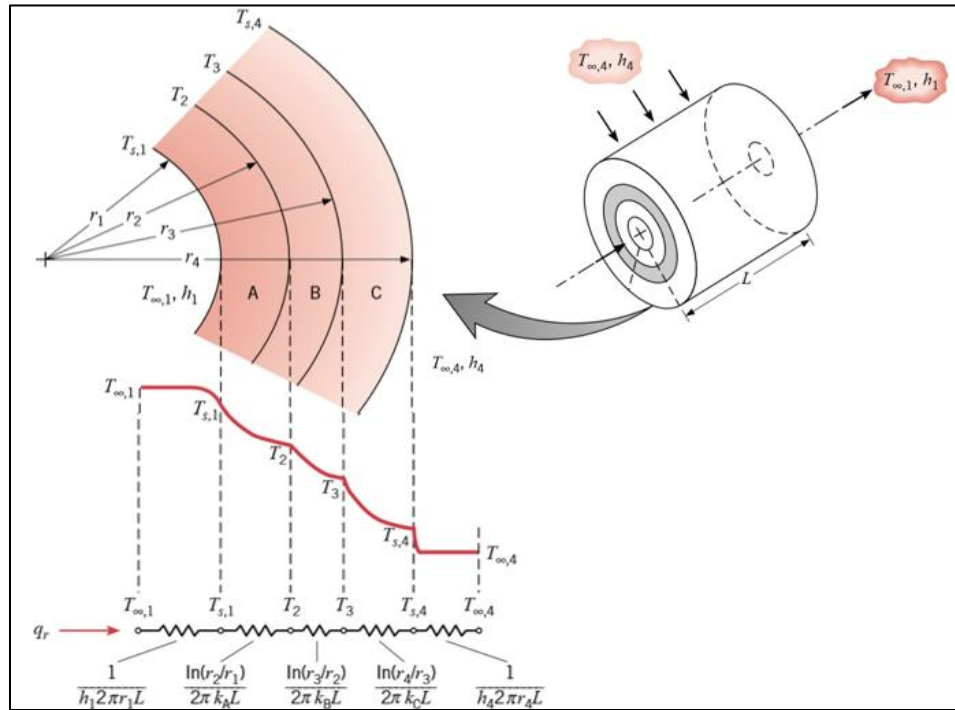


Figura 1.16 Ejemplo de resistencias térmicas en una tubería concéntrica. (Incropera et al., 2006)

Así mismo, un concepto útil en la predicción de la temperatura en arreglos de tuberías concéntricas es el de “coeficiente global de transferencia de calor” ( $U$ ); éste se define a partir de la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = U * A * \Delta T_{total} \dots\dots 1.23$$

Comparando las ecuaciones 1.19 y 1.23, se tiene que:

$$U = \frac{1}{R_{total} * A} \dots\dots 1.24$$

## Capítulo 2

# Revisión de Literatura

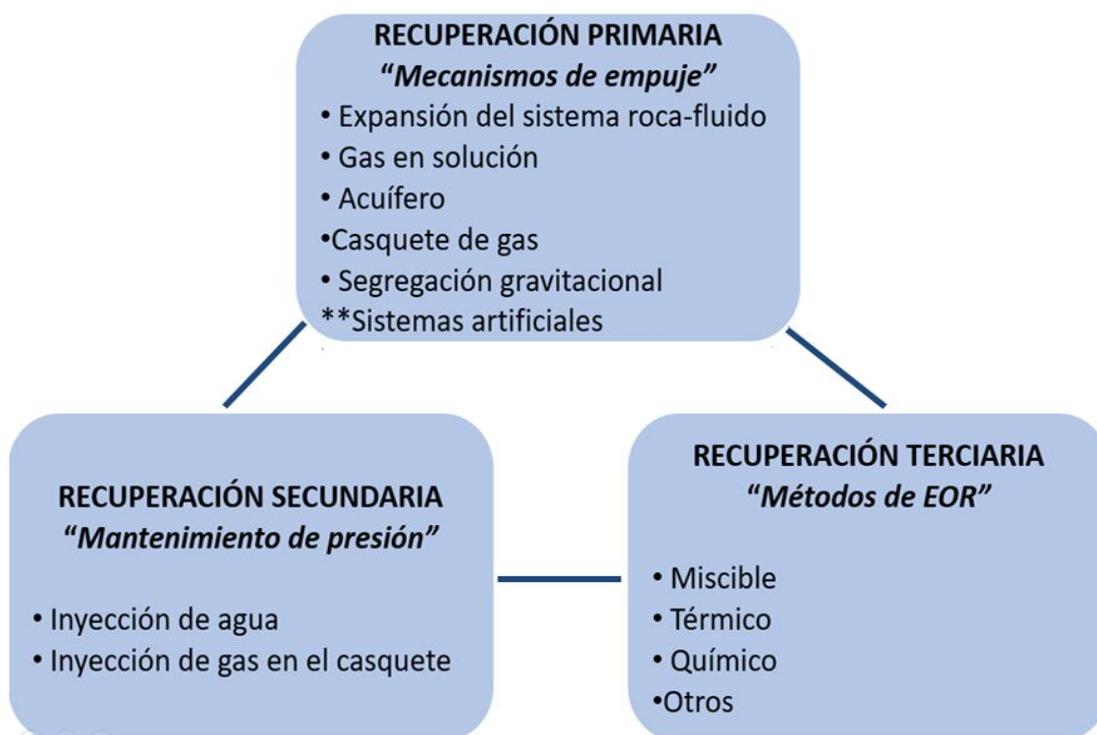
En este capítulo, se definen conceptos relacionados con la recuperación mejorada en yacimientos petroleros. En particular, se describen los métodos de inyección cíclica e inyección continua de vapor. Se presenta una revisión de la literatura sobre modelos matemáticos existentes para describir el proceso de inyección. Finalmente, se menciona un caso exitoso de la implementación de este método de recuperación térmica en un campo productor de aceite pesado y extrapesado en México.

### 2.1 Recuperación mejorada

La recuperación de petróleo se desarrolla a través de tres diferentes etapas de explotación: primaria, secundaria y terciaria (**Figura 2.1**), las cuales no necesariamente siguen un orden estricto ni tienen que implementarse todas; en el caso de la recuperación primaria, ésta es el resultado de la energía propia del yacimiento y se lleva a cabo a través de los mecanismos de empuje indicados en la Figura 2.1.

Por otra parte, la recuperación secundaria consiste en adicionar energía a los yacimientos para mantener su presión, típicamente a través de la inyección de agua y/o de gas.

En cuanto a la recuperación terciaria o mejorada (“EOR” por sus siglas en inglés), implica aquellos métodos que modifican las propiedades originales del sistema roca-fluido para “mejorar” la extracción de los fluidos hidrocarburos; por ejemplo, a través de la disminución de la tensión interfacial, la reducción de viscosidad, o la modificación de mojabilidad al aceite, por mencionar algunos casos.



**Figura 2.1** Etapas tradicionales de recuperación de aceite (Modificado de Rangel,2015).

Los métodos de recuperación mejorada se clasifican en cuatro grandes grupos: térmicos, químicos, miscibles, y otros, como se indica en la **Figura 2.2** (Rangel, 2015).

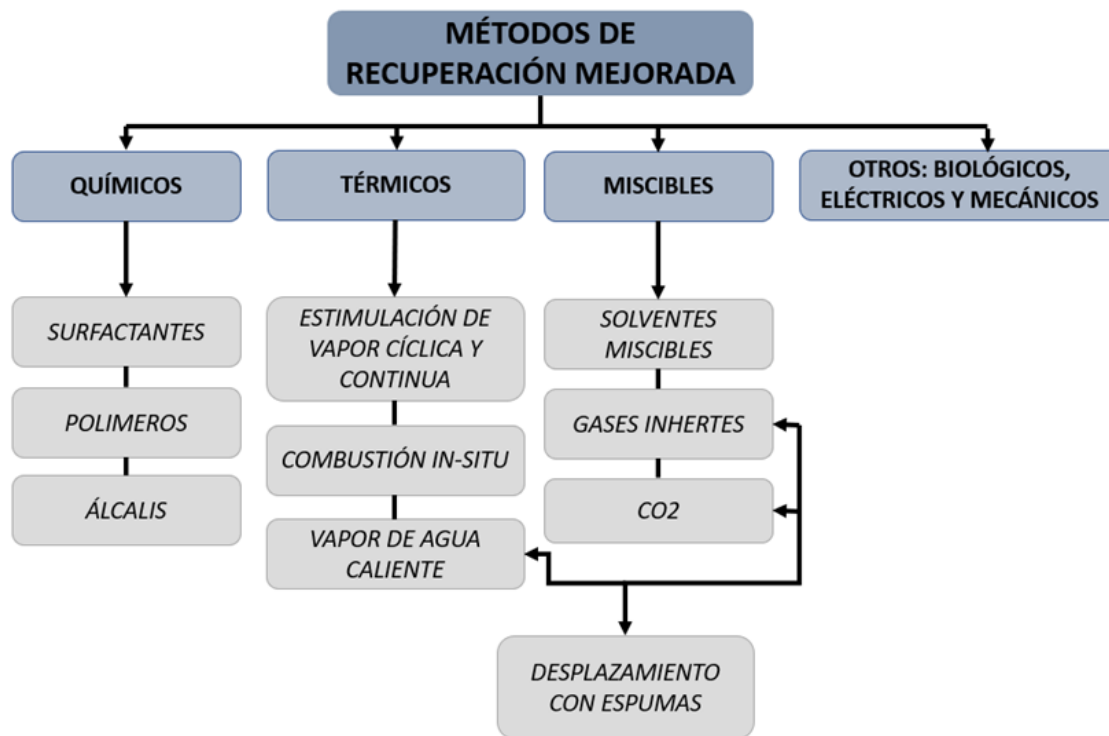


Figura 2.2 Clasificación de los métodos de recuperación mejorada (Modificado de Rangel,2015)

## 2.2 Inyección de vapor

Los métodos de recuperación térmica tienen como objetivo incrementar la temperatura del yacimiento, reducir la viscosidad del aceite, provocar la expansión térmica del sistema, y favorecer el desplazamiento del aceite hacia los pozos productores. Ahora bien, la razón principal por la cual se han desarrollado estos procesos radica en la existencia de grandes reservas de aceite pesado y extrapesado en el mundo, las cuales no pueden ser explotadas con técnicas convencionales (Green et al.1998).

Como se indica en la Figura 2.2, entre los procesos térmicos pueden mencionarse la inyección de vapor, la combustión in-situ, y la inyección de agua caliente. En la **Tabla 2.1**, se indican algunos criterios de selección para los dos primeros.

**Tabla 2.1 Criterio de selección apropiado para métodos térmicos de recuperación mejorada. (Modificada de Green et al., 1998)**

Parámetro		Recuperación Térmica	
		Inyección de vapor	Combustión in-Situ
Densidad del aceite	[°API]	10 a 34	10 a 35
Viscosidad del aceite @c.y.	[cP]	≤ 15,000	≤ 5000
Profundidad	[pie]	≤ 3,000	≤ 11,500
Espesor de formación	[pie]	≥ 20	≥ 20
Temperatura del yacimiento	[°F]	-	-
Porosidad	[%]	≥ 20	≥ 20
Permeabilidad promedio	[mD]	250	35
Transmisibilidad	[mD-pie/cP]	≥ 5	≥ 5
Presión de yacimiento	[psi]	≤ 1,500	≤ 2,000
Contenido mínimo de aceite	[%]	≥ 10	≥ 8
Salinidad de la formación	[ppm]	-	-
Tipo de roca	-	Arenas o carbonatos	Arenas o Carbonatos

Con respecto a la inyección de vapor, puede mencionarse que es uno de los métodos térmicos más utilizados y con mayor éxito en diferentes campos, como se indica más adelante. Existen dos tipos de inyección de vapor: inyección cíclica y continua.

- **Inyección continua**

Este proceso se caracteriza porque el vapor se inyecta de forma ininterrumpida a través de uno o más pozos inyectoros, y el aceite se extrae por uno o más pozos productores. Conforme avanza el vapor en dirección a los pozos productores, la temperatura y calidad del vapor decrece generando condensados que forman un frente de agua a alta temperatura, a una determinada distancia de los pozos inyectoros. En la zona de vapor, el desplazamiento del aceite es provocado por su hinchamiento, la reducción de viscosidad y el empuje causado por el fluido inyectado. En la zona de agua

caliente, las propiedades físicas casi no cambian; el mayor efecto se manifiesta con la reducción de la viscosidad de aceite y el empuje del vapor condensado facilitando la movilidad del aceite. La configuración del arreglo de pozos variará de acuerdo con las propiedades que gobiernen el yacimiento y de la conectividad hidráulica que tengan entre sí.

- **Inyección cíclica**

En este método (también conocido como “huff and puff”) se ocupa un mismo pozo tanto para la inyección de vapor como para la producción del aceite. De esta manera, el vapor se inyecta por un determinado tiempo (normalmente, 2 o 3 semanas). Seguido de ello, el pozo se cierra con la intención de permitir la propagación de la energía térmica en el yacimiento. Finalmente, el pozo se abre a producción. Cabe destacar que este procedimiento se repite “cíclicamente” tantas veces como sea económicamente viable.

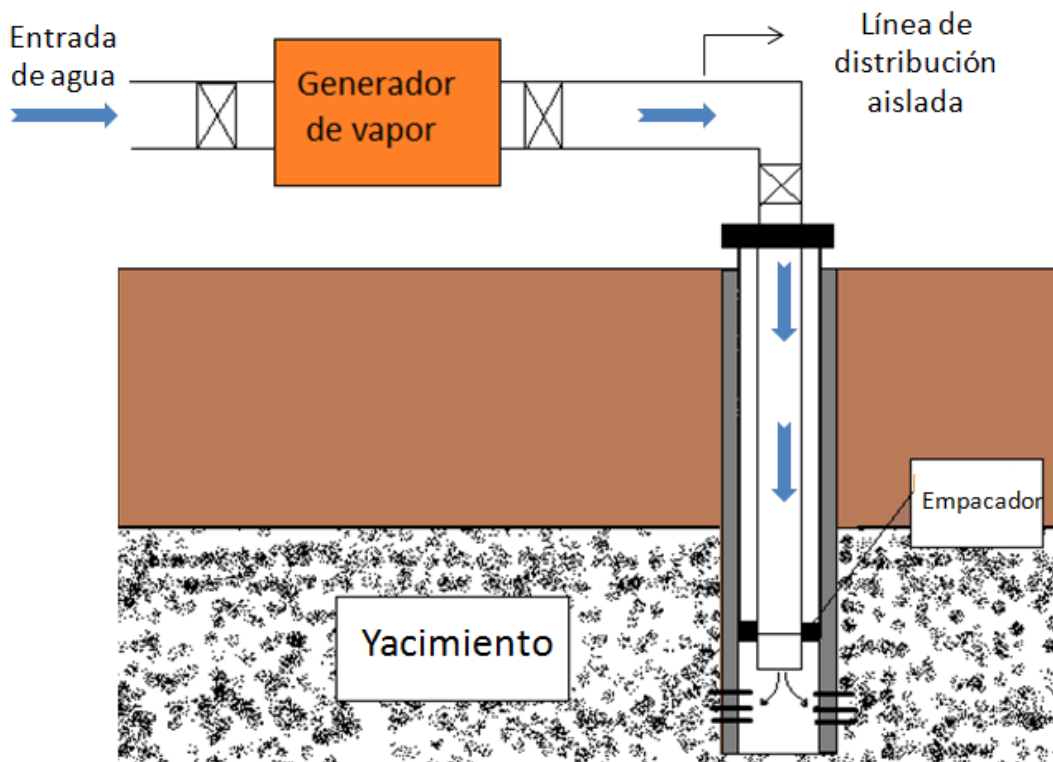
En 1974, Farouq Ali presentó criterios de selección entre ambos métodos para yacimientos en arenas (**Tabla 2.2**). Para tal efecto, se basó en los resultados obtenidos en 22 campos con inyección cíclica y 16 con inyección continua; en términos generales, el autor refiere que la producción de petróleo se incrementó al menos al doble después de la estimulación.

En el proceso de inyección (**Figura 2.3**), el vapor se genera en la superficie comúnmente con una calidad promedio de 80% (Green et al. 1998) y se distribuye a los pozos por líneas de descarga aisladas térmicamente. En cuanto a las sartas de inyección, éstas se diseñan con recubrimientos y arreglos que minimizan la transferencia de calor hacia los alrededores; con este mismo propósito, el espacio anular se puede empacar con un gas inerte (por ejemplo, N<sub>2</sub>) y se aísla mediante empacadores térmicos; en la terminación de los pozos, deben utilizarse cementos resistentes a altas temperaturas. Con estas acciones, se busca que el vapor llegue al fondo del pozo con la mayor calidad posible.



**Tabla 2.2 Criterio de selección entre estimulación de vapor cíclica y continua (Modificado de Farouq Ali, 1974)**

	Inyección cíclica	Inyección continua
Espesor de la formación [pie]	≥30	≥30
Profundidad [pie]	<3000	<3000
Porosidad %	≥35	≥30
Permeabilidad [mD]	≥1000	~ 1000
Saturación de aceite [bbl/acre/pie]	1200	1200-1700
Densidad API	<15	12 -25
Viscosidad del aceite [cP]	4000	Hasta 1000
Calidad de vapor %	80-85	80-85
Presión de vapor [psig]	~1500	<2500
Tiempo de cierre [días]	1-4	–
Tiempo de inyección [días]	14-21	–
Número de ciclos	3-5	–
Duración del ciclo [meses]	~6	–



**Figura 2.3 Proceso de inyección de vapor (Modificado de Green et al. 1998)**

### 2.3 Modelos matemáticos para la inyección de vapor

A lo largo del tiempo, diversos autores se han interesado en modelar matemáticamente los procesos de inyección de fluidos calientes en pozos. Uno de los estudios más importantes en el tema, y que sirvió como punto de partida para trabajos posteriores, fue desarrollado por Ramey en el año 1962; para tal efecto, desarrolló un modelo matemático que permite predecir los perfiles de temperatura en función del tiempo en pozos inyectoros de fluidos monofásicos.

En la formulación de su modelo, Ramey consideró que: 1) el fluido inyectado se mantiene en una sola fase durante todo el proceso; 2) la transferencia de calor dentro del pozo alcanza rápidamente un estado estacionario; 3) la transferencia de calor en las formaciones adyacentes ocurre de forma radial y es de naturaleza transitoria; y 4) las propiedades térmicas del sistema son constantes y el coeficiente global de transferencia de calor no depende de la profundidad. El autor validó su modelo con datos de campo, obteniendo un buen acuerdo con los casos analizados.

Abdus Satter (1965) extendió el modelo de Ramey al considerar la condensación del vapor; en su desarrollo, tomó en cuenta la variación del coeficiente global de transferencia de calor. El modelo debe resolverse numéricamente, y permite calcular la calidad del vapor en función de la profundidad. Adicionalmente, con base en los resultados obtenidos, el autor presentó un conjunto de correlaciones para estimar las pérdidas de calor durante la inyección de vapor saturado.

Fontanilla y Aziz (1982) desarrollaron un modelo matemático para la inyección de vapor a partir de balances de masa, cantidad de movimiento y energía, y lo implementaron en un programa computacional. Como parte del modelo, los autores consideraron diversas correlaciones de flujo gas-líquido para calcular el colgamiento y las pérdidas de presión por fricción; para los casos analizados, reportaron que la correlación de Beggs y Brill fue la que obtuvo los mejores resultados.

En 1992, Alves, Alhanati y Shoham publicaron un modelo unificado para calcular la distribución de la temperatura en tuberías, aplicable tanto para pozos como líneas superficiales, y para flujos de gas, aceite o ambos. El modelo se formuló con base en las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía. En su forma más general, el modelo está expresado en términos de la entalpía e incorpora el cálculo de la capacidad calorífica y el coeficiente de Joule-Thompson de los fluidos. Los autores presentaron versiones simplificadas para el caso de flujos monofásicos de gas o líquido, así como para sistemas bifásicos de aceite negro. Este modelo es uno de los utilizados en la práctica ingenieril.

## 2.4 Implementación de la inyección de vapor en México

En México, la inyección de vapor comenzó a implementarse exitosamente en el campo Samaria Neógeno con una prueba piloto en el año 2009. El campo está ubicado en la Cuenca Terciaria en el sureste de México, a 20 km de Villahermosa, Tabasco (**Figura 2.4**), y fue descubierto en el año 1960. Está conformado por diferentes cuerpos arenosos que albergan un volumen original estimado en 650 MMbbls de petróleo extrapesado y una reserva de 129 MMbbls al año 2013. El aceite producido tiene una densidad menor de 10 °API y su viscosidad varía entre 1,000 a 5,000 cP a condiciones de yacimiento (Arteaga, 2013).

La producción neta en frío obtenida inicialmente con bombeo mecánico varió entre 70 y 280 bpd en pozos verticales; en pozos horizontales fue de hasta 400 bpd. Después de la estimulación cíclica con vapor, se registraron incrementos de producción que alcanzaron valores de entre 615 y 1,700 bpd en los pozos verticales.

Después de dos años y medio de haber iniciado la prueba piloto con la inyección cíclica de vapor, se produjeron 1.8 MMbbls de aceite. Al año 2013, se habían invertido 73 MMUSD y los ingresos fueron de 181 MMUSD, considerando un precio de 100 USD/bl (Arteaga, 2013).

Para la prueba piloto, se seleccionó una zona con más de seis cuerpos de arenas con un espesor impregnado mayor de 10 metros, y en la cual se disponía de la infraestructura mínima requerida. Se perforaron cuatro pozos verticales, tres horizontales y uno desviado a una profundidad de entre 700 a 1000 metros, para analizar diferentes geometrías. En la prueba, se evaluó la producción en frío y después de la inyección de vapor.

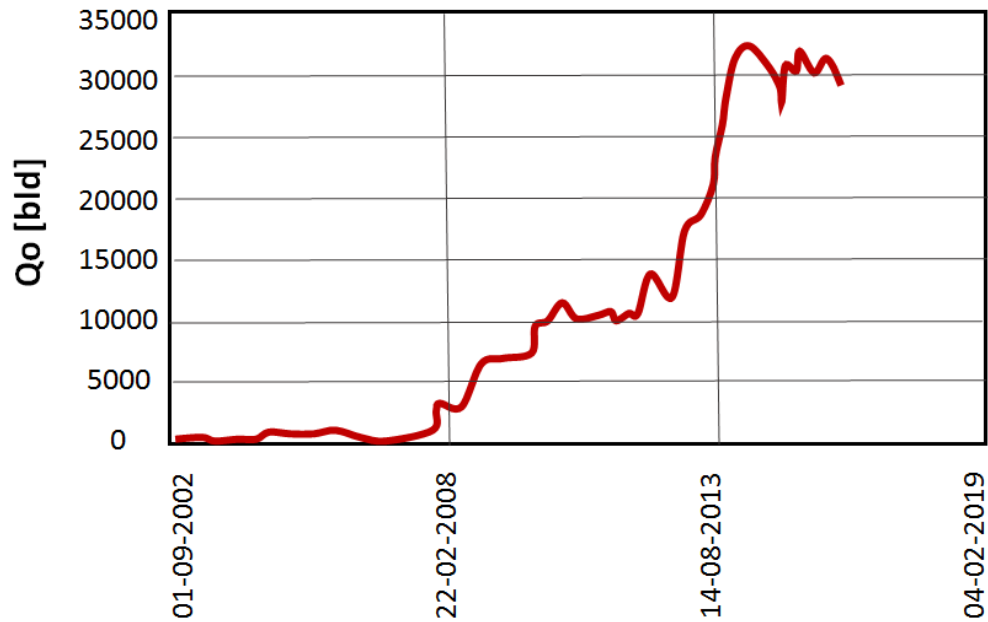


**Figura 2.4 Ubicación del campo Samaria-Neógeno (PEMEX, 2012)**

En los pozos, se probaron distintos diseños de aparejos y accesorios para resistir altas temperaturas y minimizar las pérdidas de calor. Los agujeros se entubaron debido al alto índice de saturación de agua; adicionalmente, se instalaron tuberías ranuradas para el control de arena, con disparos amplios. En los pozos verticales y el desviado se inyectaron entre 3,000 y 5,000 toneladas de vapor por pozo, a un gasto de 10 toneladas por hora. Con base en los resultados obtenidos con la inyección de vapor en los pozos horizontales, se optó por operarlos en frío.

Debido al gran éxito de la prueba piloto realizada, Pemex inició una etapa de masificación de la inyección de vapor en los pozos del campo. De esta manera,

entre los años de 2013 y 2015 se perforaron 151 pozos y la producción del campo llegó a 32,477 BPD (Flores, 2016). En la **Figura 2.5** se observa con claridad el incremento en la producción en el tiempo de la masificación de los proyectos de inyección de vapor en el campo.



**Figura 2.5** Histórico de producción. SAMARIA (Modificado de Flores, 2016)

## Capítulo 3

# Modelo Matemático

En este capítulo, se revisa el desarrollo de un modelo matemático para predecir los perfiles de presión y temperatura en pozos inyectores de vapor. Primero, se mencionan las consideraciones en la formulación del modelo; posteriormente, se presentan y discuten los modelos hidrodinámico y de transferencia de calor correspondientes.

### 3.1 Modelo físico

Las principales consideraciones en el planteamiento del modelo físico para describir la inyección de vapor a través de tuberías (**Figura 3.1**) son las siguientes:

- El flujo es en régimen permanente.
- El vapor no presenta condensación, por lo que el flujo es monofásico.
- El estado termodinámico del vapor es función de la presión y la temperatura, y puede obtenerse de tablas de vapor.
- El gasto másico de vapor, así como la presión y temperatura de inyección en la superficie, son constantes.
- El perfil geotérmico es lineal y se mantiene constante.

- Las resistencias térmicas del sistema (convección, conducción y radiación) se consideran en un coeficiente global de transferencia de calor
- El coeficiente global de transferencia de calor se mantiene constante en un valor promedio para el rango de temperatura característico del sistema analizado.
- El área de la sección transversal del aparato de inyección es constante.

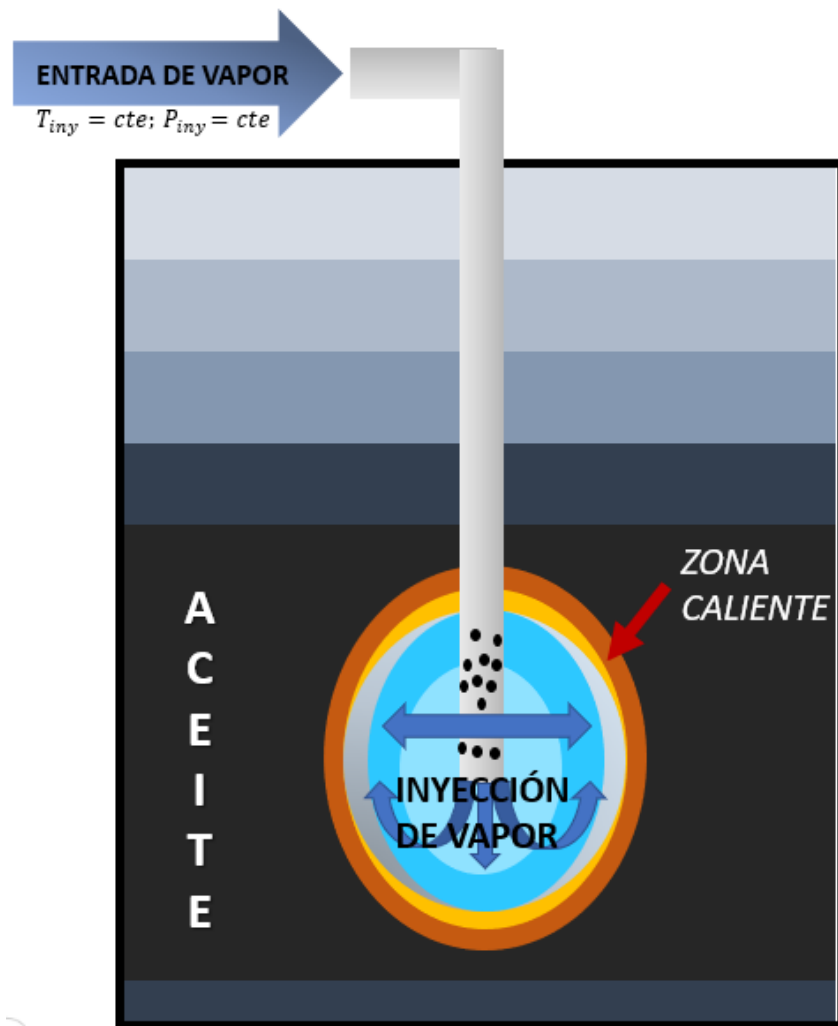


Figura 3.1 Esquema de inyección de vapor

En las secciones siguientes, se presentan los modelos hidrodinámico y de transferencia de calor propuestos para predecir los perfiles de presión y

temperatura en las sartas de inyección. Para tal efecto, se partió del modelo de Alves, Alhanati y Shoham (1992).

### 3.2 Modelo hidrodinámico

Para generar el modelo hidrodinámico se formulan las ecuaciones de conservación de masa y de balance de cantidad de movimiento en un volumen de control característico (**Figura 3.2**), como se describe a continuación.

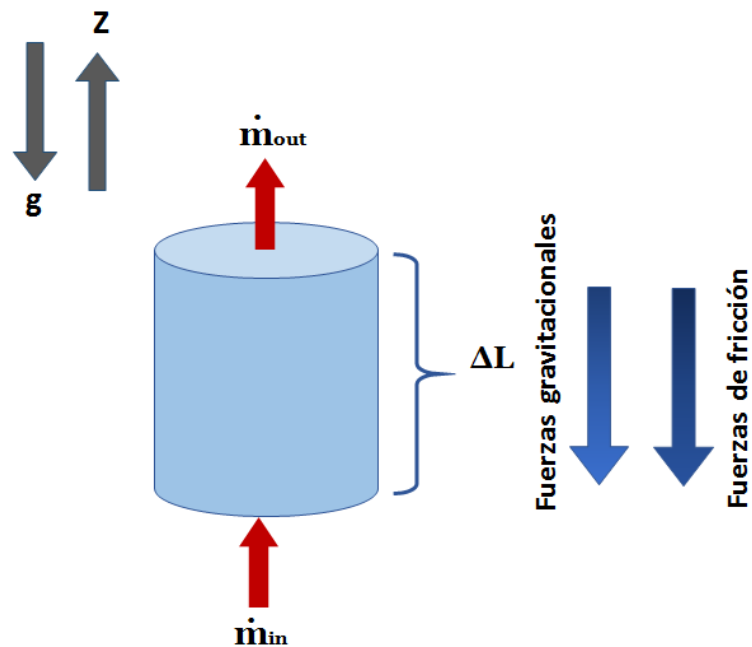


Figura 3.2 Volumen de control característico

- Ecuación de continuidad

En condiciones de régimen permanente, no hay acumulación de materia en el volumen de control. Por lo tanto, la ley de conservación de materia se expresa como:



$$\frac{d}{dx} (\rho * v * A) = 0. \quad \dots\dots 3.1$$

De esta manera, se cumple que:

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out}, \quad \dots\dots 3.2$$

donde  $\dot{m}_{in}$  es el gasto másico a la entrada, y es idéntico al gasto másico a la salida,  $\dot{m}_{out}$ .

- Ecuación de conservación de cantidad de movimiento (ECCM)

En la formulación de la ECCM, es necesario identificar las principales fuerzas que actúan sobre el sistema; éstas se indican en el volumen de control mostrado en la **Figura 3.3**. Esta figura, representa la dirección en la cual actúan las fuerzas que intervienen en el modelo. El ángulo de la tubería se toma con respecto a la horizontal y es positivo para pozos productores y negativo para los inyectores. El signo correcto del componente gravitacional estará establecido por el seno (theta).

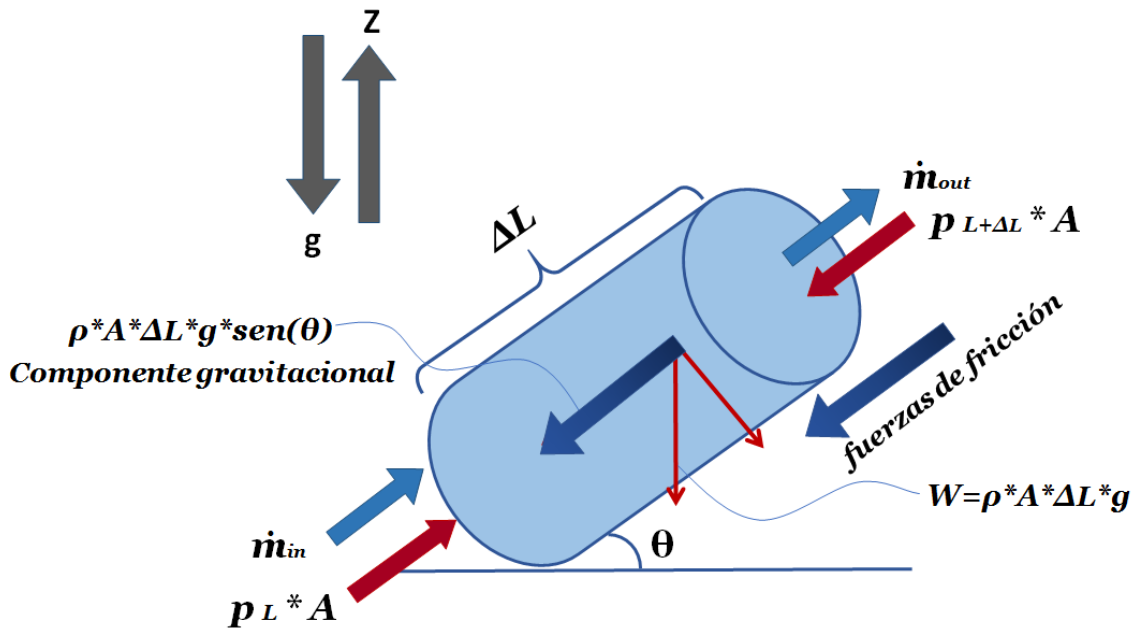


Figura 3.3 Balance de fuerzas que actúan en sistema

Realizando un balance de fuerzas sobre el volumen de control, se obtiene que:

$$\sum F_L = (p_L * A - p_{L+\Delta L} * A) - g * \rho * \Delta L * A * \text{sen}\theta - \tau_w * \pi * D * \Delta L, \quad \dots \quad 3.3$$

donde  $\tau_w$  se refiere al esfuerzo cortante entre el fluido y la superficie interna de la tubería, y se define como:

$$\tau_w = \frac{f_D * \rho * v^2}{8}. \quad \dots \quad 3.4$$

Debido a la condición de régimen permanente, entonces  $\sum F_L = 0$ . Por lo tanto, luego de dividir entre  $\Delta L$ , y sustituyendo la *Ecuación 3.4* se tiene que:

$$-\frac{\Delta p}{\Delta L} - \frac{f_D * \rho * v^2}{2 * D} - g * \rho * \text{sen}\theta = 0, \quad \dots \quad 3.5$$

Aplicando el límite cuando  $\Delta L$  tiende a cero, se obtiene la ecuación del gradiente de presión:

$$-\frac{dp}{dL} = \rho * g * \text{sen}(\theta) + \frac{f * \rho * v^2}{2 * D}. \quad \dots \quad 3.6$$

### 3.3 Modelo de transferencia de calor

En un sistema abierto, además de las posibles interacciones con los alrededores en forma de calor y trabajo, el fluido transporta energía a través de las fronteras del volumen de control; este transporte de energía puede expresarse como:

$$\dot{m} * \left( u + \frac{1}{2} v^2 + gz \right), \quad \dots \quad 3.7$$

donde  $u$  es la energía interna (térmica) específica y  $\left( \frac{1}{2} v^2 + gz \right)$  la energía mecánica (cinética y potencial) por unidad de masa.

Al aplicar la primera ley de la termodinámica (ver capítulo 1) al sistema en estudio, es conveniente diferenciar el trabajo de flujo por unidad de masa en cada frontera como  $p/\rho$ ; otras formas de trabajo no se consideran relevantes en el siguiente desarrollo. De esta manera, considerando flujo en régimen estacionario y que no existe generación de energía térmica en el volumen de control, se tiene que:

$$\rho v A * \left( u + \frac{p}{\rho} + \frac{1}{2} v^2 + g z \right)_L - \rho v A * \left( u + \frac{p}{\rho} + \frac{1}{2} v^2 + g z \right)_{L+\Delta L} + \dots = -q'' \pi d \Delta L. \quad 3.8$$

El signo del ritmo de transferencia de calor en la Ecuación 3.8 es negativo debido a que el fluido cede calor hacia los alrededores (**Figura 3.4**). Ahora bien, aplicando el límite cuando  $\Delta L$  tiende a cero, esta ecuación se puede reescribir en su forma diferencial en términos de la entalpia como:

$$\frac{d}{dL} \left[ \rho * v * \left( h + \frac{1}{2} v^2 + g z \right) \right] = - \frac{q'' \pi d}{A}. \quad 3.9$$

El flujo de calor,  $q''$ , puede expresarse en términos del coeficiente global de transferencia de calor ( $U$ ), la temperatura media del fluido ( $T$ ) y la temperatura en las vecindades del pozo ( $T_e$ ), de tal manera que:

$$q'' = U * (T - T_e). \quad 3.10$$

Es importante mencionar que la temperatura en las vecindades del pozo ( $T_e$ ) se calcula a la profundidad de interés con base en datos del gradiente geotérmico; en este trabajo, se considera un perfil lineal constante desde la temperatura en la superficie hasta el fondo del pozo.

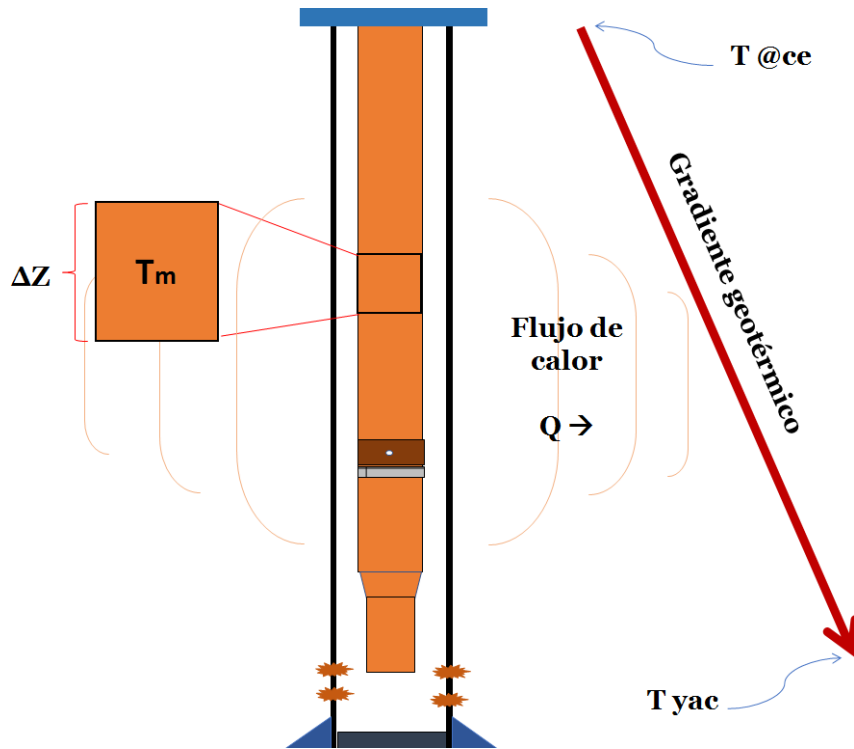


Figura 3.4 Transferencia de calor desde el pozo hacia sus alrededores

Al desarrollar la derivada indicada en la ecuación 3.9, despreciando la variación de la velocidad y considerando la ecuación 3.1, puede demostrarse que:

$$\frac{dh}{dL} = -g \sin \theta - \frac{U * \pi * D}{\dot{m}} (T - T_e), \quad \dots\dots 3.11$$

donde se ha realizado la sustitución:

$$\frac{dz}{dL} = \sin \theta. \quad \dots\dots 3.12$$

De esta manera, el modelo matemático utilizado en este trabajo para calcular los perfiles de presión y temperatura en la sarta de inyección de vapor está conformado por las ecuaciones 3.1, 3.6 y 3.11; para resolverse este sistema de ecuaciones, se desarrolló el programa computacional descrito en el capítulo 4.

### 3.1.1 Cálculo de coeficiente global de transferencia

Como se mencionó en el *Capítulo 1*, el coeficiente global de transferencia de calor,  $U$ , está en función del área y la resistencia térmica total  $R_{Total}$ . Para el cálculo riguroso de  $R_{Total}$ , deben considerarse los tres modos de transferencia de calor que existen en el sistema.

En el caso de los pozos inyectores de vapor, las resistencias térmicas más relevantes son (**Figura 3.5**):  $R_{conv.TP}$ , convección al interior de la sarta de inyección;  $R_{cond.TP}$ , conducción a través de la TP;  $R_{cond.TR}$ , conducción a través de la TR,  $R_{cond.cem}$ , conducción a través de la cementación;  $R_{Terr}$ , conducción, convección y/o radiación transmitida hacia el terreno y; finalmente,  $R_{rad.TP}$ , por radiación en la TP.

Por lo tanto:

$$R_{Total} = R_{conv.TP} + R_{cond.TP} + R_{cond.TR} + R_{cond.cem} + R_{rad.TP} + R_{Terr} \quad \dots \quad 3.13$$

Las ecuaciones correspondientes a las resistencias térmicas por conducción, convección y radiación en cilindros se pueden consultarse en el capítulo 1.

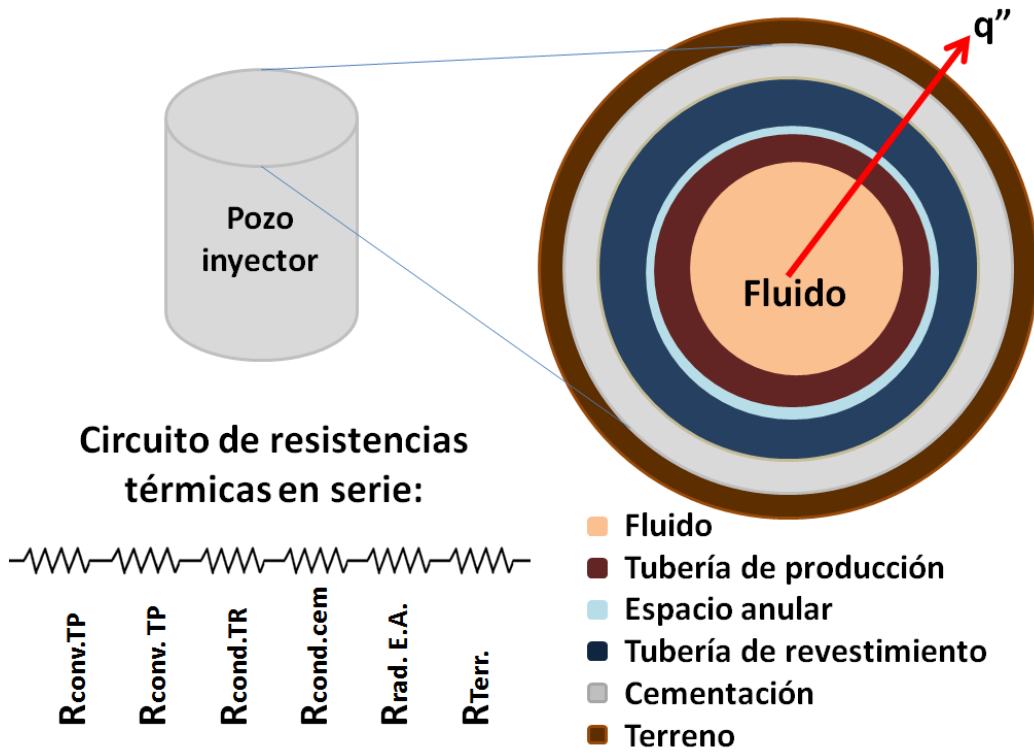


Figura 3.5 Representación del circuito de resistencias térmicas en pozos inyectoros

## Capítulo 4

# Programa computacional

En este capítulo, se describe el programa computacional desarrollado para estimar los perfiles de presión y temperatura en sartas de inyección de vapor, así como para generar mapas de condiciones ideales de operación. Se indican los datos de entrada y los resultados del programa, y se mencionan sus funcionalidades. Finalmente, se presenta un ejemplo de uso.

### 4.1 Descripción del programa

Con base en el modelo descrito en el capítulo 3, se desarrolló un programa computacional que permite:

- 1) Calcular los perfiles de presión y temperatura en la sarta de inyección de vapor.
- 2) Generar mapas para identificar las condiciones ideales de operación para que éste garantice la existencia de vapor al fondo.

El programa fue desarrollado en *Visual Basic para Excel* y cuenta con una interfaz gráfica amigable con el usuario, como se describe más adelante.

### 4.1.1 Datos de entrada

Las parámetros de entrada del programa son:

1. Profundidad del pozo
2. Diametro de la tubería
3. Rugosidad de la tubería
4. Gasto másico de inyección
5. Presión de inyección
6. Temperatura de inyección
7. Temperatura en la superficie
8. Temperatura del yacimiento
9. Presión a condiciones de yacimiento
10. Coeficiente global de transferencia de calor

En el caso de la opción correspondiente a la *generación de mapa de selección de condiciones ideales de operación*, los valores de *Presión* y *Temperatura* de inyección no serán requeridos.

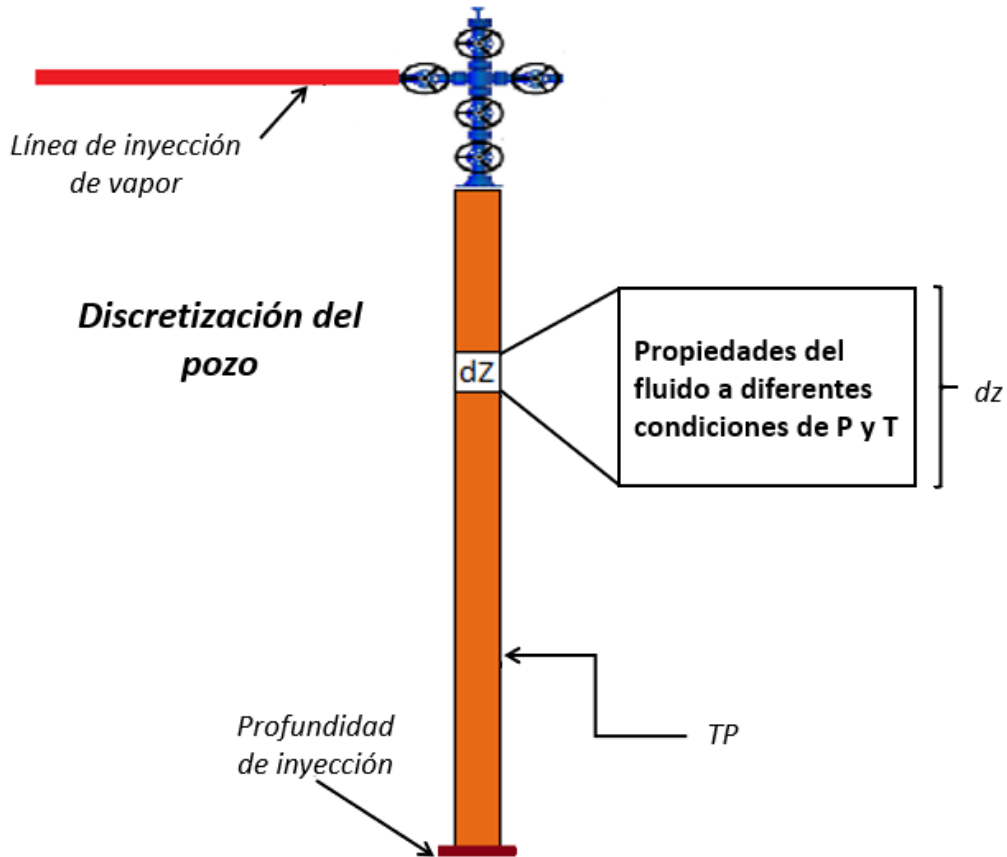
### 4.1.2 Funcionalidades

En el cálculo interno del programa, se inicia asignando las variables de entrada. Una vez obtenido lo anterior, se discretiza el pozo en diferenciales de longitud (**Figura 4.1**).

En cada elemento de la discretización o celda numérica, las propiedades del vapor se calculan en función de la presión y temperatura promedios. Estos valores se determinan a partir de la presión y temperatura conocidas a la entrada de la celda numérica y los valores supuestos a la salida. El algoritmo continúa con el cálculo de la presión y la temperatura a la salida a partir de las ecuaciones de gradiente correspondientes (capítulo 3). Si los valores calculados son diferentes a los supuestos, será necesario continuar iterando hasta satisfacer el criterio de



convergencia establecido. El proceso prosigue hasta recorrer todas las celdas numéricas.



**Figura 4.1** Discretización del pozo

Cabe destacar que las propiedades del vapor se calculan con tablas termodinámicas (Incropera et al., 2006; Beaton, 1986); en cada iteración, se obtienen la densidad, viscosidad y entalpía. En la **Figura 4.2** se ejemplifica el código utilizado para la interpolación de las tablas de vapor.

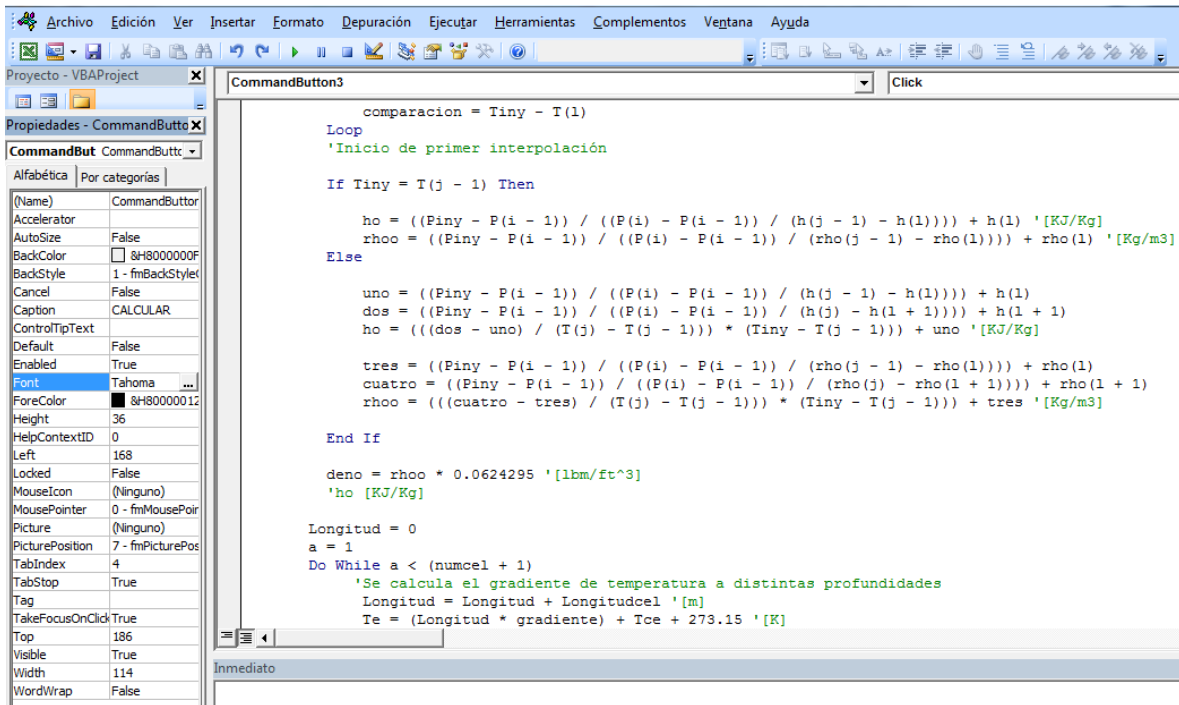


Figura 4.2 Código del programa de cómputo

Los gráficos de los perfiles típicos de presión y temperatura que genera el programa se presentan en la **Figura 4.3**. Por otra parte, la **Figura 4.4** muestra uno de los mapas generados para identificar las condiciones ideales de operación; los círculos verdes indican flujo monofásico en todo el pozo, mientras que los marcadores rojos corresponden a condiciones que derivan en la condensación del vapor. Para construir los mapas, se fija la presión de inyección y se realiza un barrido con diferentes valores de temperatura de inyección; en cada caso, el programa detecta cuando se presenta la condensación en algún punto a lo largo de la tubería y se marca según corresponda.

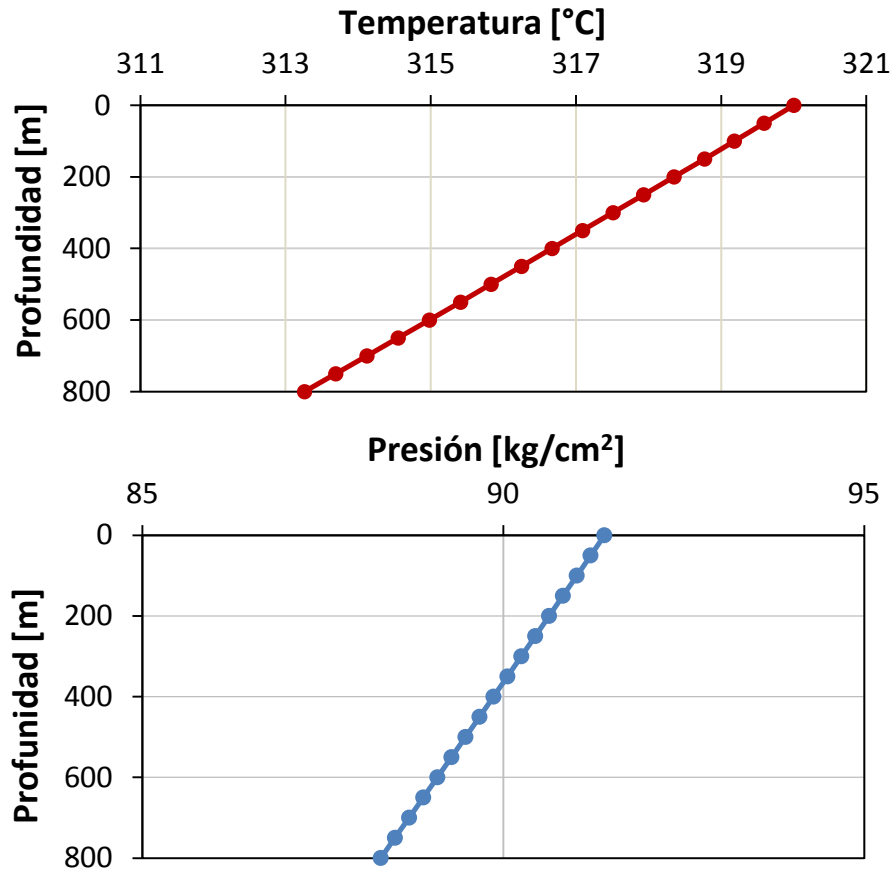


Figura 4.3 Perfiles de presión y temperatura generados

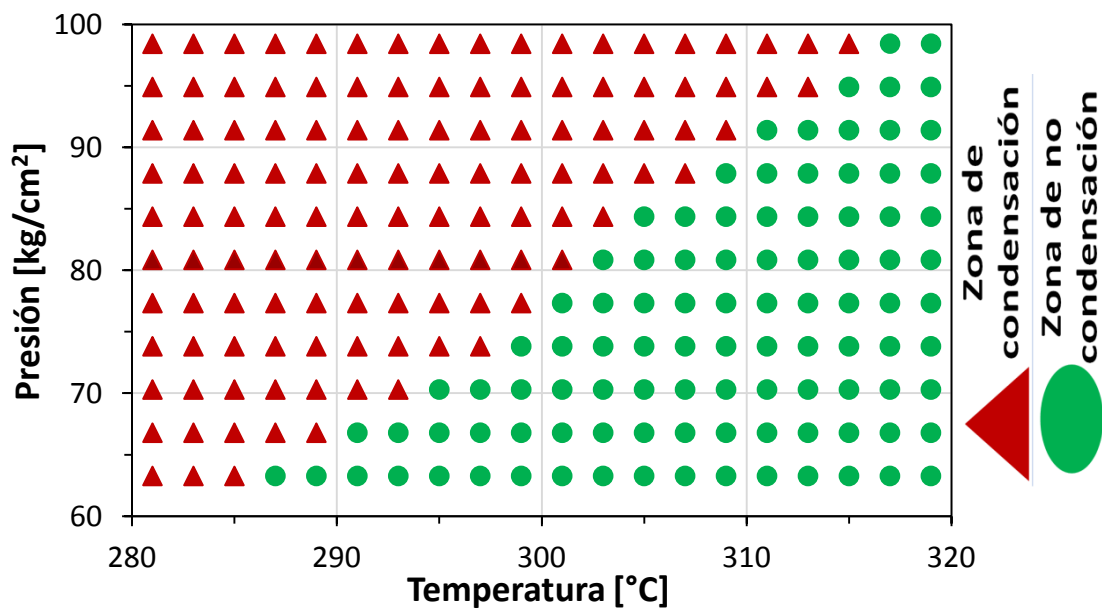


Figura 4.4 Mapa típico para la selección de condiciones ideales de operación

## 4.2 Ejemplo de aplicación

La interfaz del programa se diseñó para resultar amigable al usuario. Los pasos para calcular los perfiles de presión y temperatura, así como para generar los mapas de condiciones ideales de operación, son los siguientes:

- 1) Seleccionar la opción deseada en la interfaz principal del programa (**Figura 4.5**).
- 2) Introducir los datos de entrada del problema (**Figura 4.6**).
- 3) Si se seleccionó la opción de cálculo de los perfiles, al presionar el botón “calcular” se despliegan los gráficos mostrados en la **Figura 4.7**.

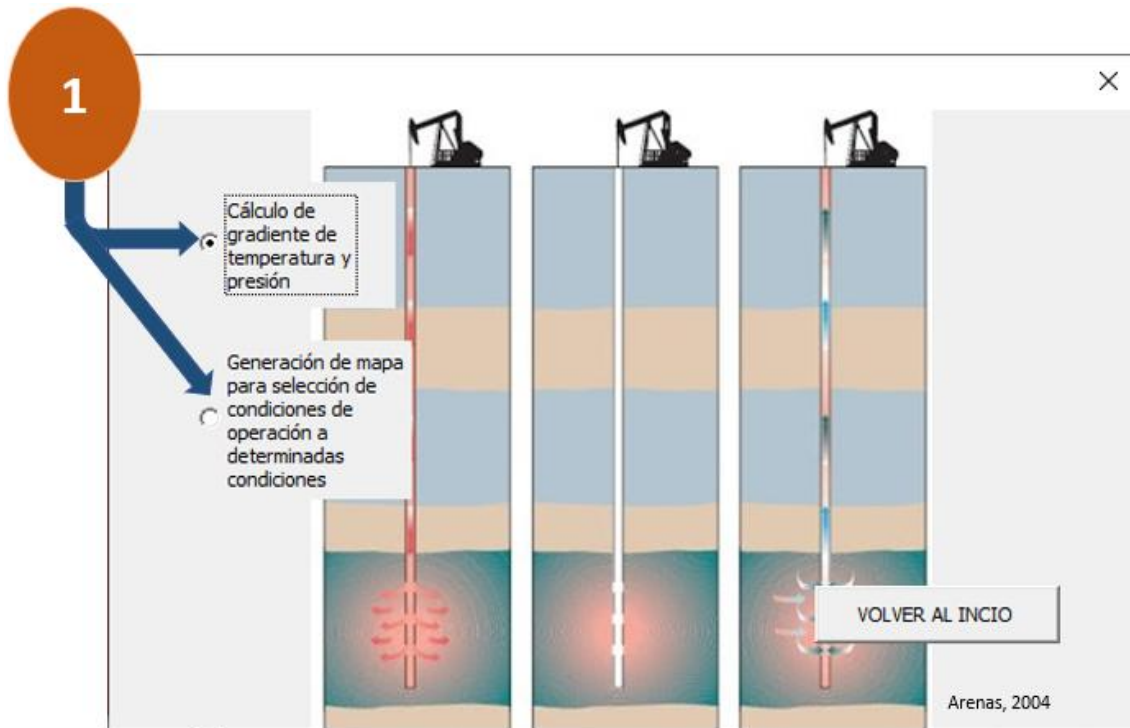


Figura 4.5 Interfaz principal de la herramienta computacional

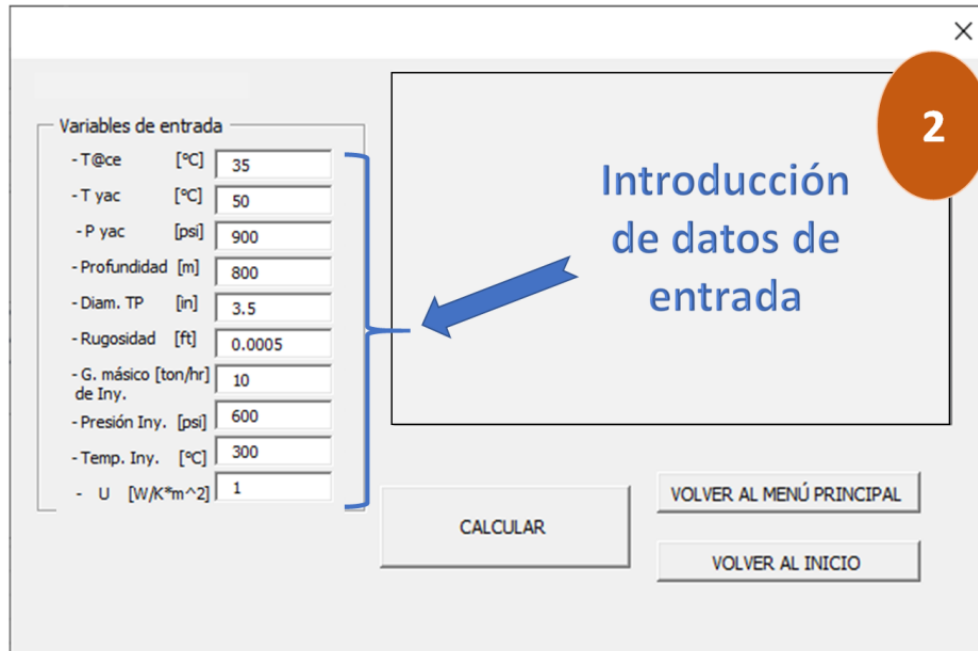


Figura 4.6 Introducción de los datos de entrada.



Figura 4.7 Perfiles de presión y temperatura

4) Si se seleccionó la opción para generar los mapas, al presionar el botón “Calcular”, se despliega el mapa correspondiente (**Figura 4.8**). La región a

la derecha de la curva corresponde a las condiciones ideales de operación que garantizan la no condensación del vapor. A la izquierda de la curva, se muestran aquellas condiciones que derivan la condensación del vapor en algún punto del pozo.

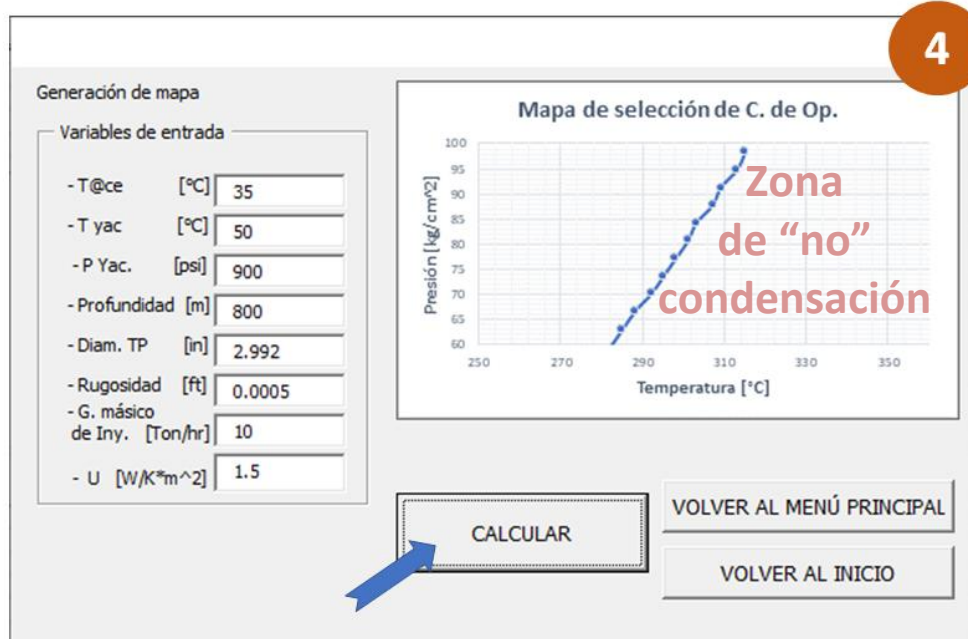


Figura 4.8 Mapa de condiciones ideales de operación

## Capítulo 5

# Estudios paramétricos

En este capítulo, se describen las características del pozo tipo considerado en este trabajo para estudiar la hidrodinámica y la transferencia de calor en tuberías para la inyección de vapor. Se presentan y discuten estudios paramétricos con variables selectas del sistema, con el objetivo de investigar su efecto sobre las fronteras de condensación – no condensación en mapas que muestran las condiciones ideales de operación en la superficie.

### 5.1 Descripción del pozo tipo

El pozo tipo considerado en este estudio corresponde a un campo terrestre ubicado en el sureste de México, con las propiedades indicadas en la **Tabla 5.1**. El yacimiento está conformado por depósitos de arenas fluviales en formaciones del Plioceno, a una profundidad que varía entre los 700 y 1000 metros. El campo tiene un volumen original de 650 MMB de petróleo extrapesado y una reserva de 129 MMB (Arteaga, 2012). A partir del año 2009, se implementó la inyección de vapor como método de recuperación mejorada.

**Tabla 5.1 Propiedades del yacimiento**

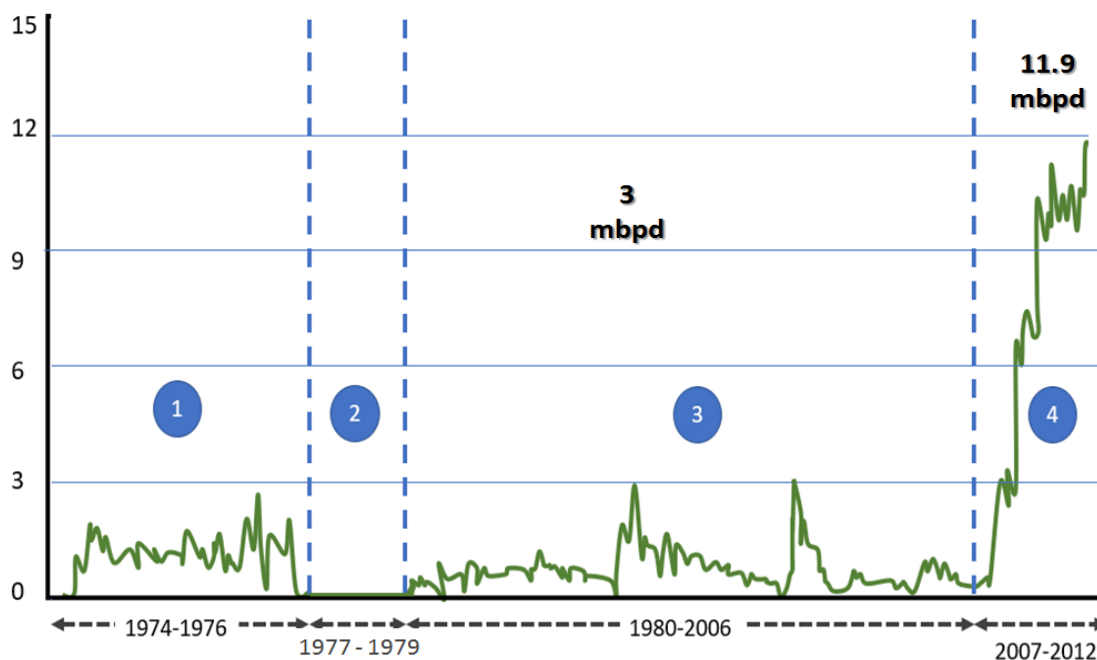
Propiedad	Valor	Unidades
Densidad del aceite	5 a 10	[°API]
Viscosidad del aceite	6000 a 45000	[cP]
Profundidad	800 a 1000	[m]
Espesor de la formación	>20	[ft]
Temperatura del Yac.	50	[°C]
Porosidad	20 a 40	%
Permeabilidad	3000 a 5000	[mD]
Índice de saturación del agua	10 a 20	%

Las principales etapas de producción del campo son las siguientes (Flores, 2006):

- Etapa 1 (1964-1976). Se descubre el Campo Samaria Neógeno con la perforación del pozo Samaria 2 productor de aceite (14° API), con una producción aproximada de 94 bpd. Se efectúa el desarrollo inicial del campo con la perforación de 20 pozos y una producción máxima de 2800 bpd.
- Etapa 2 (1977-1979). Se realiza un descubrimiento de arenas productoras en el Mesozoico y sucede un cierre total en la producción del campo.
- Etapa 3 (1980-2006). Se reparan 17 pozos reactivando la producción de aceite. Debido a ser arenas poco consolidadas la mayoría de los pozos presentan arenamiento y con el paso del tiempo un alto corte de agua. En esta etapa se alcanzó un pico de producción de 3000 bpd.
- Etapa 4 (2007-2012). Es una etapa muy productiva con la perforación de 71 pozos, 74 reparaciones mayores e introducción de sistemas artificiales. Además, se implementa la inyección de vapor como método de recuperación mejorada en el año 2009, obteniendo buenos resultados.

En la **Figura 5.1** se presenta el histórico de producción del campo, donde se indican las etapas antes descritas.





**Figura 5.1 Etapas de producción del campo seleccionado (Modificado de Flores, 2006)**

Con respecto a la terminación del pozo tipo, en la **Figura 5.2** se muestra el estado mecánico y puede mencionarse lo siguiente:

- 1) El pozo es totalmente vertical y tiene una longitud de 840 m; la profundidad del punto de inyección/producción está localizado a 800 m.
- 2) Las tuberías de revestimiento y de producción son de 7" y 3.5", respectivamente.
- 3) Se usó una lechada de 55% de sílica (Arteaga,2012) con el propósito de tratar de evitar fallas en la cementación y agrietamiento debido a las altas temperaturas esperadas superiores a 350 °C durante la inyección.

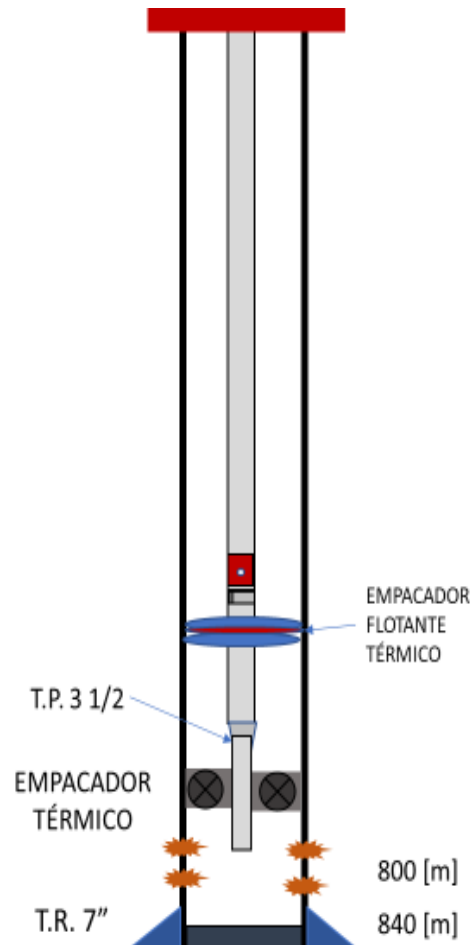


Figura 5.2 Estado mecánico del pozo tipo

## 5.2 Caso base

Los datos más relevantes correspondientes al caso base del presente estudio se indican en la **Tabla 5.2**. Al respecto, es importante destacar que el valor de 100% considerado para la calidad del vapor en la superficie es ideal.

Con base en los datos del pozo tipo se generó una simulación en el programa computacional desarrollado. A continuación, se discuten los resultados obtenidos.

**Tabla 5.2 Datos para el caso base**

Propiedad	Valor	Unidad
Diámetro externo de TP	3.5	[in]
Diámetro externo de TR	7	[in]
Profundidad del pozo	800	[m]
Presión de inyección	92	[kg/cm <sup>2</sup> ]
Temperatura de inyección	320	[°C]
Calidad del vapor	100	%
Coef. global de transferencia de calor	2	[W/K/m <sup>2</sup> ]
Gasto másico de vapor	10	[ton/h]
Temperatura ambiente en la superficie	35	[°C]
Temperatura del yacimiento	50	[°C]

### 5.2.1 Perfiles de presión y temperatura

El perfil de presión calculado a lo largo del pozo se muestra en la **Figura 5.3**. Como puede observarse, la presión se redujo aproximadamente 3 kg/cm<sup>2</sup> desde la superficie hasta el fondo. Esto se atribuye al efecto contrario que tienen la fricción y la carga hidrostática sobre el gradiente de presión total; por una parte, la fricción siempre genera una caída de presión en la dirección del flujo; por otra lado, la presión se incrementa con la profundidad por el efecto de la columna de fluido. En el caso analizado, predomina el efecto de la fricción.

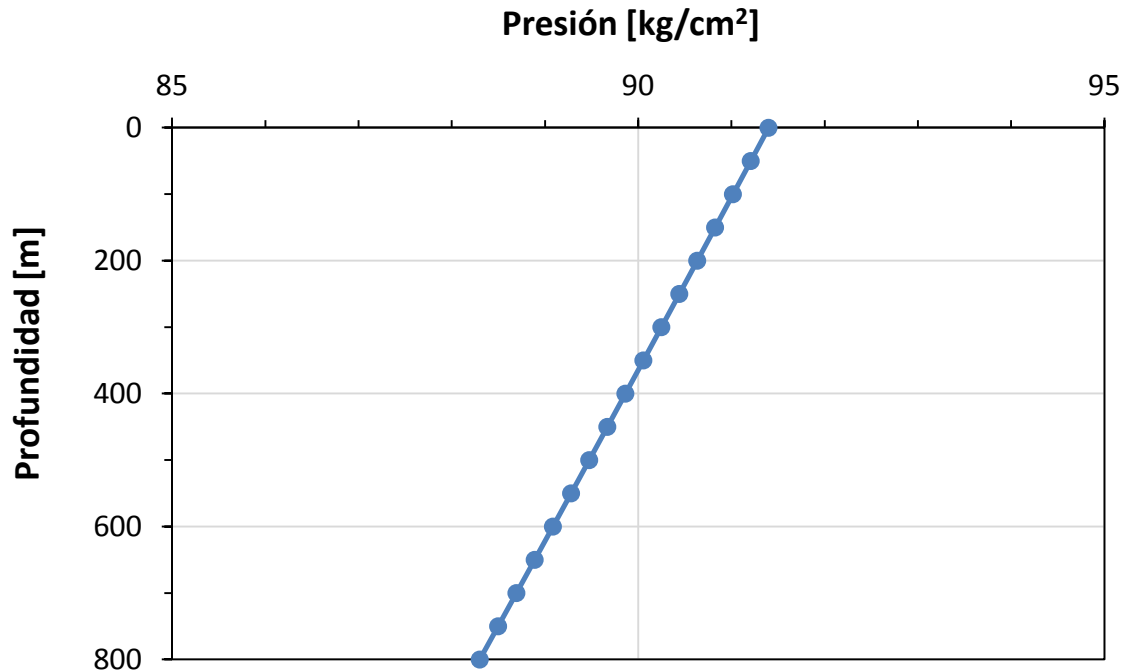


Figura 5.3 Perfil de presión (caso base)

Con respecto a la temperatura, en la **Figura 5.4** se observa que ésta disminuye aproximadamente 7 °C desde la superficie hasta el fondo del pozo. Es claro, que la temperatura del vapor disminuye porque éste cede calor radialmente hacia los alrededores, ya que se encuentra a una mayor temperatura.

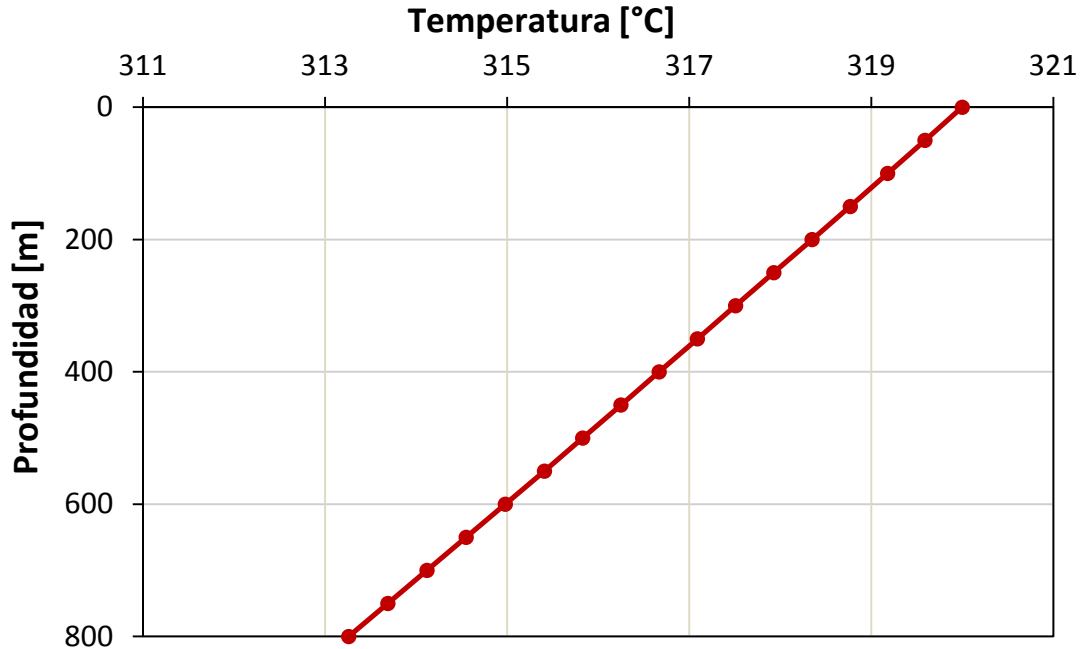


Figura 5.4 Perfil de temperatura (caso base)

### 5.2.2 Mapa de condiciones ideales de operación en la superficie

El *mapa de selección de condiciones ideales de operación* generado para el caso base se muestra en la **Figura 5.5**; este mapa permite identificar las condiciones de presión y de temperatura de inyección en la superficie que garantizan que el vapor no se condensa en el pozo.

En el mapa se muestra la frontera de condensación-no condensación, la cual se extiende desde una temperatura de 284 hasta 316 °C conforme la presión se incrementa de 60 a 100 kg/cm<sup>2</sup>. Del lado derecho, se tienen las condiciones ideales de presión y temperatura de inyección; entre más a la izquierda de la frontera se encuentre el punto de operación en una aplicación práctica, mayor será la condensación en el pozo.

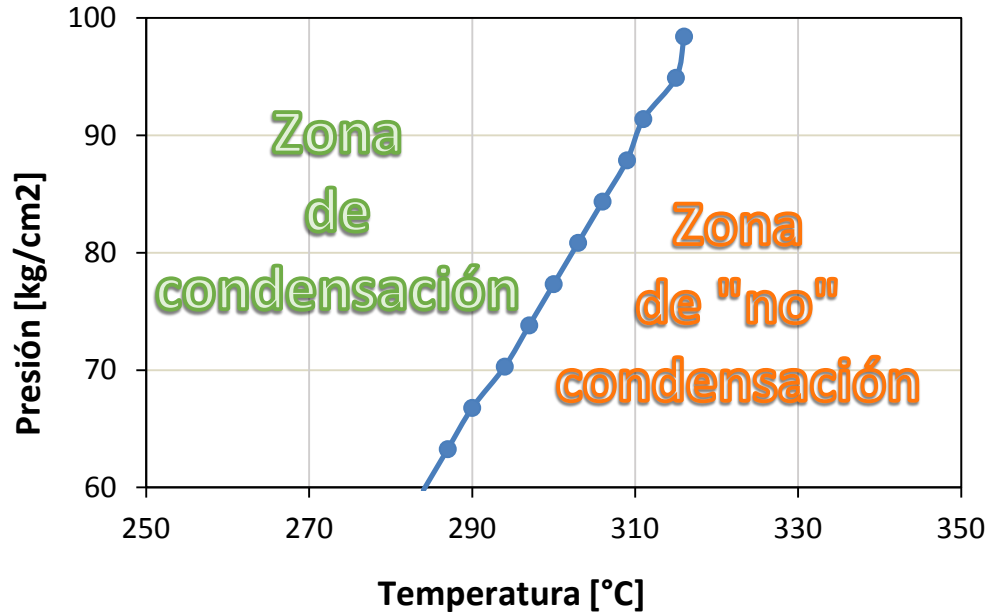


Figura 5.5 Mapa de selección de condiciones ideales de operación (caso base)

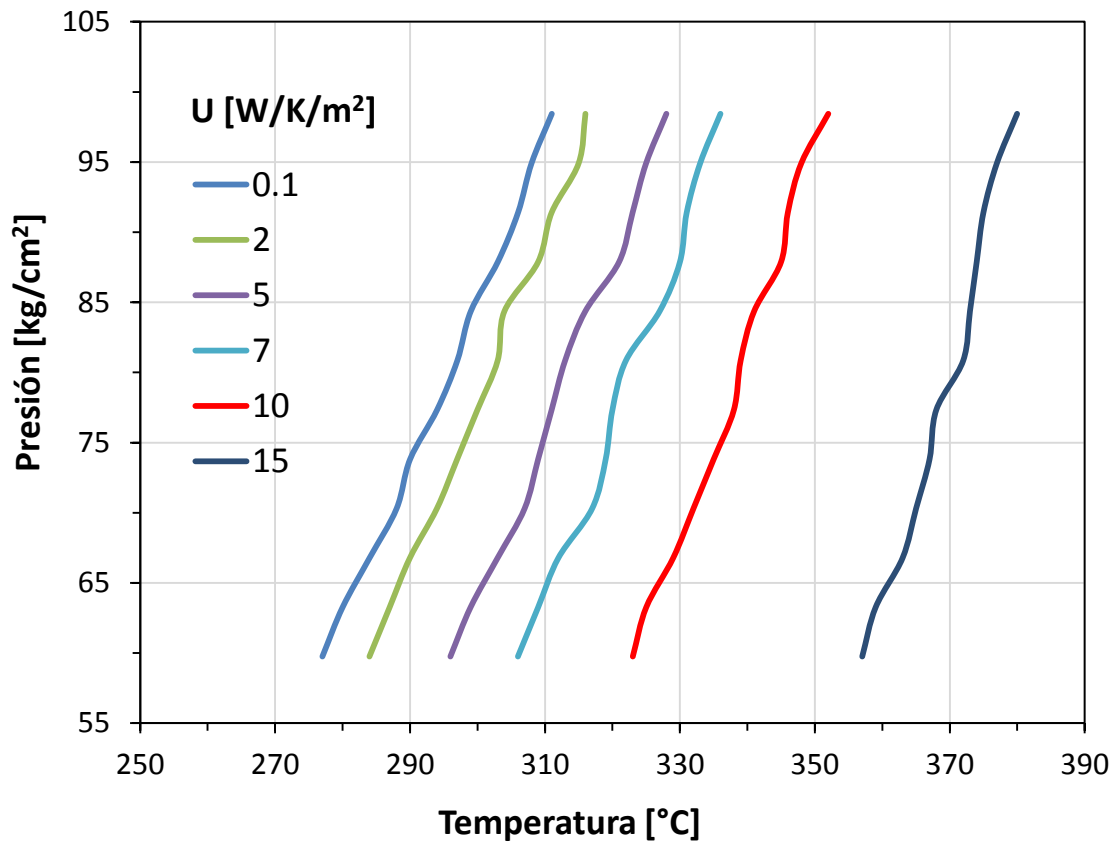
### 5.3 Efecto de coeficiente global de transferencia, $U$

La **Figura 5.6** muestra el comportamiento de la frontera entre las regiones de condensación y de no condensación, para diferentes valores de  $U$  en el rango de 0.1 a 15 [W/K/m<sup>2</sup>]. El caso base ( $U = 2$  W/K/m<sup>2</sup>) se muestra con línea de color verde.

Como puede observarse, la región de no condensación se reduce conforme aumenta  $U$  para una misma presión de inyección, desplazándose hacia valores mayores de temperatura; esto se explica porque el ritmo de transferencia de calor del vapor hacia los alrededores se incrementa. Por lo tanto, se requerirá una mayor temperatura de inyección en la superficie para garantizar la existencia solo de vapor a lo largo del pozo. Por ejemplo, considerando los casos extremos ( $U = 0.1$  y  $U = 15$  W/K/m<sup>2</sup>) a una presión de ~95 [kg/cm<sup>2</sup>], se observa que las temperaturas mínimas requeridas para alcanzar la zona libre de condensación son 308 y 377 °C, respectivamente.

Por otra parte, si la temperatura de inyección se mantiene constante, entonces la presión en la superficie debe disminuirse para evitar la formación de condensados; sin embargo, puede ocurrir que la presión en el fondo sea insuficiente para lograr la inyección en el yacimiento.

De acuerdo con los resultados obtenidos, es recomendable calcular de forma rigurosa el coeficiente global de transferencia de calor en una aplicación de campo para evitar o minimizar la condensación del vapor.



**Figura 5.6 Comparación de las fronteras del mapa de selección de condiciones de operación calculadas con diferentes valores del coeficiente global de transferencia de calor, U.**

## 5.4 Diámetro de la TP

Se analizó el efecto del diámetro de la tubería de producción sobre la frontera de condensación; se consideraron valores de 2.992", 3.958", 5" y 6". Se muestran resultados para valores de  $U$  de 2 y 7 W/K/m<sup>2</sup>. Los resultados obtenidos se presentan en la **Figura 5.7**. Cabe mencionar que el valor de  $U$  se mantuvo constante en las simulaciones para efectos de la comparación, aunque es claro que depende del diámetro.

En todos los casos analizados, la Figura 5.7 muestra que el incremento del diámetro resulta en un desplazamiento de la frontera hacia valores mayores de temperatura, reduciendo la región libre de condensación. Esto se atribuye a que el área transversal al flujo de calor aumenta, lo cual favorece que la temperatura disminuya en el pozo y que el vapor se condense.

Ahora bien, para  $U = 2$  W/K/m<sup>2</sup>, se observa que el incremento del diámetro de la tubería de producción no tiene un efecto significativo sobre la frontera. Por ejemplo, la separación entre las fronteras correspondientes a los diámetros de 2.992" y 6" es de aproximadamente 5 °C. Esto se explica por el valor de  $U$  es relativamente bajo.

El efecto más importante del incremento del diámetro se observa cuando  $U = 7$  W/K/m<sup>2</sup> debido a que aumenta la transferencia de calor del vapor hacia los alrededores; en este caso, hay una diferencia de temperatura de casi 40 °C entre las fronteras correspondientes a los diámetros de 2.992" y 6".

A partir de los resultados mostrados, la temperatura en la frontera se incrementa aproximadamente en 25 °C cuando el diámetro se mantiene en 2.992" y  $U$  aumenta de 2 a 7 W/K/m<sup>2</sup>; el incremento correspondiente a la tubería de 6" es de 50 °C.



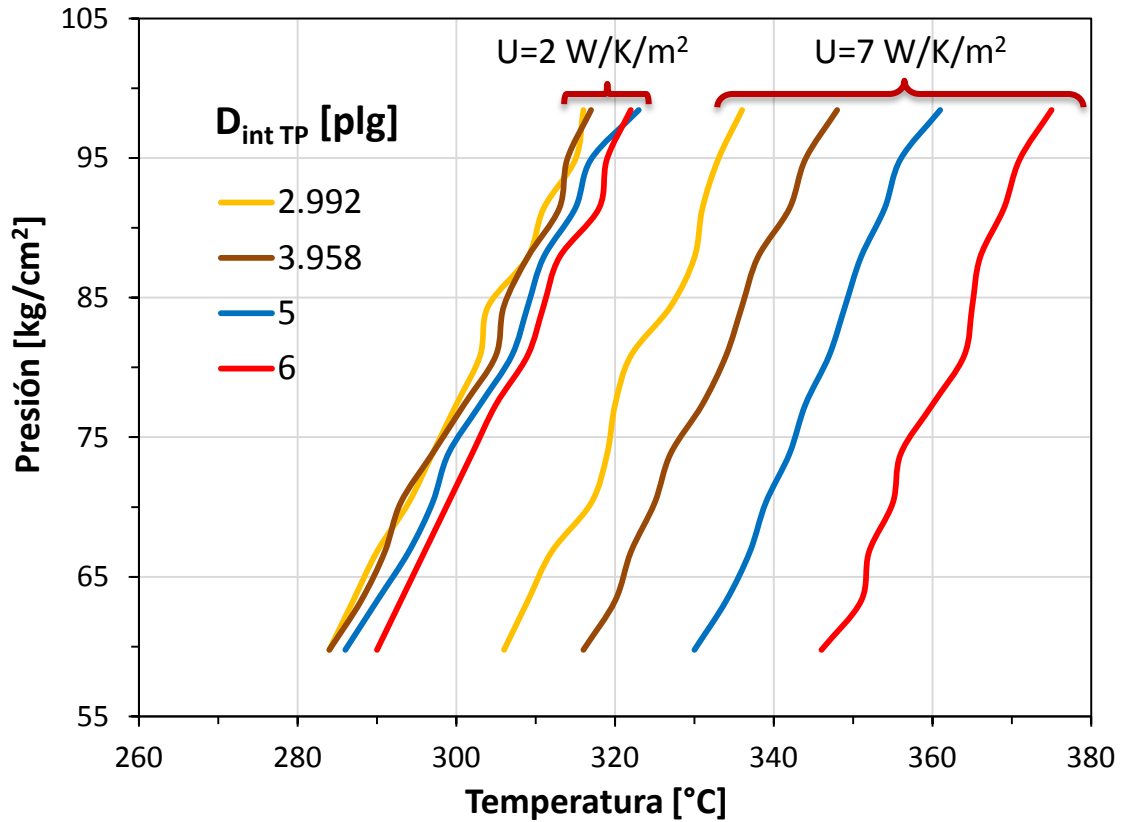


Figura 5.7 Comparación de las fronteras del mapa de selección de condiciones de operación calculadas con diferentes valores del diámetro interno de la tubería de producción (TP).

## 5.5 Gasto de la inyección

En la **Figura 5.8** se presentan los resultados obtenidos con relación al efecto del gasto másico de vapor inyectado sobre la frontera de condensación; se consideraron gastos de 7, 10 y 13 ton/h, para valores de U de 2 y 7 W/K/m<sup>2</sup>.

De acuerdo con la Figura 5.8, la región libre de condensación se amplía cuando aumenta el gasto másico de vapor; de esta manera, la frontera se desplaza hacia valores menores de temperatura; esto es más pronunciado conforme aumenta el valor de U. Este comportamiento se explica al considerar que el tiempo de

residencia del vapor en el pozo será menor conforme aumente el gasto de inyección; por lo tanto, llega más caliente al fondo.

En el caso de  $U = 2 \text{ W/K/m}^2$ , el gráfico muestra que el gasto másico de inyección no tiene un efecto significativo sobre la frontera; como en el análisis del efecto del diámetro, esto se atribuye a que el valor de  $U$  es relativamente bajo. Ahora bien, cuando  $U = 7 \text{ W/K/m}^2$  y la presión se mantiene constante, la temperatura en la frontera se reduce aproximadamente en  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  con el incremento del gasto de 7 a 13 ton/h.

Para finalizar, es importante observar que el efecto de la reducción de la temperatura en la frontera disminuye paulatinamente conforme el gasto continúa incrementándose. Por lo tanto, en una aplicación práctica deberá calcularse el valor óptimo de gasto de inyección.

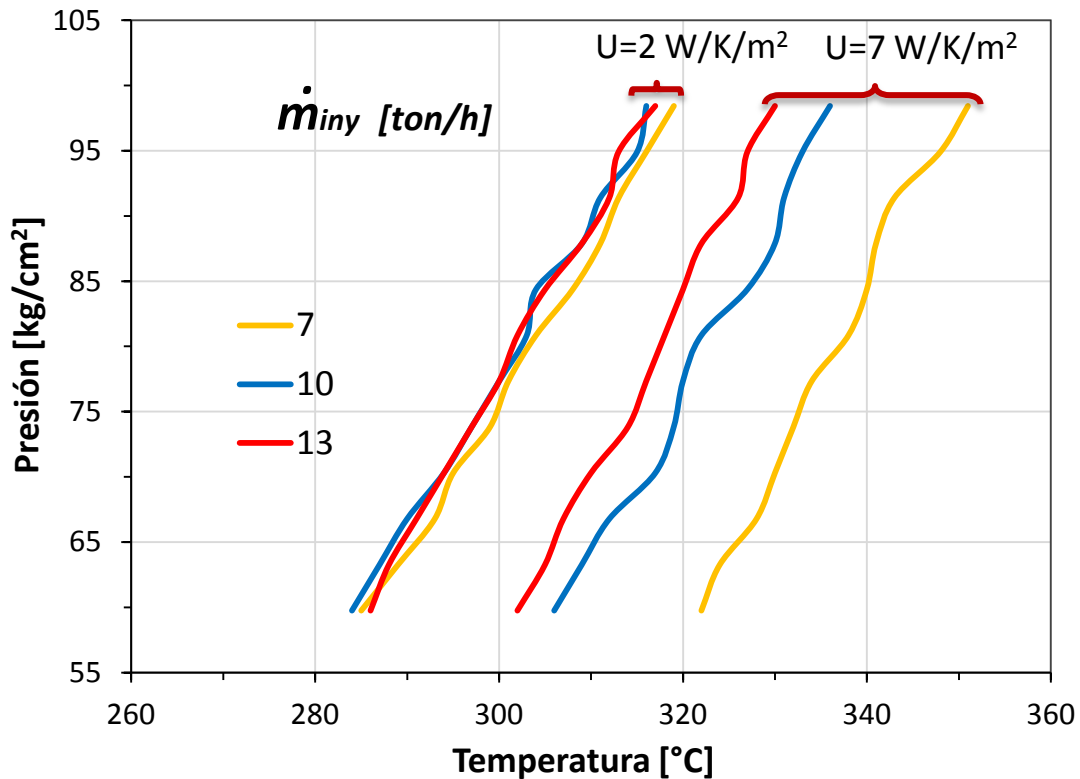


Figura 5.8 Comparación de las fronteras del mapa de selección de condiciones de operación calculadas con diferentes valores del gasto másico de inyección.

# Conclusiones y recomendaciones

## Conclusiones

- Se discutieron los diferentes métodos de recuperación mejorada en yacimientos, con énfasis en la inyección de vapor, tanto cíclica como continua; al respecto, se mencionaron criterios para la selección de ambos métodos, y se presentó un resumen de modelos existentes para describir sus principales aspectos hidrodinámicos y de transferencia de calor. Adicionalmente, se describió un caso exitoso de la inyección de cíclica de vapor en un campo productor de aceite pesado y extrapesado en México.
- Se formuló un modelo termo-hidrodinámico para calcular los perfiles de presión y temperatura en pozos durante la inyección de vapor. El modelo está basado en principios de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía en régimen permanente.
- Se desarrolló un programa computacional para resolver numéricamente el sistema de ecuaciones diferenciales que integran el modelo. El programa permite calcular perfiles de presión y temperatura en la sarta de inyección, así como generar mapas para seleccionar las condiciones ideales de presión y temperatura de inyección en la superficie para evitar la

condensación del vapor en el pozo. Se utilizó Visual Basic para Excel como entorno de programación.

➤ Con base en el programa desarrollado, se estudiaron los perfiles de presión y temperatura en un pozo tipo de un campo en México con inyección de vapor. Asimismo, se realizaron estudios paramétricos con base en mapas de condiciones de presión y temperatura de inyección en la superficie para variables selectas del sistema. Se concluyó lo siguiente:

- a) Conforme aumenta el coeficiente global de transferencia de calor,  $U$ , la región de condiciones ideales de inyección disminuye, de tal manera que la temperatura en la frontera condensación/no condensación aumenta para una misma presión de inyección. Por otra parte, si la temperatura de inyección se mantiene constante, entonces la presión en la superficie debe disminuirse para evitar la formación de condensados; sin embargo, puede ocurrir que la presión en el fondo sea insuficiente para lograr la inyección en el yacimiento.
- b) Cuando el valor de  $U$  es relativamente bajo ( $2 \text{ W/K/m}^2$ , en el caso analizado), el diámetro de la sarta de inyección no tiene un efecto importante sobre la frontera de condensación. Ahora bien, a valores mayores de  $U$ , la región libre de condensación disminuye conforme el diámetro aumenta, requiriéndose una mayor temperatura de inyección para alcanzar la frontera si la presión en la superficie se mantiene constante; esto se atribuye a que el área transversal al flujo de calor aumenta, lo cual favorece que la temperatura disminuya y que el vapor se condense.
- c) Con respecto al efecto del gasto másico del vapor sobre la frontera de condensación, éste no es significativo cuando el valor de  $U$  es relativamente bajo. Sin embargo, para valores grandes de  $U$ , la región libre

de condensación se amplía cuando aumenta el gasto de inyección, lo cual resulta favorable. Así, la temperatura en la frontera disminuye si la presión de inyección se mantiene constante. Estos resultados se explican porque el tiempo de residencia del vapor disminuye conforme aumenta el gasto, de tal manera que llega a una mayor temperatura al fondo del pozo.

## Recomendaciones

- En una aplicación de campo debe procurarse calcular el coeficiente global de transferencia de calor de forma rigurosa para identificar las condiciones de operación más favorables, y evitar o disminuir la condensación del vapor.
- Continuar con el desarrollo del programa computacional generado, incorporando condiciones de flujo multifásico, así como acoplarlo a un simulador termo-hidrodinámico de flujo en yacimientos.

# Referencias

1. Alves, I. N, Alhanati, F., & Shoham, O. (1992). *A unified model for predicting flowing temperature distribution in wellbores and pipelines* (SPE-20632-PA). Recuperado de: <https://doi.org/10.2118/20632-PA>
2. Arteaga, M. (2013) *Logros y retos de la primera prueba piloto de la inyección de vapor en México* (PEP-Vol.3 No. 8). Pemex Exploración y Producción
3. Barnea, D. (1987). *A unified model for predicting flow-pattern transitions for the whole range of pipe inclinations*. Faculty of Engineering, Department of Fluid Mechanics and Heat Transfer. Recuperado de: [https://doi.org/10.1016/0301-9322\(87\)90002-4](https://doi.org/10.1016/0301-9322(87)90002-4)
4. Brill, J. P. & Mukherjee, H.(1999) *Multiphase Flow in Wells*. Richardson, Texas. SPE.
5. Cengel, Y., & Boles, M. (2012). *Termodinámica* (7ª ed.). México: Mc Graw Hill.
6. Cengel, Y. & Cimbala, J. (2006). *Mecánica de Fluidos. Fundamentos y aplicaciones* (7ª ed.). México: Mc Graw Hill.
7. CNH (2010). *Documento Técnico 1: Factores de recuperación de aceite y gas en México*. Recuperado de: <https://www.gob.mx>. Consultado el 30 de octubre de 2019.
8. CNH (2019). *Producción del campo Samaria*. Recuperado de: <https://produccion.hidrocarburos.gob.mx/>. Consultado el 30 de octubre del 2019.
9. Farouq Ali, S.M. (1974). *Current Status of Steam Inyection As a Heavy Oil Recovery Method* (JCPT 74-01-06). The Pennsylvania State University. Recuperado de: <https://doi.org/10.2118/74-01-06>

10. Flores, F. J. (2016). *Estudio sobre la inyección de aceite ligero en pozos productores de crudo pesado y extrapesado*. Universidad Nacional Autónoma de México (TESIS). Recuperado de: [www.ptolomeo.unam.mx](http://www.ptolomeo.unam.mx)
11. Fontanilla, J. & Aziz, K. (1982). *Prediction of Bottom-Hole Conditions for Wet Steam Injection Wells* (JCPT 74-01-06). Recuperado de: <https://doi.org/10.2118/82-02-04>
12. Garaicochea, F., Huicochea, C., & López, O. (1991). *Transporte de hidrocarburos por ductos*. México: Colegio de ingenieros petroleros de México, A. C.
13. Green, D. W. & Willhite, G. P. (1998). *Enhanced oil recovery*. Texas: SPE Textbook series Vol. 6.
14. Incropera, F., Dewitt, D., Bergman, T. & Lavine, A. (2006). *Fundamentals of heat and mass transfer* (6ª ed.). Estados Unidos de América: John Wiley & Sons.
15. PEMEX (2018). *Evaluación de las reservas de hidrocarburos 1 de enero de 2018*. Recuperado de: [www.pemex.com](http://www.pemex.com). Consultado el 30 de octubre del 2019.
16. PEMEX (2012). *Avances del proyecto de explotación de crudo pesado y extrapesado en el Activo de Producción Samaria Luna*. Recuperado de: [www.ecpamericas.org](http://www.ecpamericas.org). Consultado el 30 de octubre del 2019.
17. Ramey, H.J. (1962). *Wellbore Heat Transmission* (SPE-96-PA). California: Mobil oil Co. Recuperado de: <https://doi.org/10.2118/96-PA>
18. Rangel, E. R. (2015). *IOR-EOR: Una oportunidad histórica para México*. México, Distrito Federal: A. I. México. Recuperado de: <http://www.ai.org.mx>
19. Satter, A. (1965). *Heat Losses During Flow of Steam Down a Wellbore* (SPE-1071-PA). Oklahoma: Pan American Petroleum Corp. Recuperado de: <https://doi.org/10.2118/1071-PA>
20. Schlinder, E. (1983). *Heat exchanger design*. Handbook