



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
ENERGIA – FUENTES RENOVABLES

**MODELAMIENTO TERMOHIDRÁULICO DE LA GENERACIÓN
DIRECTA DE VAPOR EN CONCENTRADORES SOLARES Y
DESARROLLO DE RECEPTORES BIMETÁLICOS**

TESIS
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
DOCTOR EN INGENIERÍA

PRESENTA:
JOSÉ ALBERTO VALDÉS PALACIOS

TUTOR PRINCIPAL
RAFAEL ALMANZA SALGADO, INSTITUTO DE INGENIERIA

COMITÉ TUTOR
ALEJANDRO RODRIGUEZ VALDÉS, INSTITUTO DE INGENIERIA
WILFRIDO RIVERA GOMEZ-FRANCO, INSTITUTO DE ENERGIAS RENOVABLES
IVAN GALILEO MARTINEZ CIENFUEGOS, UAEM
ARTURO PALACIO PEREZ, INSTITUTO DE INGENIERIA

MÉXICO, D. F. JUNIO DE 2016

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. Alejandro Rodríguez Valdés
Secretario: Dr. Iván Galileo Martínez Cienfuegos
1er. Vocal: M. en C. Rafael Almanza Salgado
2do. Vocal: Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco
3er. Vocal: Dr. Arturo Palacio Pérez

Lugar donde se realizó la tesis: Instituto de Ingeniería, UNAM

TUTOR DE TESIS:

Rafael Almanza Salgado



FIRMA

Agradecimientos

El presente trabajo no hubiera sido posible sin el apoyo de:

La DGAPA-PAPPIT-UNAM. Dependencia que aporta fondos para continuar con la investigación y desarrollo de la energía solar fototérmica. Proyecto IN111416

El Profesor Rafael Almanza Salgado, por la dirección de esta tesis y por sus siempre valiosos consejos durante toda mi carrera profesional.

Los miembros del cuerpo tutorial y sinodales, doctores Wilfrido Rivera Gómez Franco, Iván Galileo Martínez Cienfuegos, Alejandro Rodríguez Valdés y Arturo Palacio Pérez, por su orientación y paciencia al revisar avances.

El Dr. Alberto Soria López, por sus comentarios y opiniones

El Dr. Valeriano Ruiz Hernández, por sus comentarios a este trabajo.

A todos ellos muchas gracias por su invaluable apoyo.

A mis padres, Manuela Palacios Castillo[†] y Remigio Valdés Gámez[†]

A mi esposa, Odette Castillo Sánchez

A mis hijas, Mercedes y Aída

Contenido

Agradecimientos.....	i
Nomenclatura	v
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 1	4
¿Por qué continuar con la tecnología de la concentración solar?.....	4
Consumo de energía en su forma final en México.	5
Potencial económico de los sistemas de concentración solar.	9
Aplicaciones térmicas de las plantas de concentradores cilíndrico parabólicos.....	11
Aplicaciones en México	13
Sistemas con almacenamiento y generación directa de vapor	16
CAPÍTULO 2	20
Justificación del trabajo de tesis.....	20
Objetivos:.....	21
Antecedentes.....	21
Pruebas con diferentes fluidos de trabajo	26
Configuraciones de flujo del fluido de trabajo	26
Estudio de la transferencia de calor en flujo en dos fases	28
Tubo de pared compuesta.....	31
CAPÍTULO 3	33
El fenómeno de la deformación del tubo receptor	33
Hipótesis	38
CAPÍTULO 4	39
Fundamentación para el modelamiento del flujo en dos fases.	39
Enfoques de modelado de flujo en dos fases.....	39
Dinámica de Fluidos Computacional de dos fases.....	39
Mapas de Régimen de flujo	40
Modelo de Flujo Homogéneo	41
Modelos para flujos separados.....	41
Definiciones básicas y terminología	44
La fracción de vacío en el flujo estratificado	45
Cálculo de la fracción de vacío	46
Definición del factor de deslizamiento.....	47
Cálculo del factor de deslizamiento “s”	48
Modelo empírico de Levy y Smith	48
Modelo de Goebel	49
La caída de presión en el flujo en dos fases	50
Métodos de análisis para la caída de presión.....	50
Correlaciones para la caída de presión.....	51
Modelo de flujo homogéneo	51
Modelos de fricción entre fases	52
Modelo de Hagen-Poiseuille.....	52
Modelo de Gnielinski.....	52
Clasificación de los patrones de flujo bifásico.....	53

Mapas de patrones de flujo.....	56
Mapa de patrones de flujo para flujo horizontal en dos fases.....	57
CAPÍTULO 5.....	59
Desarrollo del modelo	59
Región de precalentamiento	62
Región de cambio de fase.....	63
Determinación del perfil de temperatura en la pared del tubo.....	70
Determinación de la magnitud de la deflexión	71
CAPÍTULO 6.....	75
Resultados de las simulaciones	75
Validación de las relaciones hidrodinámicas para establecer el régimen de flujo estratificado.	75
Proceso de generación directa de vapor	82
Determinación de la magnitud de la deflexión	84
Deflexión experimental del tubo absorbedor.	86
Análisis de resultados	87
Efecto de la presión en los coeficientes de transferencia de calor	87
Efecto de la presión en los coeficientes de transferencia de calor para las regiones líquida y vapor de un flujo estratificado.	89
Perfil de temperatura en la pared del receptor	91
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	98
ANEXO A	101
REFERENCIAS	105

Nomenclatura

A	Área transversal del receptor, $A_f + A_g = A$ en flujo estratificado, m^2
A_f	Área transversal de flujo de la fase de líquido, m^2
A_g	Área transversal de flujo de la fase de vapor, m^2
C_p	Capacidad calorífica a presión constante, $J\ kg^{-1}\ ^\circ C^{-1}$
D_{hf}	Diámetro hidráulico equivalente para la fracción de líquido, m
D_{hg}	Diámetro hidráulico equivalente para la fracción de vapor, m
D_i	Diámetro interno del receptor, m
D_o	Diámetro externo del receptor, m
e	Fracción de líquido de Levy, adimensional
f	Factor de fricción de Fanning, adimensional
F_M	Flux de momentum convectivo de un fluido, $N\ m^{-2}$
G	Flux másico de la mezcla, $kg\ s^{-1}\ m^{-2}$
G_b	Radiación solar directa incidente sobre el plano del concentrador, $W\ m^{-2}$
G_g	Flux másico de vapor, $kg\ s^{-1}\ m^{-2}$
G_l	Flux másico de líquido, $kg\ s^{-1}\ m^{-2}$
H	Entalpía del fluido, J
h_i	Coficiente interno de transferencia de calor por convección, $W\ m^{-2}\ ^\circ C^{-1}$
h_o	Coficiente externo de transferencia de calor por convección, $W\ m^{-2}\ ^\circ C^{-1}$
k	Conductividad térmica, $W\ m^{-1}\ ^\circ C^{-1}$
L	Longitud del receptor de un concentrador, m
\dot{m}	Flujo másico, $kg\ s^{-1}$
\dot{m}_f	Flujo másico de la fracción de líquido, $kg\ s^{-1}$
\dot{m}_g	Flujo másico de la fracción de vapor, $kg\ s^{-1}$
Nu	Número de Nusselt, adimensional
P	Presión de la mezcla, bar
Pr	Número de Prandtl, adimensional
Q	Flujo volumétrico, $m^3\ s^{-1}$
Q_f	Flujo volumétrico de la fracción de líquido, $m^3\ s^{-1}$
Q_g	Flujo volumétrico de la fracción de vapor, $m^3\ s^{-1}$
q_g	Razón de generación de energía por unidad de volumen, $W\ m^{-3}$
r	Coordenada radial en sistema cilíndrico, m
R_c	Razón de concentración definida como (área de captación/área de receptor), adimensional
r_c	Radio de la circunferencia euleriana generada por la deflexión del receptor, m
Re	Número de Reynolds, adimensional
R_i	Radio interno del receptor, m
R_o	Radio externo del receptor, m
S	Razón de deslizamiento = u_g / u_f , adimensional

S_f	fracción de perímetro de pared interna que está en contacto con el líquido, m
S_g	fracción de perímetro de pared interna que está en contacto con el vapor, m
S_l	longitud de la interfaz líquido-vapor, m
T_∞	Temperatura del medio ambiente, °C
T_b	Temperatura global del fluido, promediada sobre el área seccional, °C
T_i	Temperatura inicial del tubo en el momento del montaje, °C
T_{inf}	Temperatura de pared en la parte inferior de un receptor cilíndrico, °C
T_{sup}	Temperatura de pared en la parte superior de un receptor cilíndrico, °C
u_f	Velocidad promedio seccional de la fracción de líquido, m s ⁻¹
u_g	Velocidad promedio seccional de la fracción de vapor, m s ⁻¹
v_f	Volumen específico del líquido saturado, m ³ kg ⁻¹
v_g	Volumen específico del vapor saturado, m ³ kg ⁻¹
W_{th}	Watt térmico, W
x	Calidad dinámica de la mezcla, \dot{m}_g / \dot{m} , adimensional
x_{st}	Calidad estática de la mezcla, masa de vapor/masa total, adimensional
z	Coordenada longitudinal en sistema cilíndrico, m

Símbolos griegos

α	Difusividad de calor, m ² s ⁻¹
α_L	Coeficiente de dilatación térmica lineal, °C ⁻¹
β	Deformación de un receptor, distancia entre el arco y el eje longitudinal, m
γ	Ángulo de la fracción de circunferencia formado por la deflexión euleriana, radianes
δ	Altura de la columna de líquido estratificado, m
ε	Fracción de vacío de una mezcla = $A_g / (A_f + A_g)$, <i>adimensional</i>
ε_{c-s}	Fracción de vacío seccional, adimensional
ε_H	Fracción volumétrica de flujo homogéneo donde $u_g = u_f$, adimensional
ε_{vol}	Fracción de vacío volumétrica, adimensional
η_o	Eficiencia óptica del concentrador, adimensional
ϑ	Ángulo de elevación de la columna de líquido estratificado, radianes
λ	Factor de ponderación para el flux másico de vapor en diagrama de Baker, adimensional
μ	Viscosidad, N s m ⁻²
ρ	Densidad, kg m ⁻³
ρ_f	Densidad de la fase de líquido, kg m ⁻³
ρ_g	Densidad de la fase de vapor, kg m ⁻³
σ	Tensión superficial, N m ⁻¹
τ	Tiempo, s
φ	Coordenada angular en sistema cilíndrico, radianes
ψ	Factor de ponderación para el flux másico de líquido en diagrama de Baker, adimensional

INTRODUCCIÓN

El acelerado desarrollo que ha tenido la tecnología que aprovecha la energía solar durante los últimos años, genera grandes expectativas acerca de su aprovechamiento masivo en un futuro inmediato. En México se ha promulgado ya una Reforma Energética mediante la cual todos los generadores y usuarios intensivos de energía eléctrica, quedan obligados a consumir un mínimo del 5% de energías limpias, ya sea como generadores o como consumidores; y bajo este escenario, durante la primera subasta de adquisición de energía limpia por parte de la Comisión Federal de Electricidad (CFE), realizada en marzo del 2015, se ha colocado un 72% de generación eléctrica a partir de la energía solar y un 28% por medio de la energía eólica. Esto quiere decir que, a partir del año 2018, un mínimo del 3.6% de la electricidad distribuida por la CFE tendrá origen solar. Esto sin contar todos los sistemas que de manera distribuida se vengán integrando en hogares, comercios, industrias y demás instalaciones, de tal manera que de una forma muy conservadora podemos aseverar que para el 2018 México estará consumiendo, como punto de partida, entre el 5 y 6% de su energía eléctrica a partir del sol.

El éxito de este despegue comercial de la energía solar se debe fundamentalmente al precio tan competitivo que se ha alcanzado generando electricidad por medio de los módulos

fotovoltaicos. En efecto, en la mencionada subasta para energías limpias del mercado mexicano, se asignaron contratos a compañías que ofrecieron el precio de generación del fluido eléctrico a 46 USD/kWh, es decir, aproximadamente 0.82 pesos por kWh, mientras que en Arabia Saudita ya se lograron precios de 27 USD/kWh o bien 0.49 pesos mexicanos por kWh. Cuando la tecnología de concentración solar a partir de canales parabólicas está a punto de dar el salto hacia diseños más innovadores, entonces llega la baja abrupta de precios de la tecnología fotovoltaica, esto hace que el mercado se vuelque sobre la generación directa de electricidad.

Es por estos motivos que la otrora tecnología solar predilecta para generar electricidad a gran escala, la concentración solar a partir de espejos del tipo canal parabólica, ha quedado rezagada. No obstante, esta tecnología posee dos fortalezas que la vuelven atractiva, a) es capaz de almacenar grandes cantidades de energía térmica con lo cual convierte a una planta en gestionable y b) Es una planta generadora de calor sobre un amplio rango de temperaturas; estos son los argumentos que motivan a la elaboración de esta tesis.

El mercado de aplicaciones térmicas de la energía (calor de proceso) tiene un potencial enorme y se hace principalmente atractivo para la concentración solar dados los diferentes rangos de temperatura a los que tiene que ser entregado el calor. Asimismo, esta energía se puede entregar a través de diferentes fluidos caloportadores, como aceites sintéticos, o bien en forma de vapor de agua a presión, donde se presentan diferentes problemas operativos en los sistemas de concentradores que son analizados en este trabajo.

La generación directa de vapor (DSG por sus siglas en inglés) promete ser una tecnología que abarate los sistemas de generación debido a que se eliminan, a) Fluidos sintéticos costosos y degradables y b) Equipo de intercambio de calor. Esto evidentemente en sistemas en los que, aún sin generar electricidad, se requiera vapor para sus procesos. De tal manera que la atención de este trabajo se centra en la problemática de la generación directa de vapor en los sistemas de concentración.

El principal problema encontrado en la generación directa de vapor, es que durante ciertas etapas del proceso y bajo ciertas condiciones del flujo, el equipo de concentración solar del Instituto de Ingeniería de la UNAM, observó y publicó por primera vez en el ámbito internacional, el fenómeno de la deflexión del receptor que ocasionaba la ruptura de

envolventes de vidrio y fatiga en la tubería. Aun cuando este problema ha sido ampliamente analizado e inclusive se han sugerido algunas técnicas para la inhibición del pandeo, lo cierto es que solamente se ha encontrado la forma de predecirlo, mas no de predecir su magnitud.

En este trabajo se desarrolla un modelo de cálculo que predice la aparición del pandeo en función de la diferencia de temperaturas que se genera en un receptor cuando conduce un flujo estratificado. Para llegar a este modelo simplificado, se elaboró un programa de cómputo que integra una rutina de cálculo para la conducción de calor en estado estacionario para la pared del receptor, y se alimenta con las condiciones de frontera principalmente influenciadas por los coeficientes de transferencia de calor para la pared interna del receptor, expuesta a las fases líquida y gaseosa. Finalmente se emiten una serie de recomendaciones que pueden ayudar al diseño de receptores para generación directa de vapor, así como para establecer condiciones de operación.

CAPÍTULO 1

¿Por qué continuar con la tecnología de la concentración solar?

Los sistemas para generación de electricidad a partir de la captación de la energía solar han alcanzado un grado tal de desarrollo que ya se vislumbra un futuro mix energético fuertemente influenciado por esta fuente. Actualmente existen dos tipos de tecnología para generar electricidad a partir de la energía solar: la termosolar y la fotovoltaica. La tecnología termosolar convierte los rayos solares concentrados en calor a mediana o alta temperatura, para posteriormente aprovechar ese calor para generar vapor y mover un conjunto turbina-generador eléctrico; esta característica hace que la tecnología termosolar sea gestionable por medio del almacenamiento de energía térmica. Para los sistemas fotovoltaicos, un concepto sustancialmente más simple, la radiación solar incidente se aprovecha para generar de manera directa la electricidad en forma de corriente continua o directa. Por otra parte, el desarrollo de ambas tecnologías puede considerarse que las ha ubicado ya en grado de madurez de absoluta confiabilidad. No obstante, la tecnología fotovoltaica ha tenido un despegue económico demasiado acelerado, al grado que al finalizar el año 2014 se tienen registrados 182 GW instalados a nivel mundial (Fraunhofer Institute 2015), mostrando un acelerado ritmo de crecimiento anual de aproximadamente el 54% como se observa en la Fig. 1.1.

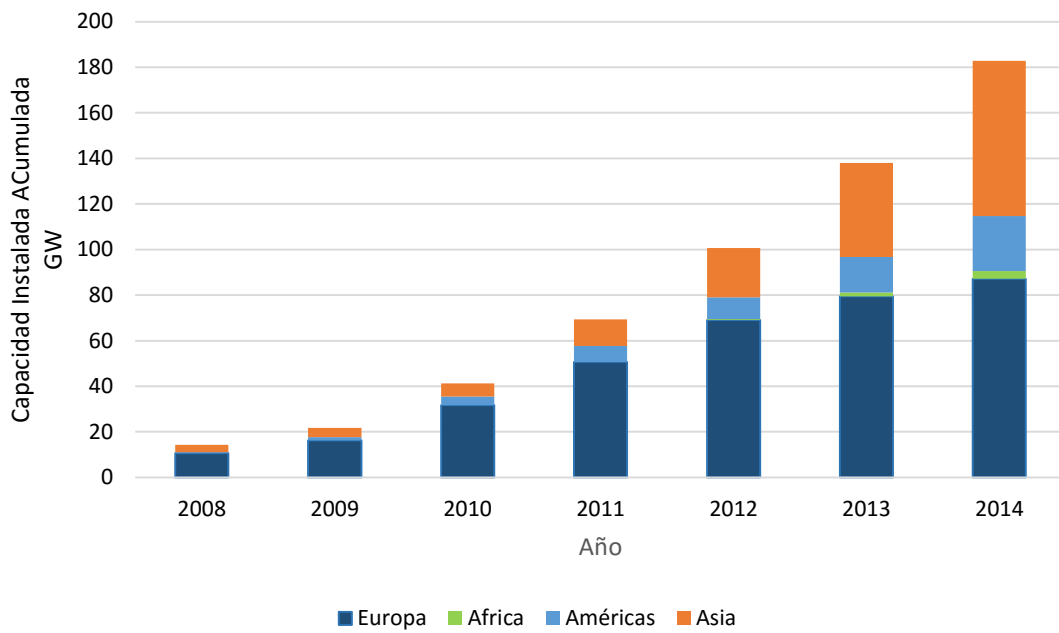


Fig. 1.1. Evolución del mercado fotovoltaico

Por otra parte, los sistemas termosolares de generación de potencia, principalmente sistemas de concentración, suman a nivel internacional al 2014 la cantidad de casi 4 GW, de los cuales 3.37 GW se distribuyen en plantas con concentradores tipo canal parabólica y 538 MW en plantas de torre central. Aquí el ritmo de crecimiento es sustancialmente menor, de 354 MW instalados en el año 2000 hasta 4 GW al 2014 (Abengoa 2015)

Evidentemente la tecnología termosolar muestra un franco rezago contra la fotovoltaica en cuanto a la generación de electricidad; sin embargo, su potencialidad para generar calor y almacenar energía térmica a diferentes temperaturas la puede hacer resurgir debido a que la estructura energética moderna se basa precisamente en el calor de proceso.

Consumo de energía en su forma final en México.

La reciente escalada del gas natural en los países occidentales ha venido cambiando en buena medida los patrones de consumo de hidrocarburos en los procesos industriales, no así en otros sectores como el transporte donde predominan eminentemente las gasolinas, el diésel y un incipiente consumo de gas natural vehicular (GNV) o gas natural comprimido (GNC). De esta manera la International Energy Agency (IEA 2014) reporta que los combustibles fósiles concentran más del 80% de la matriz energética mundial.

Por su parte México también tiene un perfil de consumo energético muy bien definido, para diciembre del 2014 la Sener reporta en su Balance Nacional de Energía, un consumo total de energía en su uso final de 5,128 PJ (Sener 2014), el sector del transporte es el más demandante con un 43.8% del consumo final total de energía. En un estudio previo del sistema de transporte en México por modalidad (Valdés 2011), el autotransporte¹ consumió 92.4% de la energía del sector; de esta cantidad las gasolinas y naftas aportaron la mayor parte de la energía requerida (72.8%), seguidas por el diésel (25.2%) y el gas licuado de petróleo (1.9%). El consumo de gas natural fue 0.54 PJ, no obstante, su aportación al consumo del autotransporte fue marginal. El transporte eléctrico contribuyó con apenas un 0.17% del consumo total del sector transporte equivalente a 3.88 PJ, representado principalmente por los sistemas eléctricos del Valle de México (Metro, Suburbano, Tren Ligero y Trolebús), Monterrey y Guadalajara, los cuales tampoco juegan un rol significativo en este balance. Evidentemente este es el mayor sector consumidor de energía, mismo que a su vez se alimenta en un 99.8% de hidrocarburos en forma directa y prácticamente del 100% de manera indirecta dado que la mayor parte de energía eléctrica se genera en México, precisamente a través de los hidrocarburos.

Más allá de supuestos intereses económicos, durante los últimos 120 años la estructura energética del sistema de transporte nacional ha sido dominada absolutamente por las gasolinas, el diésel y en general los combustibles líquidos, fundamentalmente debido a las siguientes razones: son líquidos a las condiciones de la superficie terrestre, fáciles de transportar, despachar, almacenar y convertir a la vez que contienen alto poder calorífico. Una vez analizadas estas capacidades parece claro que la naturaleza nos había dotado ya del mejor y más accesible sistema de almacenamiento energético: los combustibles fósiles. En contrapartida, estos combustibles tienen dos grandes adversarios; el límite físico de reservas en la tierra y la emisión de contaminantes.

¹ El autotransporte es un subsector del transporte, el cual incluye entre otros a los subsectores, aéreo, marítimo, ferroviario, etc.

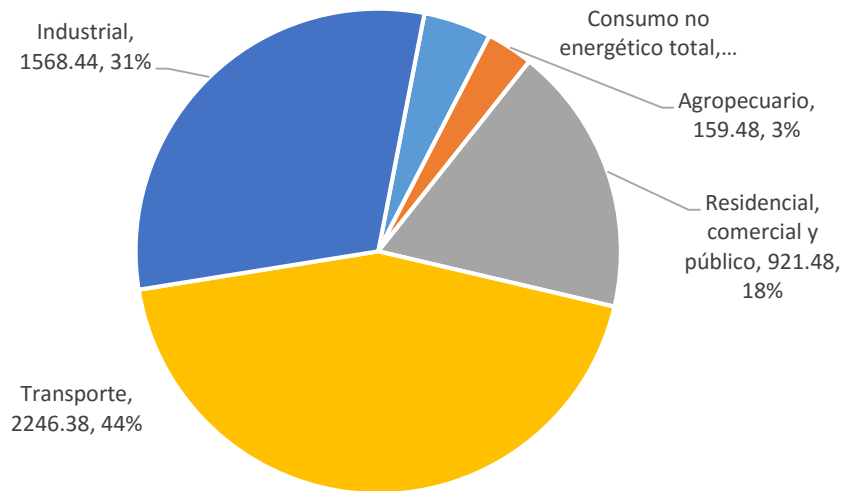


Fig. 1.2. Consumo final de energía en México por sector al 2014 (PJ)

Analizado este panorama concluimos que al menos el 50% del consumo nacional de energía no presenta posibilidad alguna para las energías renovables. Sin embargo, queda la posibilidad de analizar el sector industrial. La Fig. 1.3 muestra el consumo final de energía por energético.

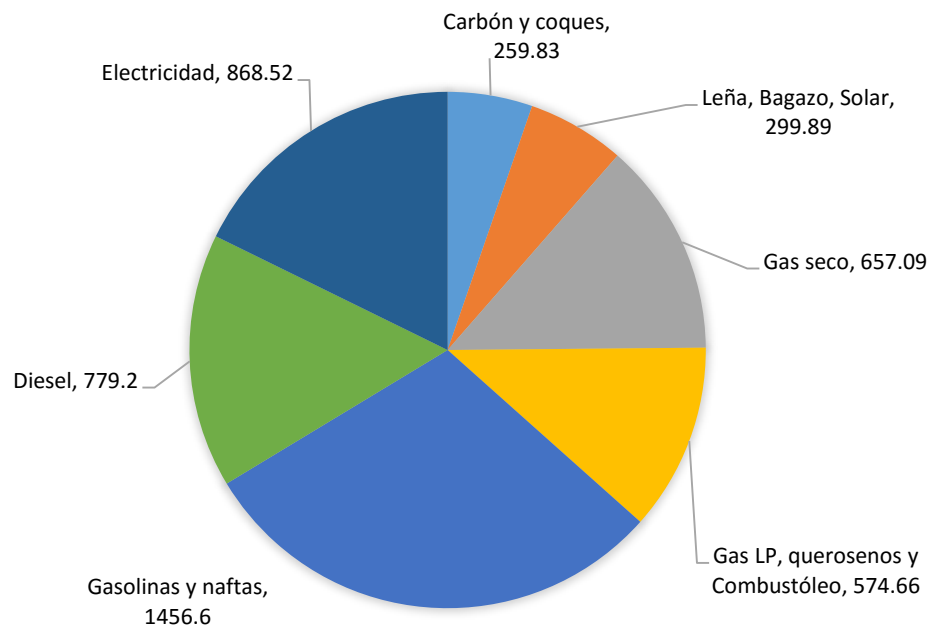


Fig. 1.3. Consumo final de energía para 2014 según tipo de energético, en PJ.

Excluyendo el consumo no energético total, para el 2014 se tuvo un consumo final total de energía de 4,895.79 PJ, de los cuales el 45.67% (2,246 PJ) (Sener 2015) corresponden al sector del transporte. Ahora considerando que en el consumo final de energía se tienen 17.74% (868.5 PJ) eléctricos consumidos por todos los sectores, entonces concluimos que las aplicaciones térmicas de la energía, excluyendo al sector autotransporte, el cual se mueve en México principalmente a base de gasolinas y diésel, ascienden a un total de 1,791.47 PJ.

Otro factor importante a considerar en la potencialización de la concentración solar como fuente de calor de proceso en México es el precio de la energía térmica. Actualmente el precio del gas natural entregado en ducto en México es de 2.06 USD/MMBtu o bien 1.95 USD/GJ, este precio extremadamente bajo por unidad de energía ha ocasionado que la actual política energética se enfoque hacia la conversión de sistemas generadores para el consumo de este combustible. La Fig. 1.4 muestra la gran ventaja que posee el gas natural sobre los otros tipos de combustibles y en cierta medida explica también el porqué de su aumento de popularidad. El combustóleo, aún con una nueva política de precios a la baja como se muestra en la misma Fig. 1.4, no posee las características termoquímicas tan bondadosas para la combustión como el gas natural, además de que en sí mismo es un combustible con mucha mayor cantidad de emisiones (Vijay 2004). De esta manera se vislumbra una época difícil para competir económicamente contra el gas natural como fuente de energía.

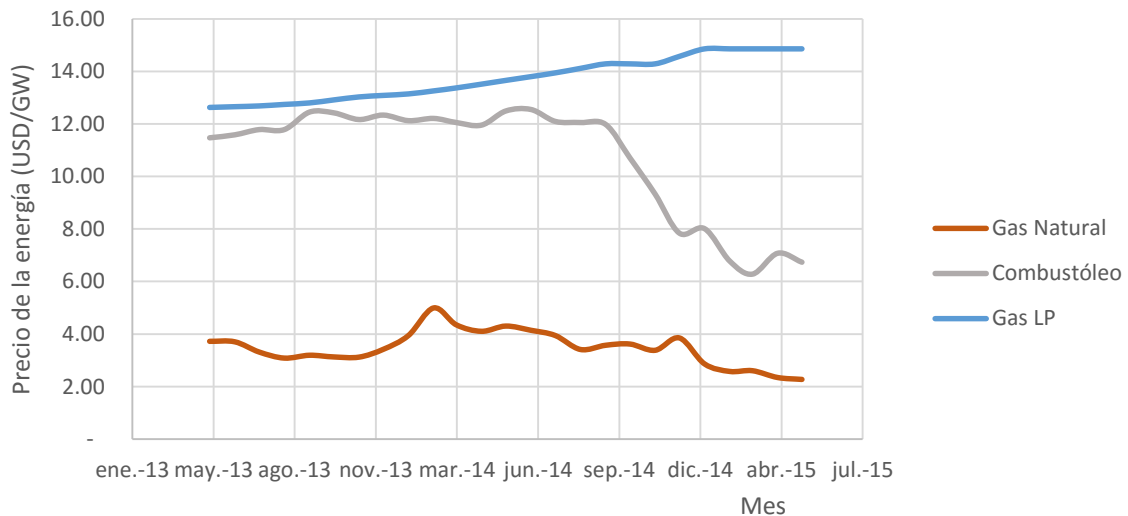


Fig. 1.4. Evolución de precios de los principales hidrocarburos utilizados en el sector industrial en México, (USD/GJ)

Sin embargo, existen muchas zonas de la república mexicana en las que el uso del gas natural no está generalizado debido a falta de infraestructura y es ahí donde crece la posibilidad de competir económicamente para los sistemas de concentración solar.

Potencial económico de los sistemas de concentración solar.

Como se menciona en la introducción de este capítulo, el alto grado de desarrollo técnico-económico de los sistemas fotovoltaicos nos obliga a enfocar la tecnología de la concentración solar principalmente para fines térmicos. En la tabla (1.1) Los laboratorios NREL muestran un meticuloso análisis del aspecto económico de la tecnología de la concentración solar (Turchi 2010), y han proyectado los precios de la tecnología para el 2020.

Un breve análisis de estos datos nos puede llevar a estimar la configuración de una planta de generación de calor entre 290 y 390°C, rango a todas luces de interés industrial. Tomando como referencia el año de 2010 para un sistema sin almacenamiento térmico, se observa que el costo por watt eléctrico instalado es de 4.6 USD/We. Así para una planta de 100 MWe con concentradores tipo canal parabólico se tendría que hacer una inversión de 460 MUSD, no obstante, si se considera que la planta va a proporcionar solamente calor de proceso entonces habría que restar el costo correspondiente al bloque de potencia, el cual según la tabla 1.1 es de $111,000 \text{ kW} \times 940 \text{ USD/kW} = 104.34 \text{ MUSD}$, así el nuevo precio de la planta térmica sería de 355.66 millones de dólares. Sin embargo y debido a que la eficiencia del bloque de potencia es del 37.7%, entonces el calor útil que se tendría en el rango de 290 a 390°C sería de $100/0.377 = 265.25 \text{ MWth}$, lo cual nos proporciona una razón de 1.34 USD/W_{th} instalado.

Tabla 1.1. Costos estimados, presentes y futuros para los sistemas de concentración tipo canal parabólica

	2010	2010	2015	2015	2020
Parámetro de diseño:					
Turbina MWe (bruto/neto)	111/100	110/100	280/250	110/100	280/250
Fluido de transferencia de calor	Aceite Sint.	Aceite Sint.	Aceite Sint.	Sales	Sales
Temp. Campo solar (°C)	391	391	391	450	500
Solar Múltiple	1.3	2	2	2	2.8
Horas de almacenamiento	0	6	6	6	12
Costo y parámetros de operación:					
Disponibilidad del sistema	94%	94%	96%	96%	96%
Eficiencia de la turbina	0.377 (húmeda)	0.377 (húmeda)	0.356 (húmeda)	0.379 (seca)	0.397 (seca)
Reflejancia colectores	0.935	0.935	0.95	0.95	0.95
Campo solar (\$/m ²)	295	295	245	245	190
Sistema HTF (\$/m ²)	90	90	90	50	50
Almacenamiento térmico (\$/kWh-t)	-	80	80	50	25
Bloque de potencia (\$/kWe - bruto)	940	940	875	1140	875
Operación & Mant. (\$/kW-año)	70	70	60	60	45
Costo y parámetros de salida:					
Factor de planta	26%	41%	43%	43%	60%
Costo instalado (\$/W)	4.6	8	7.9	6.6	6.5
LCOE (cents/kWh, real)	17.3	17.9	16.5	14.2	9.9

En un intento por establecer el precio del Kilowatt-hora térmico generado (Rawlings 2013) utilizó los parámetros que permitieran comparar los costos asociados a la energía solar térmica a partir de sistemas de concentración tipo canal parabólica a pequeña y mediana escala, de 100 a 15,000 m², obteniendo costos de la energía térmica del entre los 14.52 USD/GWh_{th}, cantidad comparable al precio del gas LP que se vende en México.

Este es un escenario con muy amplio potencial para las aplicaciones térmicas en las que el calor de proceso, aportado por los diferentes dispositivos solares, puede tener un gran mercado. Aquí se encuentra una excelente oportunidad para los concentradores solares, los cuales pueden aportar cantidades abundantes de energía a temperaturas desde 100 hasta de

400°C, logrando compatibilidad con una gran variedad de procesos dada la versatilidad que se tiene con esta tecnología para generar vapor y en general para calentar fluidos. A continuación, se presenta una detallada matriz de procesos industriales compatibles con la entrega de energía de los sistemas de concentración solar (Roldán 2013).

Tabla 1.2. Inventario de procesos industriales que consumen energía térmica en determinados rangos de temperatura.

INDUSTRIA	PROCESO	RANGO DE TEMPERATURA (°C)
Láctea	Esterilización	100-120
	Secado	120-180
Comida enlatada	Esterilización	110-120
Textil	Secado, desengrasado	100-130
	Fijado	160-180
Papel	Blanqueo	130-150
Química	Jabones	200-260
	Caucho sintético	150-200
	Calor de proceso	120-180
Subproductos de la madera	Preparación de pulpa	120-170
Plásticos	Preparación	120-140
	Destilación	140-150
	Separación	200-220
	Extensión	140-160
	Secado	180-200
	Mezclado	120-140

Aplicaciones térmicas de las plantas de concentradores cilíndrico parabólicos

La instalación solar Fromagerie de Saignelégier SA (NEPSolar 2012) abastece de energía térmica el proceso de fabricación de la marca de quesos Tête de Moine. Esta instalación que está compuesta por concentradores tipo canal parabólica de última generación representa una de las superficies más grandes de colectores solares en Suiza. Esta instalación solar proporciona 300,000 kWh al año, alrededor del 8,4% de la energía necesaria para la

fabricación del queso. Puesta en servicio en octubre de 2012, el sistema de energía solar térmica es una de las primeras aplicaciones comerciales de este tipo en Suiza.

El fluido de transferencia de calor entra a una temperatura de 85-100°C en los tubos absorbedores, donde se calienta a una temperatura del orden de 110 a 125°C. La potencia térmica de esta instalación 627 m² es casi 316 kW_p para un rendimiento del 50-65% vía intercambiador de calor, la energía térmica luego se almacena en un tanque de 15 m³, a continuación, en el sistema de agua caliente la empresa. En verano los espejos cilíndricos parabólicos proporcionan hasta un 50% de la energía térmica consumida. Este sistema de energía solar térmica permite ahorrar 30,000 litros de combustóleo por año, que representan 90 toneladas de emisiones de CO₂. Este proyecto abre nuevas perspectivas de aplicación industrial y por lo tanto recibió el Premio solar suizo 2013.



Fig. 1.5. Instalación solar Fromagerie de Saignelégier SA que abastece de energía térmica el sitio para la fabricación de la marca de quesos Tête de Moine.

En lo relacionado con las aplicaciones industriales, como la minería que cada vez se interesan más por las aplicaciones térmicas de la concentración solar, es probable que en el futuro próximo se incremente la participación de esta tecnología. En Chile, con una inversión propia de 15 millones de dólares, Minera El Tesoro (MET), inauguró en sus plantas ubicadas en la comunidad de Sierra Gorda, Región de Antofagasta, la Planta Termosolar más grande del mundo con tecnología canal parabólica, aplicada al proceso de producción de cobre. El origen del proyecto se remonta a 2009, cuando Minera El Tesoro inició los estudios de factibilidad para el uso de energía solar teniendo en cuenta el alto potencial de radiación

solar del norte de Chile. A ello se agregó el permanente interés del grupo Antofagasta Minerales por incrementar la sustentabilidad del proceso minero. Fue así como en el 2012 la empresa inició la construcción de una planta termosolar.

Aplicaciones en México

Uno de los primeros sistemas de concentradores tipo canal parabólico instalado en México con fines térmicos, se encuentra en la ciudad de Hermosillo, Son. Cementos Apasco utiliza un sistema de 291 kW térmicos para operar un sistema de 75 toneladas de enfriamiento de simple efecto. Este fue el primer sistema de aire acondicionado impulsado directamente por energía renovable en América Latina y la instalación de captadores cilíndrico-parabólicos se realizó en la azotea y a un lado del edificio corporativo de esta cementera (Rawlings, op cit). El ciclo térmico de este sistema funciona por medio de un aceite térmico como fluido de trabajo que opera en un rango de 74 a 95°C. Cabe destacar que, en el diseño del campo de Concentradores, el cual está basado en la geometría utilizada en la planta solar experimental del Instituto de Ingeniería (Almanza 2003), participó el autor.



Fig. 1.6. Edificio corporativo de Cementos Apasco con sistema de concentración para aire acondicionado.

Otros sistemas se han instalado en México con el propósito de generar calor, la empresa mexicana Inventive Power ha desarrollado comercialmente el producto Power Trough 110 que es un concentrador solar parabólico lineal para generación de energía térmica entre los 50 y 200°C con una eficiencia instantánea que oscila entre el 50 y 60% dentro de ese rango de temperatura. Entre los principales usuarios de esta tecnología se reportan principalmente empresas pertenecientes al sector alimenticio, a continuación, se muestran diferentes sistemas instalados exitosamente.



Canel's

Instalación de 80 concentradores solares Power Trough 110® para generación de calor de proceso y alimentación a Chiller de Absorción.

Usuario: Canel's

Lugar: San Luis Potosí.



Nestlé

Instalación de 70 concentradores solares Power Trough 110® para aportación directa de calor en procesos de elaboración de derivados lácteos

Usuario: Nestlé

Lugar: Lagos de Moreno, Jalisco.



Sello Rojo

Instalación de 130 concentradores solares Power Trough 110® para aportación directa de calor en proceso de pasterización de leche.

Usuario: Sello Rojo

Lugar: Guadalajara, Jalisco.



Nutrición Marina

Instalación de 54 concentradores solares Power Trough 110® para precalentamiento de caldera.

Usuario: Grupo Acuícola Mexicano

Lugar: Los Mochis, Sinaloa.



Huevos Guadalupe

Instalación de 80 concentradores solares Power Trough 110® para precalentamiento de caldera.

Usuario: PAISA

Lugar: San Juan de los Lagos, Jal.



Hotel City Express

Instalación de 30 concentradores solares Power Trough 110[®] para calentamiento de agua sanitaria.

Usuario: City Express

Lugar: Guadalajara, Jalisco.



Nestlé

Instalación de 66 concentradores solares Power Trough 110[®] para aportación directa de calor en procesos de elaboración de derivados lácteos

Usuario: Nestlé

Lugar: Chiapa de Corzo, Chiapas.

Fig. 1.7. Instalaciones en México por empresas mexicanas para generación de calor de proceso mediante concentradores tipo canal parabólica. Cortesía de Inventive Power.

Sistemas con almacenamiento y generación directa de vapor

En los Estados Unidos durante el 2014 se desarrolló una cantidad importante de proyectos de concentración solar, esto debido fundamentalmente a las grandes regiones en el suroeste de ese país que gozan de amplia disponibilidad de radiación directa. De esta manera se ha re-potencializado el uso de la concentración solar bajo tres tecnologías fundamentalmente: canales parabólicos, paraboloides de revolución y sistemas de torre central; la principal característica que ha motivado a los consorcios formados por el Departamento de Energía (DOE) y empresas privadas, es la capacidad de almacenar energía que poseen los sistemas de concentración; adicionalmente estos sistemas cuentan con la capacidad de generar calor

de proceso a alta temperatura y con eficiencias verdaderamente altas. De hecho, entre 2013 y 2014 fueron construidas 5 plantas generadoras de concentración solar, siendo una de ellas la más grande del mundo (U.S. Department of Energy 2014), otra de ellas se constituye como la primera en el mundo utilizando sales fundidas para el almacenamiento de energía a una escala comercial. De manera colectiva esas 5 plantas de concentración cuadruplican la capacidad previa instalada en los Estados Unidos, lo cual habla de un verdadero renacimiento de la concentración solar. También es conveniente mencionar que, de los cinco proyectos indicados, tres de ellos son de tecnología de canal parabólica, cada una con 250 MW de potencia eléctrica, *Solana, Mojave y Genesis* (U.S. DOE, *op cit*).



Fig. 1.8. Planta solar de Solana con una capacidad de 250 MW y 6 horas de almacenamiento por medio de aceite térmico.



Fig. 1.9. Planta solar Solana de concentradores tipo canal parabólica con almacenamiento térmico, ocupando un área de 7.8 km² en el estado de Arizona, EE.UU. Instalada por Abengoa Solar.

El consorcio español formado por las compañías Acciona, Sener, TSK y Aries, instalaron al sur de Marruecos la primera etapa de la planta termosolar Noor, que será una de las mayores del mundo para cuando esté terminada en 2018. Esta primera fase ocupa 480 hectáreas de concentradores tipo canal parabólico y tiene una capacidad de 160 MW_e, asimismo está dotada de una capacidad de almacenamiento de tres horas (EFE 2016). El fluido de transferencia de calor es aceite Dowtherm A recorriendo un anillo de concentración desde 293 hasta 393°C y después en el intercambiador de calor se genera vapor para la turbina mediante un ciclo Rankine. El sistema de almacenamiento es indirecto a través de sales fundidas (Paces 2016)



Fig. 1.10. Primera etapa del complejo solar Noor en Marruecos. 160 MW_e a base de canales parabólicos con aceite térmico y capacidad de almacenamiento de tres horas

La compañía Solarlite construyó en Tailandia, en 2011, una planta de concentración tipo canal parabólico de 5 MW, esta planta fue la primera en operar de manera comercial mediante la generación directa de vapor en el receptor del campo de concentradores (Jung 2011). La decisión de construir solamente 5 MW en lugar de los 40 o 30 acostumbrados para este tipo de tecnología se debió a que se deseaba que el sistema se acogiera al régimen tarifario de Feed In Tarif, el cual proporciona muchos beneficios comerciales a los generadores con plantas de baja capacidad. Algunas de las características principales de esta planta de generación directa de vapor son:

Potencia eléctrica	5 MW _e
Salida Térmica	19 MW _t
Temperatura de operación	330 °C
Presión de operación	30 bar

Eficiencia	26.4%
Superficie total	110,000 m ²
Área de colección	45,000 m ²
Producción anual de energía eléctrica	9 GWh _e



Fig. 1.11. Planta solar de 5 MW con generación directa de vapor en Tailandia.

Para operar esta planta en la modalidad de generación directa, es decir generando el vapor directamente en el receptor del campo de concentradores, se utilizan dos procesos que evitan la convivencia del flujo en dos fases tan nocivo para esta tecnología, la recirculación y el enfriamiento por inyección, procesos que serán mencionados posteriormente en este trabajo.

La industria de la concentración solar continúa creciendo en el mundo, tratando de alcanzar la compatibilidad con la red y fortaleciendo la capacidad de almacenamiento que le puede dar una ventaja significativa frente a los sistemas fotovoltaicos. Así, los principales temas en desarrollo son: Desarrollo de materiales de alta reflectancia y mayor durabilidad, estructuras más ligeras y económicas, almacenamiento de energía térmica y termo mecánica, así como el desarrollo de procesos de generación a mayor temperatura, dentro de los que se incluye la generación directa de vapor, tema principal de este trabajo de tesis.

CAPÍTULO 2

Justificación del trabajo de tesis

La tecnología solar de generación directa de vapor en captadores cilindro-parabólicos representa una excelente opción en la mejora de la eficiencia de conversión de energía solar a energía térmica en el rango de temperatura de 110 °C a 400 °C, además se prevé una importante reducción de los costos de construcción de campos solares que utilicen esta tecnología de concentración solar debido, principalmente, a la eliminación de algunos de los equipos que se están instalando actualmente en las centrales solares termoeléctricas que se han puesto en funcionamiento en los últimos años en el mundo, donde el fluido de transferencia térmica que circula por los tubos receptores de los captadores es un aceite sintético. Entre las principales aplicaciones de esta tecnología, además de la generación de electricidad, destacan la producción de calor para procesos industriales, y climatización y refrigeración solar.

Por otra parte, la existencia de diferentes estados del fluido, como en el caso del agua, en el campo solar de generación directa complica el modelado y simulación de sistemas que

utilizan esta tecnología, debido principalmente a la complejidad que conllevan las transiciones de fase y del flujo bifásico en tuberías, donde se pueden tener distintos patrones de flujo. Existen multitud de correlaciones en la literatura tanto para el cálculo de caídas de presión en tuberías con flujo bifásico agua-vapor, como para el cálculo de los coeficientes internos de transferencia de calor por convección; sin embargo, esas correlaciones no predicen el comportamiento termo-mecánico de los tubos receptores sometidos a flujos de radiación en la pared del tubo del orden de 40 kW/m^2 y patrones de flujo hidráulico estratificado, condiciones éstas últimas, que generan diversos problemas como rupturas de envoltentes de vidrio y fatiga de materiales durante la generación directa de vapor en concentradores solares. Estas dificultades son las que han motivado el desarrollo de este proyecto de investigación durante el cual se desarrolla una metodología para estimar la deformación de los receptores cuando se presenta el flujo en dos fases.

Objetivos:

Mediante este trabajo de investigación se realizan estudios termo-hidráulicos de diferentes configuraciones del conjunto receptor-fluido del campo de colectores utilizando resultados experimentales de referencia que estén disponibles en la literatura y en trabajos anteriores realizados por el equipo de concentración solar del Instituto de Ingeniería de la UNAM, en los que el fluido de trabajo es agua-vapor.

El objetivo final de los estudios que se realizan es poder elaborar un conjunto de recomendaciones relacionadas con los diseños de geometrías de receptores y de cálculo de régimen de flujo necesarios para evitar que, durante la conversión de energía solar a energía térmica, en la modalidad de generación directa de vapor, se presenten las indeseables deformaciones del receptor de los captadores cilíndrico-parabólicos que emplean agua como fluido de trabajo. Para realizar estos estudios termo-hidráulicos se desarrolla una herramienta de cálculo para simular el patrón de flujo estratificado y se establece una metodología para calcular la magnitud de la deflexión de los receptores de los concentradores solares sometidos a estas condiciones de cambio de fase.

Antecedentes

La investigación y el desarrollo en el campo de la generación directa de vapor (DSG por sus siglas en inglés) en los sistemas de concentración por canal parabólica, han llegado a una

etapa pre-comercial en la cual la integración de campos o arreglos solares puede estar basada en resultados experimentales sólidos. A la fecha se han ensayado diferentes técnicas y metodologías para realizar la generación de vapor en el interior de los receptores (Aurousseau 2014), entre los principales procesos destacan: a) el flujo o paso directo por el receptor, b) la recirculación de fluido y c) la inyección de fluido.

Asimismo, se ha tratado de introducir diferentes formas geométricas en el interior de los receptores para inhibir el flujo estratificado y minimizar de esta manera el gradiente circunferencial de temperatura (Muñoz 2011). Adicionalmente se han hecho ensayos con receptores bimetálicos para mejorar la transferencia de calor en la dirección angular del receptor y así tratar de disminuir los gradientes circunferenciales (Flores y Almanza 2001).

Sin embargo, todavía existen algunos problemas que pueden surgir a través de ciertas condiciones de operación de los canales parabólicos, en específico aún quedan latentes los problemas de los esfuerzos térmicos y la deformación de receptores derivados de los gradientes circunferenciales de temperatura a través de los propios receptores, que se generan bajo ciertas condiciones de operación recurrentes en el funcionamiento de estas plantas.

El fenómeno termo-hidráulico más importante durante la generación directa de vapor a través del receptor de un concentrador cilindro-parabólico, es el que se genera mediante un flujo lento de agua en dos fases (vapor y líquido) en el interior de un receptor horizontal, o ligeramente inclinado, de diámetro grande. El flujo tiende a la estratificación del agua en la parte inferior del tubo, mientras que el vapor se conduce por la parte superior. La diferencia, generalmente grande, de los coeficientes de transferencia de calor entre los segmentos superior e inferior del tubo causa fuertes esfuerzos térmicos en la pared del receptor. Estos esfuerzos son causantes de importantes deflexiones o deformaciones del receptor, mismas que fueron por primera vez observadas y reportadas por Almanza (Almanza, Lentz y Jiménez, 1997). De esta forma los intentos de solución de este problema han ido encaminados a tratar de evitar la estratificación y pasar al régimen del flujo a estados como el flujo burbujeante, intermitente, anular o totalmente turbulento, todo esto dependiendo de las velocidades del flujo y del contenido de vapor. Estos últimos patrones de flujo no generan

esfuerzos térmicos en la tubería y por tanto no se generan las indeseables deformaciones del receptor.

Para evitar el flujo estratificado se han ensayado algunas técnicas:

1. Asegurar no alimentar por debajo de un mínimo de densidad de flujo másico en el tubo horizontal, con esto se logra llevar al fluido a regímenes diferentes al estratificado de acuerdo con el diagrama de Baker, Fig. 2.1
2. Inclinar el receptor moderadamente asegurando que la estratificación se presenta en la dirección axial del receptor
3. Recubriendo la superficie interior del receptor con películas porosas para asegurar la formación de gotas en el flujo del vapor
4. Insertando perturbadores de flujo en el interior del receptor, incrementando así la densidad de flujo másico.

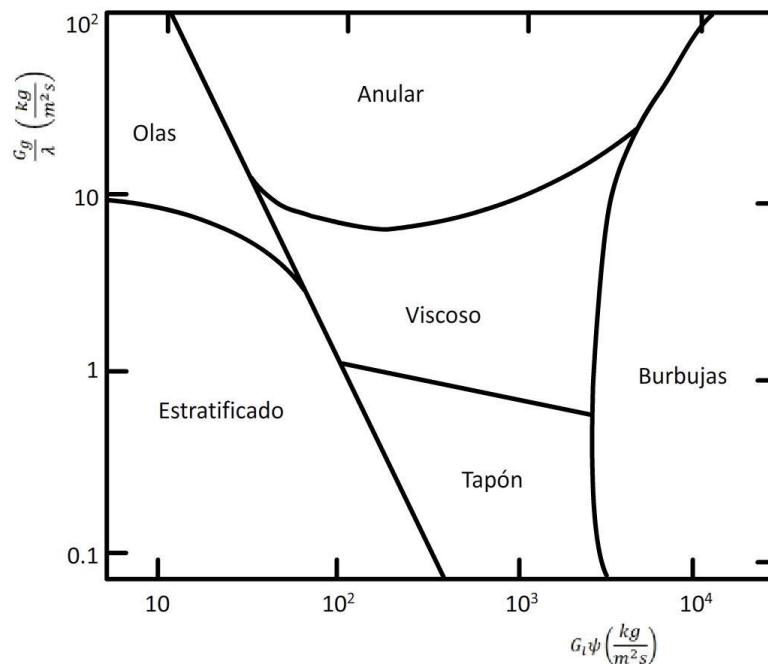


Fig. 2.1. Diagrama de Baker en el que se muestran los diferentes regímenes de flujo que se pueden presentar en un flujo en dos fases conforme a la densidad de flujo másico.

Aumentando la densidad de flujo másico más allá de un cierto límite inferior, se logra que la Generación Directa de Vapor se realice en un solo paso y que el proceso de evaporación se lleve a cabo fuera del régimen de estratificación, solamente se pueden presentar los patrones intermitente y anular (Herrman U. 1997). Para garantizar cierta densidad de flujo

másico mínima se pueden ver reducidas las horas de operación de la planta ya que el calor aportado por el concentrador puede no ser suficiente para evaporar este valor mínimo de densidad de flujo másico y así las horas de operación pueden verse reducidas. Así que para aumentar las horas de operación entonces hay que reducir la densidad de flujo másico y esto puede ocasionar la presencia de flujo estratificado y por consiguiente esfuerzos térmicos y deformaciones en el receptor. En la Fig. 2.1 los parámetros G_g y G_l representan los flujos másicos por unidad de área del gas-vapor y el líquido respectivamente, basados en el área total de la sección transversal de la tubería horizontal (Baker 1954). Los parámetros adimensionales para las fases, de gas λ y de líquido ψ , están dados por:

$$\lambda = \left(\frac{\rho_G}{\rho_{air}} \frac{\rho_L}{\rho_{agua}} \right)^{1/2} \quad (2.1)$$

$$\psi = \left(\frac{\sigma_{agua}}{\sigma} \right) \left[\left(\frac{\mu_L}{\mu_{agua}} \right) \left(\frac{\rho_{agua}}{\rho_L} \right)^2 \right]^{1/3} \quad (2.2)$$

donde ρ_G , ρ_L , μ_L y σ son densidades, viscosidad y tensión superficial del fluido y las propiedades de referencia son:

$$\rho_{agua} = 1,000 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{aire} = 1.23 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_{agua} = 0.001 \text{ Ns/m}^2$$

$$\sigma_{agua} = 0.072 \text{ N/m}$$

Teóricamente una moderada inclinación en el receptor hace que el fluido se estratifique axialmente en el receptor y así la baja densidad de flujo másico pudiera no ser factor de riesgo para aumentar las horas de operación sin que aparezcan los esfuerzos térmicos. Sin embargo, Eck (M. S. Eck 2004) analizó en la planta de ensayos DISS (DIrect Solar Steam) de la plataforma solar de Almería, la influencia de la inclinación del colector sobre el comportamiento termo-hidráulico de la generación directa de vapor en colectores cilíndrico-parabólicos. Realizó pruebas con una fila horizontal de concentradores y con una fila inclinada. Los resultados de los ensayos mostraron que el colector horizontal garantizaba una refrigeración suficiente para todas las condiciones de operación investigadas bajo un

cierto régimen de densidad de flujo másico. Por lo tanto, la inclinación de los colectores no es necesario para el proceso de DSG. La posibilidad de utilizar los colectores horizontales en lugar de los inclinados es una conclusión importante que ayuda a que la generación directa de vapor en colectores cilindro parabólicos sea más rentable, siempre y cuando no se manejen bajas densidades de flujo másico.

Las películas porosas adheridas a la pared interna del receptor mejoran el arrastre de agua en el flujo de vapor. Las gotas se mueven con velocidades altas predominantemente a través de la capa límite de la pared (Malysenko 1994). Esto aumenta la turbulencia y por lo tanto la transferencia de calor en la capa límite. Sin embargo, no se tienen resultados experimentales a gran escala para esta sugerencia.

Los excitadores de flujo bloquean parte de la sección transversal del receptor y fuerzan a las densidades de flujo másico a adquirir mayores valores (Herrmann 1996). Para algunos tipos de desplazadores o excitadores se han medido las caídas de presión a lo largo de pequeñas secciones de receptor de 8 metros de longitud y se ha encontrado que, si bien la transferencia de calor mejora en la pared del receptor y por lo tanto se disminuye el gradiente circunferencial, también las caídas de presión son demasiado grandes, aproximadamente aumentan en un factor de 8.

Muñoz y Abánades (Muñoz 2011) analizaron el efecto de la utilización de tubos con aletas helicoidales internas para el diseño de colectores cilindro-parabólicos con herramientas de la dinámica de fluidos computacional; el enfoque numérico fue calibrado con la estimación de los datos experimentales y el resultado del análisis de la introducción de estas aletas lleva a un aumento global de la eficiencia de un 2% para una planta de 20 MWe, además de la expectativa de la reducción del costo de operación y mantenimiento debido a la reducción de la tasa de reemplazo de los tubos receptores ocasionada por el decrecimiento de la fatiga termo-mecánica de los tubos receptores. No obstante, la adición de aletas helicoidales, el riesgo del estancamiento del fluido por las caídas de presión mantiene latente el riesgo de la aparición de flujo bifásico estratificado en periodos transitorios y por ende la aparición de las indeseables deformaciones del mismo receptor.

Pruebas con diferentes fluidos de trabajo

Las centrales térmicas solares son algunas de las tecnologías más prometedoras para sustituir a los combustibles fósiles en aplicaciones estacionarias, y dentro de la tecnología solar térmica, los cilindros parabólicos se consideran la aplicación más madura en el mercado. Mediante un código elaborado para realizar balances de energía, Giostri (Giostri, A., *et.al.* 2012) comparó diferentes tecnologías de campo solar, tanto en términos de rendimiento en las condiciones de diseño, así como en la producción de energía anual. Se consideró un caso de referencia que refleja el estado del arte en tecnología canal parabólica, la planta de Nevada Solar One, que mostró una eficiencia de diseño y la eficiencia promedio anual de 22,4% y 15,3%, respectivamente, de acuerdo con el desempeño real. Si las sales fundidas se utilizan como fluido de transferencia de calor en vez de aceite sintético (por ejemplo, planta ARCHIMEDE), la mejora de la eficiencia sería del orden del 6% debido a la mayor temperatura superior alcanzable. Otras ventajas termodinámicas se pueden lograr con una planta de generación de vapor directo, el principal inconveniente es el control más complejo de los transitorios y la no disponibilidad de sistemas de almacenamiento en el mercado. No obstante, para este problema, se propone una innovadora configuración, que combina las ventajas de la evaporación directa de vapor y el uso de un fluido de transferencia de calor, para investigar tanto aceite sintético y sales solares para el sobrecalentamiento del vapor. Los resultados de esta configuración son muy prometedores, con un promedio de eficiencia de radiación solar a energía eléctrica anual de 17,8%, que es 16% más alta que el caso de referencia. Sin embargo, la potencial problemática de la aparición del flujo estratificado en la región de la DSG sigue latente.

Configuraciones de flujo del fluido de trabajo

La planta PSA DISS es un sistema solar que sirve como banco de pruebas para investigar el proceso GDV en colectores solares tipo canal parabólico (ver Fig. 2.2) Aunque el campo solar podría ser operado a través de un amplio rango de temperatura-presión, los tres principales puntos de funcionamiento investigados en el proyecto DISS se clasifican de acuerdo con el comportamiento termo-hidráulico y el rendimiento del sistema de operación de tres modos (paso directo o un solo paso, recirculación y de inyección) (Valenzuela, Control Scheme for Direct Steam Generation in Parabolic Troughs 2006).

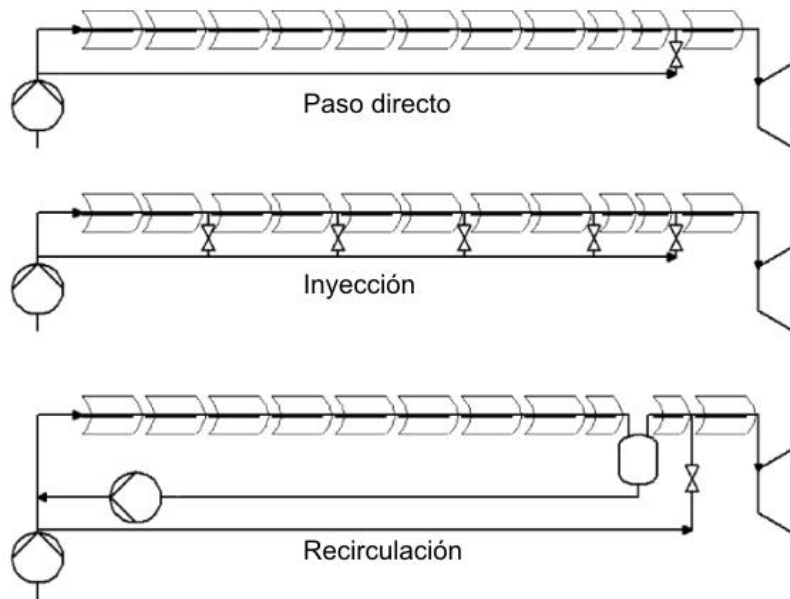


Fig. 2.2. Diferentes modos de configuración para la Generación Directa de Vapor

Estos procesos se han investigado en condiciones reales, para identificar las ventajas específicas y desventajas de cada uno.

- En el modo de un solo paso el agua de alimentación se precalienta, se evapora y se convierte en vapor sobrecalentado a medida que circula desde la entrada a la salida del circuito del colector. Este concepto es el más simple, pero el principal problema técnico es la capacidad de control de los parámetros del vapor sobrecalentado a la salida del campo de colectores (Valenzuela et al, 2004) (Valenzuela, Direct Steam Generation in Solar Boilers. 2004).
- En el modo de inyección, el agua es inyectada en varios lugares a lo largo de la fila de colectores. El sistema de medición necesario para ayudar al esquema de control diseñado para este modo no funcionó adecuadamente durante los experimentos (Zarza 2002); (M. E. Eck 1999)). La complejidad y el costo de este modo de funcionamiento ha causado que se deseché para un mejor desarrollo.
- En el concepto de recirculación, el más conservador, un separador de agua-vapor está situado en la final de la sección de evaporación de la fila de los concentradores. La cantidad de agua alimentada a la entrada del evaporador es mayor que la cantidad que se puede evaporar. En el separador central, el agua el exceso se recircula a la

entrada del circuito del colector donde se mezcla con el agua precalentada. El exceso de agua en la sección de evaporación garantiza buena humectación de los tubos absorbedores e imposibilita la estratificación. El vapor producido se separa desde el agua por el separador colocado en medio y se alimenta a la entrada de la sección de sobrecalentamiento. Este tipo de sistema de DSG es altamente controlable, pero el exceso de agua que tiene que ser recirculado, el separador de agua-vapor y la bomba de recirculación de agua aumentan la carga parasitaria del sistema.

Estudio de la transferencia de calor en flujo en dos fases

La presencia del flujo en dos fases dentro del tubo receptor de un concentrador solar tipo canal parabólica proporciona la ventaja de evitar equipos auxiliares de intercambio de calor que utilizan las plantas de concentración convencionales. De cualquier manera, el grado de complejidad para el manejo del fluido de trabajo aumenta al presentarse problemas dinámicos inherentes al flujo en dos fases, que aún están presentes en las plantas de canal parabólica. Las turbinas de vapor que se usan en las plantas solares son las mismas que se emplean en las plantas nucleares o en las que usan combustibles fósiles, de tal manera que requieren de ser alimentadas con vapor en condiciones de presión y temperatura tan constantes como sea posible. En consecuencia, los problemas asociados con el flujo en dos fases deben ser ampliamente analizados y considerados para elaborar un diseño y políticas de operación adecuados para la planta.

Como se ha mencionado previamente en este trabajo, muchos de los esfuerzos para evitar la problemática del flujo en dos fases se han enfocado a utilizar equipos de reinyección o recirculación de agua en las regiones donde comienza el cambio de fase en el receptor. Arousseau (Arousseau 2014) elaboró un modelo dinámico para analizar el comportamiento de la transferencia de calor en un banco de 7 tubos receptores paralelos de una pulgada de diámetro cada uno, sometidos a un flujo de concentración mediante espejos de Fresnel; aunque la óptica no es la misma, de cualquier manera ocurre el fenómeno del cambio de fase del agua al interior de los tubos. Para el coeficiente de transferencia de calor de la región de precalentamiento se utilizó la ecuación de Dittus-Boelter (Shah 1988) y para la región en dos fases se superpone la misma ecuación ponderada por los correspondientes parámetros de Martinelli. Sin embargo, esta metodología solamente predice las regiones donde se presenta el flujo en dos fases para ahí implementar los dispositivos de reinyección.

La modelación del comportamiento del receptor para la DSG bajo condiciones de flujo bifásico ha sido abordada a escala real por (Zarza 2002), (Eck 2002), (Price 2002) y (M. Z. Eck 2003), en estos artículos la modelación también se enfoca hacia la introducción de equipo auxiliar para inyección o recirculación de agua durante los transitorios del cambio de fase en la planta Direct Solar Steam (DISS) de la plataforma solar de Almería, España (PSA). (Hirsch 2006) y (M. H. Eck 2007) usaron un programa de simulación basado en un modelo de flujo homogéneo de dos fases para estudiar los diferentes escenarios transitorios con y sin controladores adicionales. (F. Lippke 1996) realizó una investigación sobre el cambio de fase en un receptor de un solo paso, es decir sin inyectores ni recirculadores, donde se mencionan los problemas latentes de utilizar la DSG en un solo paso. (Forristall 2003) desarrolló un análisis detallado de la transferencia de calor bidimensional para el receptor en un DSG, este modelo fue empleado para determinar el funcionamiento térmico del receptor bajo diferentes condiciones de operación.

A partir de la propuesta de la utilización de la generación directa de vapor (Cohen 1994), se comenzaron a desarrollar los conceptos de recirculación, reinyección y un solo paso, de tal manera que la modelación se encaminó a prever las regiones en las que el cambio de fase podría ocurrir y de esta forma se comenzaba a predecir la utilización del equipo adicional (Dagan E. 1992), (F. Lippke 1996). (S. E. Kalogirou 1995) y (Kalogirou, Lloyd y Ward 1997) analizaron un sistema de generación de vapor a baja presión calentando el agua en el receptor del concentrador y después flasheándolo en un recipiente separado, de tal manera que este concepto no es considerado en sí mismo como Generación Directa de Vapor.

Otro modelo de Generación Directa de Vapor fue desarrollado por (Odeh, Morrison y Behnia 1996) pero este estaba enfocado más bien para calcular las pérdidas de calor del receptor en términos de la temperatura de pared, después (S. M. Odeh 1998) toman en cuenta para su modelo tres diferentes zonas para el fluido, agua sub-enfriada, mezcla saturada y vapor seco, para evaluar el funcionamiento a gran escala de un concentrador bajo la generación directa de vapor, para transferencia de calor en la región de agua sub-enfriada Odeh, emplea el coeficiente de Dittus-Boelter, *op. cit.* Mientras que, para la región en dos fases, primero determina el patrón de flujo empleando el número de Froude Fr (GungerK. 1989), (Stephan 1992) y posteriormente se calculan los coeficientes de transferencia de calor para ambas fases por separado ponderando por sus correspondientes áreas transversales. Se puede decir

que este es el punto de partida para el análisis local de la transferencia de calor para la DSG cuando se presenta el flujo en dos fases, sin embargo, los problemas inherentes al flujo en dos fases, como por ejemplo las deformaciones de las tuberías, serían analizados más tarde, principalmente por Almanza y colaboradores, *op. cit.*

En el libro de la Ingeniería de la Energía Solar, *op. cit.*, se menciona que la GDV se llevó a cabo en 1976 en un prototipo pequeño. La diferencia con posteriores investigaciones es que el tubo absorbedor fue de cobre, el cual tiene una conductividad térmica 7 veces mayor que el acero, así que se eliminaron los esfuerzos térmicos. Posteriormente se comprobó en la Planta Solar al sustituir el acero por cobre. Sin embargo, el problema es que con el tiempo el cobre se reblandece, perdiendo propiedades mecánicas.

En efecto, los problemas termo-mecánicos del receptor de un concentrador tipo canal parabólica fueron primeramente observados por (Almanza, Lentz y Jiménez, 1997) en la Plataforma Solar Experimental de Ciudad Universitaria. En los experimentos se utilizaron dos colectores conectados en serie de 14.5 m de longitud. El tubo absorbedor de los CCP era un tubo evacuado que constaba de un tubo interior de acero galvanizado, con un diámetro exterior de 29.2 mm y un espesor de 1.9 mm, rodeado de un tubo de vidrio Pyrex con un diámetro exterior de 62.5 mm. El tubo absorbedor estaba sujeto a los colectores por soportes espaciados entre sí por una distancia de 3 m. De este modo el tubo absorbedor estaba dividido en segmentos de 3 m. El caudal de trabajo fue de 0.0166 l/s, temperatura de entrada de 20°C, presión en el intervalo 0.007-0.414 MPa. Para realizar el experimento se puso en operación el CCP de tal manera que, la radiación concentrada incidiera sobre el tubo absorbedor sin que hubiera ningún fluido en el interior de éste. Cuando el tubo alcanzó su temperatura máxima, cercana a los 200 °C, se hizo circular el caudal de agua. Con esto se produjo, entonces un cambio de fase donde el agua líquida apareció, favoreciendo la aparición del flujo estratificado.

En menos de diez segundos de operación bajo estas condiciones, se produjo una diferencia máxima de alrededor de 50 °C en las secciones transversales del tubo absorbedor donde se llevó a cabo el cambio de fase. Este gradiente térmico provocó una deformación ondulada del tubo. La deflexión alcanzó una distancia de 65 mm respecto al eje longitudinal del tubo sin deformación, en el centro de cada segmento, ocasionando el rompimiento de la cubierta

de cristal. Para solucionar este problema sustituyeron los tubos de acero por tubos bimetálicos de cobre-acero con un diámetro exterior de 38.1 mm y un espesor de 1.65 mm. Posteriormente, al repetirse el experimento con un flujo másico más grande el fenómeno ya no fue observado (L. Flores 2002).

Los resultados de estos experimentos se han publicado en varias fuentes, (Almanza, Lentz y Jiménez, 1997), (R. L. Almanza 1999), (R. J. Almanza 2002). Mientras que el modelamiento matemático para explicar el fenómeno de la deformación del receptor también ha sido abordado por el equipo de Almanza elaborando balances de energía en la pared del receptor sujeto a diferentes condiciones de flujo, entre estos trabajos se puede citar (Valdés 1998).

En un esfuerzo por disminuir los gradientes circunferenciales de temperatura que se presentan en el régimen de flujo estratificado, (Flores y Almanza 2001) presentan los resultados del comportamiento de un receptor compuesto por una pared interna de cobre y una externa de acero, al mismo tiempo se presentan los modelos matemáticos correspondientes.

Tubo de pared compuesta.

(Valdés 1998) analizó el comportamiento térmico uso de un tubo absorbedor de pared bimetálica cobre-acero, propuesto por (Almanza, *op cit*) para reducir los gradientes térmicos y evitar la deformación del tubo absorbedor. En dicho trabajo se desarrolló un modelo matemático que describe el perfil de temperaturas circunferenciales del tubo.

El modelo matemático se basó en el método de diferencias finitas en su modalidad nodal para obtener el perfil de temperaturas de cuatro tipos de tubo: cobre, acero galvanizado y dos tubos bimetálicos cobre-acero, con espesores del tubo de cobre de 1/3 y 2/3 de espesor de la pared del tubo.

Los perfiles de temperatura obtenidos mostraron que, las diferencias máximas de temperatura en los tubos cuando existía flujo estratificado fueron:

- 10.5 °C para el tubo de cobre (diámetro interior de 25.4 mm, diámetro exterior de 29.2 mm)
- 48 °C para el tubo de acero galvanizado (diámetro interior de 25.4 mm, diámetro exterior de 29.2 mm)

- 21.7 °C para el tubo bimetálico con proporción de cobre de 1/3 (diámetro exterior del tubo de cobre 26.6 mm, diámetro exterior del tubo de acero 29.2 mm)
- 13.8 °C para el tubo bimetálico con proporción de cobre de 2/3 (diámetro exterior del tubo de cobre 27.9 mm, diámetro exterior del tubo de acero 29.2 mm)

Con base en los resultados obtenidos, (Almanza, Flores, y otros 2000) fabricaron el tubo de pared que muestra la Fig. 2.3. Para hacerlo, se insertó un tubo de cobre tipo k en un tubo de acero galvanizado. La pared compuesta del tubo estaba formada por 1/3 de cobre y 2/3 de acero.



Fig. 2.3. Tubo de pared compuesta cobre-acero.

Los resultados experimentales mostraron una deflexión del tubo bimetálico de apenas 10 mm. Además, los gradientes circunferenciales de temperatura fueron 50 % menores, bajo las mismas condiciones de operación, que el tubo de acero de (Almanza *et al.* 1997). Así, con el uso de un tubo absorbedor de pared compuesta, o bimetálico, se demuestra la viabilidad técnica de la GDV. Los resultados de los experimentos con el tubo absorbedor de pared compuesta han sido presentados por varios autores (Almanza *et al.* 2000), (Lentz *et al.* 2000), (Flores *et al.* 2001), (Flores *et al.* 2002)

El modelamiento y experimentación para la DSG ha sido amplio y, según hemos visto, se ha encaminado principalmente a evitar la presencia de las deformaciones del tubo receptor para cuando el flujo en dos fases está presente, como se puede observar se han ensayado diferentes técnicas estrategias y configuraciones, sin embargo queda latente el problema de poder predecir la deformación de receptor bajo las mismas condiciones en las cuales se han venido realizando modelamientos y experimentación, y ese es precisamente el objetivo de la presentación de este trabajo.

CAPÍTULO 3

El fenómeno de la deformación del tubo receptor

El fenómeno termo-hidráulico de la estratificación durante la DSG en los colectores solares tipo canal parabólica es causado por el bajo flujo en dos fases de agua y vapor a través de los tubos calentados horizontales o cerca a la horizontal y además de diámetros relativamente grandes. Las grandes diferencias entre los coeficientes de transferencia de calor en las regiones húmeda y seca del tubo (inferior y superior respectivamente) generan gradientes de temperatura circunferenciales en la pared del receptor que pueden causar a su vez severos esfuerzos térmicos dentro de la pared del tubo conductor del fluido. Si el flujo en dos fases no es estratificado, entonces puede ser intermitente, burbujeante o anular, dependiendo de las velocidades y del contenido de vapor. Estos tres patrones de flujo no causan esfuerzos térmicos mientras que se mantengan mojando completamente la pared interna del tubo receptor.

Un problema similar al de la deflexión de la tubería fue observado en la industria nuclear, específicamente en los reactores de agua hirviente (BWR por sus siglas en inglés), (Myung 2008) describió que cuando hay un flujo de agua con una diferencia de temperatura en el interior de una tubería, el agua más caliente tiende a flotar en la parte superior del enfriador de agua, ya que es más ligera, lo que resulta en la porción superior de la tubería de ser más caliente que la parte inferior. Bajo estas condiciones, la estratificación térmica puede jugar un papel importante en el envejecimiento de la tubería, aun siendo vertical, de la planta de energía nuclear debido al estrés causado por la diferencia de temperatura y los cambios cíclicos de temperatura. Este estrés puede limitar la vida útil de las tuberías, incluso dando lugar a grietas penetrantes. En su investigación Myung analizó el efecto de la estratificación térmica en la integridad estructural de la línea del presurizador, la cual se informó ser uno de los tubos más gravemente afectados. Esta observación confirma la hipótesis en el sentido que los esfuerzos mecánicos generadores de deflexiones en las tuberías receptoras son causados por gradientes de temperatura pronunciados.

Las primeras observaciones sobre el gradiente circunferencial de temperatura en la pared del tubo receptor de un campo solar de gran escala a una presión de trabajo de 100 bar, fueron hechas por (Zarza, y otros 1998), mientras que previamente (Almanza, Lentz, & Jiménez, 1997) había ya descrito el comportamiento del receptor de acero bajo condiciones de irradiación homogénea para la generación directa de vapor en módulos de concentración de 16 metros de longitud. Zarza encontró durante la investigación llevada a cabo en el proyecto DISS-Fase I que la densidad del flujo másico (MFD) tiene el mayor impacto en el patrón de flujo, la calidad y la presión de vapor; mientras que al flux de calor concentrado en la pared externa del receptor se le atribuía una mayor influencia sobre el gradiente circunferencial de la temperatura en el tubo receptor. Posteriormente mediante un análisis de sensibilidad (Almanza R. V., 2002) demostró que, en efecto, el gradiente circunferencial de temperatura es mucho más sensible al patrón del flujo del fluido interno que a la distribución del flujo de radiación solar concentrada. No obstante, cabe mencionar que los experimentos de Zarza se realizaron a 100 bar mientras que los de Almanza a presiones muy cercanas a la atmosférica. Esta diferencia de escenarios será discutida durante la exposición de resultados del modelamiento realizado en este trabajo.

Para analizar el fenómeno de la deflexión, que fue primeramente observado y reportado por Almanza, *op cit*, posteriormente se realizaron pruebas experimentales en el Instituto de Ingeniería de la UNAM (Flores V. y Almanza R., 2004) para conocer el valor de las temperaturas en la periferia de la pared del tubo, así como la deflexión del receptor causada por los gradientes térmicos circunferenciales. Para tal propósito se alimentó un módulo solar de concentración de 16 m de longitud y 2.5 m de apertura con agua a temperatura ambiente; se observó que a medida de que el agua avanzaba a través del receptor, ésta iba teniendo un precalentamiento de 25°C a 105°C y se observó que en un tiempo corto de 4 a 7 segundos después de que el agua entró en contacto con el tubo, comenzó la deflexión, mostrándose como un movimiento ondulatorio longitudinal a través del tubo; asimismo se asevera que el valor de la deflexión era mayor en la parte central del tubo debido a la separación entre soportes, véase la Fig. 3.1. En este punto cabe aclarar que los soportes del tubo están formados por tornillos prisioneros cuya misión consiste básicamente en sostener horizontalmente el tubo en la región focal del concentrador, mas no presentan una resistencia a la deformación axial. A continuación, se presenta una descripción gráfica del fenómeno de la deflexión.

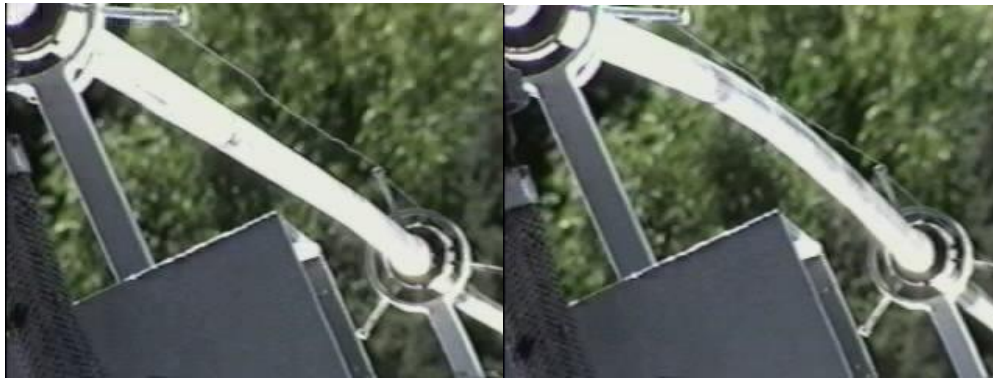


Fig. 3.1. Receptor enfocado durante la etapa de precalentamiento (izquierda), y durante la etapa de generación de vapor (derecha).

En efecto, el causante principal de la deflexión del tubo es la diferencia de temperaturas entre la parte superior e inferior del mismo debido al flujo estratificado, más no la obstrucción o impedimento a su deformación axial producida por los tornillos prisioneros y la cual es mínima.

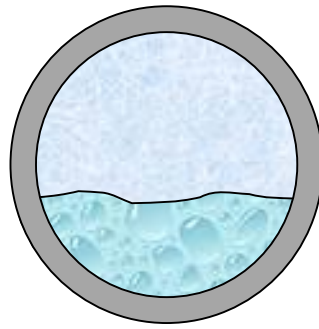


Fig. 3.2. Vista de corte del flujo estratificado desarrollado en un tubo horizontal.

La Fig. 3.2 muestra una región de tubo receptor donde se encuentra el flujo de agua estratificado, en esta región el efecto enfriador del agua es mayor que el del vapor que se encuentra encima de ella, en otras palabras, se presume que el coeficiente de transferencia de calor del flujo del líquido es mayor que el del flujo de vapor. Esto ocasiona que la parte inferior del tubo se enfríe más rápido que la parte superior, estableciéndose así la diferencia de temperaturas entre las partes superior e inferior.

En una vista lateral exterior un tramo de tubo horizontal se muestra como en la Fig. 3.3

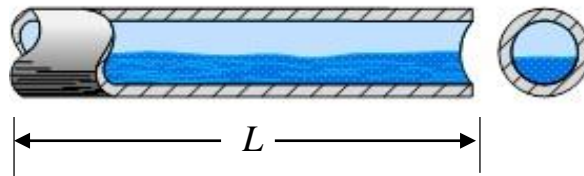


Fig. 3.3. Vista lateral de un tubo horizontal con flujo estratificado

El tubo receptor mostrado en la Fig. 3.3 se encuentra sujeto a una diferencia de temperaturas entre sus partes superior e inferior, esto solamente en la región L donde se encuentra desarrollado el flujo estratificado. Durante la etapa de cambio de fase, las temperaturas de las regiones de contacto con las fases se mantienen constantes, pero son diferentes de la temperatura inicial a la cual fue montado el sistema. Es decir, durante el cambio de fase se tienen dos diferenciales de temperatura con respecto a la temperatura inicial y como consecuencia, las partes superior e inferior tienen diferente dilatación axial, numéricamente:

$$\Delta L_{sup} = \alpha_L L(T_{sup} - T_i) \quad (3.1)$$

$$\Delta L_{inf} = \alpha_L L(T_{inf} - T_i) \quad (3.2)$$

donde:

- L = Longitud del receptor, m
- T_{sup} = Temperatura de la parte superior del tubo en contacto con vapor, °C
- T_{inf} = Temperatura de la parte inferior del tubo en contacto con líquido, °C
- T_i = Temperatura inicial del tubo en el momento del montaje
- α_L = Coeficiente de dilatación térmica lineal, °C⁻¹
- ΔL_{sup} = Deformación longitudinal de la parte superior del tubo, m
- ΔL_{inf} = Deformación longitudinal de la parte inferior del tubo, m

Debido a que la temperatura es mayor en la región superior del tubo, entonces la deformación lineal también será mayor, esto ocasiona dos elongaciones acopladas en el tubo cilíndrico cuyo efecto es precisamente un pandeo, algo muy similar a lo que ocurre en una varilla bimetalica. La Fig. 3.4 ilustra el efecto del pandeo en donde la parte inferior del tubo representa el arco de una circunferencia y la parte superior, el arco de otra circunferencia. La β representa el pandeo.

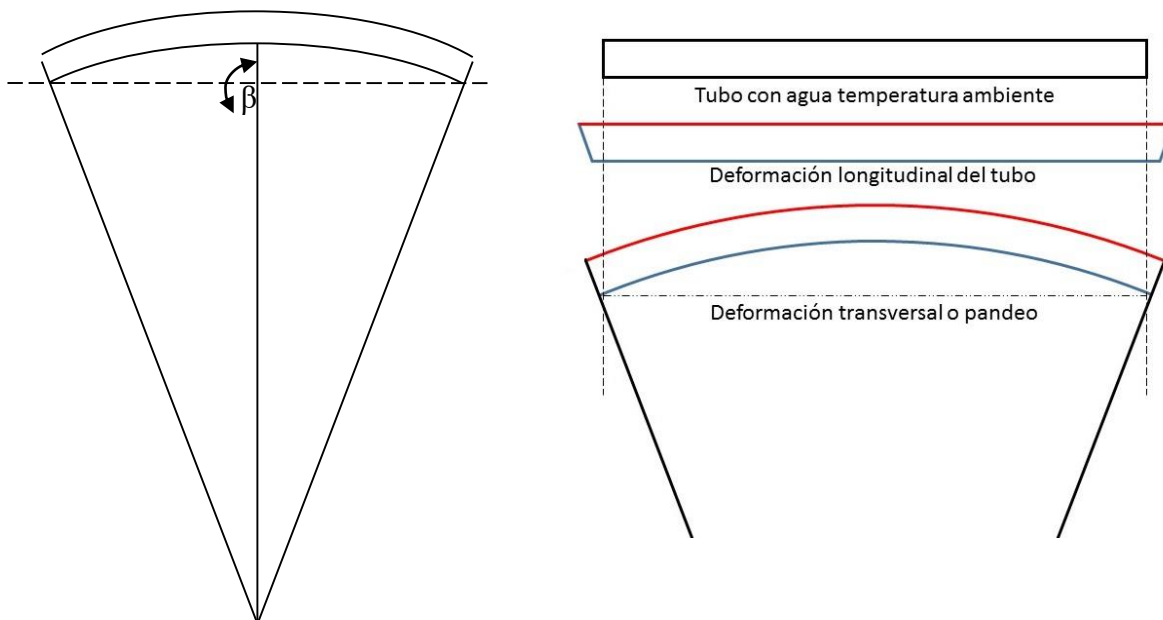


Fig. 3.4. Geometría empleada para determinar la magnitud del pandeo considerando que la curva generada puede ser aproximada por una circunferencia. A la izquierda el tubo deformado, a la derecha se muestran las deformaciones inferior y superior del tubo que causan el pandeo

Hipótesis

La generación directa de vapor de agua (DSG) en los concentradores solares presenta un importante problema de operación cuando:

- El fluido se conduce a través de los receptores bajo el patrón de flujo en dos fases estratificado; esta estratificación, agua saturada en la parte inferior del tubo y vapor saturado en la parte superior del mismo, genera un importante gradiente circunferencial de temperatura en la pared del tubo el cual ocasiona deformaciones eulerianas, o pandeos, del tubo que rompen la envolvente de vidrio del mismo y cíclicamente ocasionan fatiga prematura en el material del receptor.

Utilizando un receptor bimetálico (Valdés, 1998, *op cit*), cobre en la pared interior y acero en la pared exterior, se puede minimizar este gradiente y por lo tanto minimizar la deformación del tubo. Mediante un análisis acoplado del fenómeno termo-hidráulico del fluido y de los efectos termo-mecánicos en el receptor, se obtendrá una funcionalidad paramétrica entre estos dos grandes causantes de la deformación y así se podrán establecer correlaciones de diseño y operación.

Con relación a la deflexión térmica del receptor, de la cual se ha demostrado ser el efecto más drástico que se genera por el cambio de temperatura, bajo las condiciones de operación descritas, se concluye que la magnitud de la deflexión depende del flujo másico, de la temperatura del fluido y de la temperatura de la pared del receptor o del flujo de calor que incide en la periferia y de la conductividad térmica del receptor (Almanza y Muñoz, 1994).

De esta manera, esta parte del proyecto pretende aportar los elementos de diseño y configuración para los elementos receptores de los sistemas DSG. En una primera etapa el fenómeno termo-hidráulico del cambio de fase será modelado para establecer en qué medida los dos grandes procesos causantes de la deformación de los tubos receptores, la distribución de la radiación y el cambio de fase en su etapa de flujo estratificado, contribuyen a la deformación del tubo receptor. Así se logrará proponer una solución de diseño que promete dar paso al modelo comercial de receptor para sistemas DSG.

CAPÍTULO 4

Fundamentación para el modelamiento del flujo en dos fases.

Este capítulo tiene como objetivo introducir las principales correlaciones en el modelado de flujo de dos fases, principalmente aquellas basadas en el flujo de agua en ductos circulares. Diferentes técnicas de modelado se presentan para el flujo de dos fases. Dado el rápido crecimiento en el tema de investigación del flujo bifásico y una mayor comprensión en áreas como los nanofluidos, es posible que se generen nuevos modelos en un futuro próximo. Aunque, para la mayoría de aplicaciones de diseño y de investigación, los temas tratados en este capítulo representan el estado del arte.

Enfoques de modelado de flujo en dos fases

Dinámica de Fluidos Computacional de dos fases

El enfoque más fundamental para modelado de flujo de dos fases es aplicar las leyes físicas conocidas en su forma general. Los únicos supuestos requeridos en la formulación de las ecuaciones generales constitutivas son: (a) que los fluidos pueden ser tratados como medios continuos y (b) que las variables físicas que denotan el estado termodinámico del fluido estén bien definidas.

Se identifican dos tipos de leyes:

- La ley de conservación para la masa, cantidad de movimiento, momento angular y la energía. Estas leyes son independientes del campo de flujo y del material del fluido.
- Leyes constitutivas que relacionan el campo de velocidad en el fluido al campo de esfuerzos y el campo de flujo de calor hacia el campo de la energía interna. Estas

leyes dependen de las propiedades del material y pueden depender del campo de flujo.

Si estas leyes se aplican en sus formas tridimensionales y en función del tiempo, entonces debería ser posible predecir el régimen de flujo, caída de presión, transferencia de calor y el cambio de fase para cualquier flujo de dos fases. La solución de las ecuaciones de conservación debe realizarse numéricamente, y el área de la investigación que se ocupa de la forma de resolver las ecuaciones de conservación completa se denomina generalmente como Dinámica de Fluidos Computacional (CFD por sus siglas en inglés).

El enfoque de la CFD exige instalaciones computacionales significativas y ha llegado a ser posible sólo para los patrones más simples de flujos en dos fases durante los últimos años debido a los avances en la tecnología informática. Sin embargo, existen varias alternativas al enfoque CFD que requieren de considerablemente menor espacio computacional y que se utilizan popularmente hasta la fecha. A continuación, se mencionan las más populares.

Mapas de Régimen de flujo

Se han hecho varios intentos de correlacionar los regímenes de flujo con las condiciones de flujo. Estas correlaciones generalmente se presentan gráficamente en forma de "mapas régimen de flujo". (O. Baker 1954) Propuso uno de los primeros mapas régimen de flujo en el que se correlaciona el régimen de flujo a las velocidades de flujo volumétrico de líquido y vapor. (Mandhane 1974) produjo un mapa de régimen de flujo basado en extensas observaciones realizadas por varios investigadores.

Con el fin de mejorar la generalidad de los mapas de régimen de flujo, es necesario elegir los ejes de coordenadas como grupos adimensionales adecuados que pueden conjuntar los datos de una variedad de fluidos y un rango razonable de diámetros de tubo en las regiones coincidiendo en el mapa. (Taitel 1976) fue quizá de los primeros en sugerir que los mecanismos que conducen a los diferentes regímenes de flujo deben identificarse con el fin de encontrar grupos adimensionales apropiados para las coordenadas en mapas de régimen de flujo. A partir de modelos mecánicos relativamente simples, se llegó a la conclusión de que se necesita un conjunto de cuatro grupos adimensionales que determinen el régimen de flujo. Más tarde, varios investigadores [ver, por ejemplo, (Galbiati 1992)] trataron de

perfeccionar los mecanismos simplistas propuestas por Taitel y Duckler. Posteriormente (Heun 1995) documentó y comparó una amplia variedad de intentos de secuenciar el régimen de caudales.

Modelo de Flujo Homogéneo

Varios métodos se han aplicado para resolver las ecuaciones de conservación en forma simplificada. El enfoque más simple se llama el modelo de flujo homogéneo en el que las dos fases se supone que viajan juntas a la misma velocidad y se comportan como una sola fase con propiedades que se definen como medias ponderadas de las propiedades de las fases individuales. Las formas homogéneas de las leyes de conservación se pueden encontrar en (Ginoux 1978). Los modelos homogéneos son conocidos por ser inadecuados para la mayoría de los flujos de dos fases, excepto aquellos en los que una de las fases es muy finamente dispersada en la otra.

Modelos para flujos separados

En la jerarquía de los modelos de flujo de dos fases, el modelo homogéneo es superado en complejidad por el modelo de flujos separados en el que se permite que las fases se deslicen una con respecto a la otra. Las dos fases, sin embargo, se supone que tienen la misma presión y temperatura en cualquier sección transversal del tubo (ecuación de Clapeyron). La estrategia consiste en escribir las ecuaciones de conservación para un equilibrio general de la masa, cantidad de movimiento y energía para un volumen de control cilíndrico entre dos secciones transversales del tubo, separadas por una distancia axial Δz como se muestra en la Fig. 4.1. El líquido y el vapor ocupan áreas A_f y A_g , respectivamente, en una sección transversal dada del tubo y el vacío fracción ε se define como la relación entre el área de vapor A_g a la zona de sección transversal total del tubo. A medida que la distancia Δz se aproxima a cero, las leyes de conservación se obtienen en forma de ecuaciones diferenciales en el axial de coordenadas z .

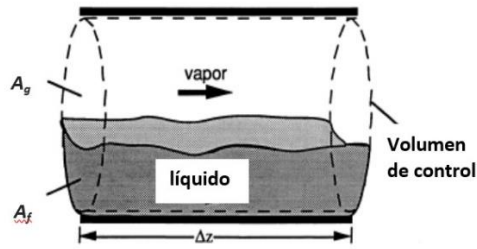


Fig. 4.1. Volumen de control para el modelo de flujos separados

Las ecuaciones generales de conservación en un modelo de flujo separado no pueden resolverse directamente debido a que generalmente no se conocen la fracción de vacío, el deslizamiento entre las fases y los esfuerzos cortantes en la pared. En general, el esfuerzo cortante en un contacto líquido-pared es diferente del esfuerzo cortante en un contacto vapor-pared y ambos se requieren para resolver las ecuaciones de flujo separado. (Lockhart 1949) sugirió que era conveniente definir un esfuerzo cortante "global" de pared que se puede aplicar sobre los dos contactos de pared de líquido y vapor. Esta estrategia elimina la necesidad de conocer las longitudes de contacto de la pared líquido y el vapor de forma individual y por lo tanto requiere menos información acerca del régimen de flujo.

El procedimiento Lockhart -Martinelli es esencialmente el siguiente:

- i. En primer lugar, el esfuerzo cortante de pared "de una sola fase" se calcula asumiendo que, o bien el líquido o la fase de vapor fluye solo en el tubo. Alternativamente, se puede calcular el esfuerzo de corte de pared "de una sola fase" suponiendo que todo el flujo de masa (líquido más vapor) fluye, ya sea como una de las fases.
- ii. El esfuerzo de corte "en dos fases" se encuentra a continuación, mediante la aplicación de un multiplicador a la tensión de corte de una sola fase.

Lockhart y Martinelli sugirieron que el multiplicador de dos fases requerido en la etapa (ii) anterior podría ser correlacionada con el grupo adimensional χ definido como

$$\chi = \frac{C_f \mu_f^{v_f} \rho_g (1-x)^{(2-\eta_f)}}{C_g \mu_g^{v_g} \rho_f x^{(2-\eta_g)}} \quad (4.1)$$

donde x es la calidad. Las constantes, C_f , C_g , η_f y η_g dependen de si los flujos de líquido y vapor son laminar o turbulento. El grupo χ adimensional que comúnmente se conoce como el parámetro de Lockhart-Martinelli.

Otros investigadores han demostrado que la fracción de vacío (ϵ) y el deslizamiento (s) entre las fases también se correlacionan con el parámetro de Lockhart-Martinelli. Usando estas correlaciones, es posible resolver la ecuación de momentum de flujo separado para determinar la caída de presión.

La predicción de la transferencia de calor en los modelos de flujo separado se lleva a cabo mediante la resolución de un conjunto ecuaciones de la energía de las dos fases. Análoga a la definición de los esfuerzos de corte de dos fases para la ecuación de momentum, la ecuación de energía se simplifica mediante la definición de los números de Nusselt de dos fases. Una amplia variedad de correlaciones de número de Nusselt de dos fases están disponibles en la literatura y se mostrarán más adelante en este capítulo. (Dobson 1994) propuso el uso de correlaciones independientes para diferentes regímenes de flujo. Heun (1995) ha examinado la aplicabilidad de las correlaciones de transferencia de calor de Dobson para tubos de diámetro pequeño. Posteriormente (Hahne 1997) utilizó los coeficientes de transferencia de calor de (Glielinski 1976) para concentradores solares con receptores de diámetros de hasta 7 cm con flujo estratificado en su interior.

La predicción del cambio de fase en los modelos de flujo separados es simplemente un reflejo de la predicción de la transferencia de calor ya que las dos fases se supone que están en equilibrio termodinámico. Por lo tanto, la cantidad de cambio de fase se calcula simplemente como la transferencia de calor total dividido por el calor latente de cambio de fase.

En el presente trabajo se hace énfasis en el modelado del flujo en dos fases. Si bien el análisis de la conducción de calor se lleva a cabo en la pared del tubo receptor, sencilla o compuesta, esta pared se encuentra en contacto, en su superficie interna, con un flujo bifásico modelado por flujos separados y por tanto los coeficientes de transferencia de calor en las correspondientes películas de contacto, se obtienen a partir del mismo modelamiento por flujos separados.

Definiciones básicas y terminología

El flujo másico total de un fluido (\dot{m}) (en kg/s) es la suma del flujo másico de la fase líquida (\dot{m}_f) y el flujo másico de la fase de vapor (\dot{m}_g)

$$\dot{m} = \dot{m}_f + \dot{m}_g \quad (4.2)$$

Análogamente para el flujo volumétrico de fluido (Q) (en m³ por segundo) es la suma del flujo volumétrico de la fase líquida (Q_f) más el flujo volumétrico de la fase del vapor (Q_g):

$$Q = Q_f + Q_g \quad (4.3)$$

El flujo volumétrico está ligado con el flujo másico mediante la densidad (ρ)

$$Q_f = \frac{\dot{m}_f}{\rho_f} \quad ; \quad Q_g = \frac{\dot{m}_g}{\rho_g} \quad (4.4)$$

Donde ρ_f y ρ_g son las densidades de las fases líquida y de vapor respectivamente.

El flux másico total (G) (en kg por segundo por metro cuadrado) es el flujo másico total (\dot{m}) dividido por el área seccional del ducto (A)

$$G = \frac{\dot{m}}{A} \quad (4.5)$$

La calidad estática de la mezcla (x_{st}) (adimensional) se define como la masa de vapor dividida por la masa total de la mezcla en un instante dado en un elemento de volumen ($A\Delta z$).

$$x_{st} = \frac{A_g \rho_g}{A_f \rho_f + A_g \rho_g} \quad (4.6)$$

A_f y A_g , son las áreas seccionales de las fases de líquido y de vapor respectivamente.

La calidad del flujo o calidad dinámica, más útil en el caso del flujo de fluidos y utilizada simplemente como *calidad* (x) en este trabajo,

$$x = \frac{A_g u_g \rho_g}{A_f u_f \rho_f + A_g u_g \rho_g} = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_f + \dot{m}_g} \quad (4.7)$$

Donde u_f y u_g son las velocidades promedio seccionales de las fases líquida y de vapor respectivamente, ambas en (metros sobre segundo)

La fracción de vacío (ε) se define como el área seccional de flujo de la fase de vapor (A_g), dividida por el área seccional de flujo total ($A_f + A_g$)

$$\varepsilon = \frac{A_g}{A_f + A_g} \quad (4.8)$$

La razón de deslizamiento (s) en un patrón de flujo de dos fases es el cociente de la velocidad promedio de la fase de vapor dividida por la velocidad promedio de la fase líquida

$$s = \frac{u_g}{u_f} \quad (4.9)$$

Mediante las definiciones mostradas anteriormente se puede obtener una expresión que relacione a la calidad con la fracción de vacío y la razón de deslizamiento

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \left(\frac{\rho_g(1-x)}{\rho_f x} \right) s} \quad (4.10)$$

La fracción de vacío en el flujo estratificado

La fracción de vacío es uno de los parámetros más importantes para caracterizar los flujos en dos fases. Es el parámetro físico más importante para determinar otros parámetros de los flujos en dos fases, tales como la densidad o la viscosidad de la mezcla total, asimismo se emplea para obtener la velocidad relativa de las fases y es de fundamental importancia para predecir la transición entre diferentes patrones de flujo.

Frecuentemente en la literatura a la fracción de vacío ε , también se le denomina fracción de vacío seccional, igualmente referida al área transversal de flujo, ε_{c-s} , definida como:

$$\varepsilon_{c-s} = \frac{A_g}{A_f + A_g} \quad (4.11)$$

Donde A_g es el área de la sección del tubo que ocupada por el vapor y A_f es el área ocupada por el líquido.

Otra definición útil para modelar pequeños elementos longitudinales de volumen es la fracción de vacío volumétrica cuya definición es esencialmente igual a la ecuación anterior, pero ahora referida a pequeños elementos de volumen longitudinales.

$$\varepsilon_{vol} = \frac{V_g}{V_f + V_g} \quad (4.12)$$

Es importante distinguir la diferencia entre la fracción vacía de la fase de vapor y la calidad termodinámica del vapor ya que no tienen el mismo significado. Para ilustrar esta diferencia considérese un recipiente como una botella llena a la mitad de líquido y la otra mitad ocupada por su vapor. La calidad del vapor es la razón de la masa del vapor en la botella dividida por la masa total del vapor más el líquido. Si la razón de la densidad del líquido a la del vapor fuera de 5/1, entonces la calidad de la sustancia sería 1/6 mientras que la fracción volumétrica de vacío sería de 1/2.

La definición de fracción de vacío más ampliamente utilizada para modelar el flujo en dos fases es la relacionada con la sección transversal de flujo, la cual está referida a la relación de las áreas seccionales ocupadas por el frente de avance del flujo en sus dos fases, de tal manera que en lo que resta de este trabajo la fracción de vacío seccional simplemente será referida como fracción de vacío ε . La fracción de vacío puede ser predicha mediante diferentes métodos y suposiciones:

- Modelo homogéneo. Asume que las dos fases viajan a la misma velocidad dentro del tubo. Poco útil para el modelamiento realizado en este trabajo
- Modelo unidimensional. Representa diferentes velocidades en las dos fases introduciendo un factor de deslizamiento entre ellas “s”
- Modelos que incorporan las distribuciones radiales de la velocidad del flujo
- Modelos basados en la física de los regímenes de flujo específicos
- Métodos empíricos y semi-empíricos.

Cálculo de la fracción de vacío

De la definición de fracción de vacío para un tubo de sección A, las velocidades medias del vapor y del líquido están dadas en términos de la calidad y de los flujos volumétricos de vapor y de líquido, \dot{Q}_g y \dot{Q}_f respectivamente

$$u_g = \frac{\dot{Q}_g}{A\varepsilon} = \frac{\dot{m}}{\rho_g} \left(\frac{x}{\varepsilon} \right) \quad (4.13)$$

$$u_f = \frac{\dot{Q}_f}{A(1-\varepsilon)} = \frac{\dot{m}}{\rho_f} \left(\frac{1-x}{1-\varepsilon} \right) \quad (4.14)$$

La base del modelo homogéneo asume que tanto el vapor como el líquido viajan a la misma velocidad, entonces igualando las expresiones anteriores y re-arreglando podemos obtener ahora la fracción de vacío homogénea ε_H .

$$\varepsilon_H = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \frac{\rho_g}{\rho_f}} \quad (4.15)$$

La razón de vacío homogénea solamente es válida para ciertas circunstancias como por ejemplo para flujo burbujeante y disperso donde las fases viajan aproximadamente a la misma velocidad. También es útil para calidades muy cercanas a la unidad.

Definición del factor de deslizamiento.

La razón de velocidad o factor de deslizamiento $s = u_g/u_f$, es un concepto que se utiliza en los modelos de flujos separados donde se asume que ambas fases viajan a dos diferentes velocidades promedio, u_g y u_f . Este factor de deslizamiento es un concepto más bien útil para el modelamiento del flujo en dos fases debido a que en la realidad existe una capa límite viscosa entre las dos fases que brinda continuidad a los perfiles de velocidad de las dos fases coexistentes, sin embargo, al introducir este concepto, ahora la fracción de vacío puede ser expresada mediante la relación previamente descrita:

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \frac{\rho_g}{\rho_f} s} \quad (4.16)$$

Donde s es el factor de deslizamiento definido como el cociente entre la velocidad de la fase de vapor y la velocidad de la fase de líquido. Para $s=1$, velocidades iguales, la expresión anterior corresponde a la de la fracción de vacío homogénea, o bien a patrones de flujo como el de burbujas finas las cuales son arrastradas por el seno del fluido.

Cálculo del factor de deslizamiento “s”

El flux de momentum de un fluido está dado por la expresión:

$$F_M = \left(\frac{\dot{m}}{A}\right)^2 v \quad (4.17)$$

Donde v es el volumen específico de la mezcla dado por

$$v = v_g x + v_f (1 - x) \quad (4.18)$$

El valor de la fracción de vacío se obtiene cuando se minimiza el flux de momentum.

Combinando (4.17) y (4.18) para flujos separados

$$F_M = \left(\frac{\dot{m}}{A}\right)^2 \left[\frac{x^2 v_g}{\varepsilon} + \frac{(1-x)^2 v_f}{1-\varepsilon} \right] \quad (4.19)$$

Derivando con respecto a ε e igualando a cero se obtiene una expresión simple para el factor de deslizamiento

$$s = \left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)^{1/2} = \left(\frac{v_g}{v_f}\right)^{1/2} \quad (4.20)$$

Modelo empírico de Levy y Smith

Smith (Smith 1969) utilizó un modelo de flujos separados fluyendo en equilibrio con una fracción de líquido “ e ” entrando a la fase gaseosa como gotas, también asumieron que los fluxes de momentum de ambas fases eran iguales. Bajo esta base arribaron a la siguiente expresión:

$$s = e + (1 - e) \left[\frac{\left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right) + e \left(\frac{1-x}{x}\right)}{1 + e \left(\frac{1-x}{x}\right)} \right]^{1/2} \quad (4.21)$$

El valor empírico asignado a la fracción de líquido “ e ” y que mejor se ajusta a la razón de deslizamiento independientemente de la presión, velocidad másica, régimen de flujo y cambio de entalpía es $e = 0.4$, así, a partir de la ecuación 4.21 se obtiene la expresión para la fracción de vacío:

$$\varepsilon = \frac{1}{1+0.79\left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.78}\left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right)^{0.58}} \quad (4.22)$$

Un modelo más completo para correlacionar la fracción de vacío con la calidad y la razón de desplazamiento es el elaborado primero por (Zuber 1965) y después corregido y enriquecido por Wallis (Wallis 1969) e Ishii (Ishii 1977). Este modelo, denominado Drift Flux, se expresa en términos de la velocidad másica a diferencia de los modelos previamente presentados.

$$\langle \varepsilon \rangle = \frac{x}{\rho_g} \left[C_o \left(\frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_f} \right) + \frac{\bar{U}_{GU}}{\dot{m}} \right]^{-1} \quad (4.23)$$

Donde C_o y \bar{U}_{GU} son factores que dependen de las características y geometría del flujo. Para el caso de flujo de dos fases al interior de tubos horizontales se tiene:

$$C_o = 1 - 0.12(1 - x) \quad (4.24)$$

$$\bar{U}_{GU} = 1.18(1 - x) \left[\frac{g\sigma(\rho_f - \rho_g)}{\rho_f^2} \right]^{1/4} \quad (4.25)$$

El modelo Drift Flux representa una forma generalizada para caracterizar a las fracciones de vacío bajo varias condiciones de flujo, horizontal, vertical o inclinado y cubre potencialmente todos los patrones de flujo, por supuesto que el estratificado, así como la mayoría de sustancias, entre ellas el agua.

Modelo de Goebel

Goebel (Goebel 1997) experimentó el cambio de fase dado en la generación directa de vapor en un canal cilíndrico-parabólico de 400 m de longitud, 50 mm de diámetro interno, un calentamiento de 3.5 kW/m y presiones de 30 y 100 bar. A los 30 bar el nivel del líquido decrece más rápido que a los 100 bar. Esto se debe a la menor densidad del vapor de 30 bar, la cual incrementa la fracción de vacío del vapor. Por la misma razón la velocidad del vapor es mayor a 30 bar, resultando en un inicio más temprano de la saturación de gotas, comenzando así la transición de flujo estratificado a flujo anular en una posición axial más corta. El nivel de líquido estático se puede calcular iterativamente a partir de la calidad volumétrica del vapor ε , la cual puede derivarse a partir de ecuación de la calidad másica

mediante la ecuación (4.16) correspondiente al modelo unidimensional, utilizando en este caso la siguiente relación para la razón de deslizamiento:

$$s = 5 - 2.5 \cdot \frac{P-30}{70} \quad (P \text{ en bar}) \quad (4.26)$$

La caída de presión en el flujo en dos fases

La caída de presión, que es el cambio de la presión del fluido que ocurre como un flujo de dos fases pasa a través del sistema. La caída de presión es un parámetro muy importante en el diseño de ambos sistemas y sistemas adiabáticos con cambio de fase, como calderas y condensadores. En los sistemas de circulación natural, la caída de presión dicta la velocidad de circulación, y por lo tanto los otros parámetros del sistema. En los sistemas de circulación forzada, la caída de presión regula la exigencia de bombeo.

Además, la caída de presión es muy importante debido a que en las tuberías el flujo simultáneo de líquido y vapor (gas) genera problemas de diseño y operativos debido a la formación de diferentes tipos de patrones de flujo de dos fases. La estimación de la caída de presión en estos casos ayuda para el diseño de tuberías para llegar a un tamaño de la línea óptimo.

No sólo la predicción exacta de la caída de presión es extremadamente importante en el diseño de sistemas de flujo de dos fases, tanto horizontales como verticales, sino que también es extremadamente importante en el diseño de sistemas de flujo de dos fases inclinadas como pozos direccionales o tuberías terreno montañoso. Inclinación de tubo tiene un efecto apreciable sobre los patrones de flujo, el deslizamiento entre fases y la transferencia de energía entre las fases. No existe un método para realizar estos cálculos, que es precisa para todas las condiciones de flujo. Históricamente, la caída de presión en el flujo inclinado a menudo se ha calculado utilizando correlaciones de flujo de dos fases horizontales o verticales.

Métodos de análisis para la caída de presión

Los flujos bifásicos obedecen todas las ecuaciones básicas de la mecánica de fluidos (ecuación de continuidad, ecuación de momento, y la ecuación de la energía). Sin embargo, las ecuaciones de flujos bifásicos son más complicadas que los de flujos monofásicos. Las

técnicas para el análisis de los flujos bifásicos unidimensionales incluyen correlaciones, los modelos fenomenológicos, modelo analítico simple y otros métodos, como el análisis integral, análisis diferencial y la dinámica de fluidos computacional (CFD).

Correlaciones para la caída de presión.

El procedimiento básico usado en la predicción de la caída de presión por fricción en el flujo de dos fases consiste en desarrollar una correlación general basada en la evaluación estadística de los datos experimentales. La principal desventaja de este procedimiento es la dificultad en decidir correctamente sobre el ajuste en cada patrón de flujo. Por ejemplo, es difícil decidir si una correlación dando un mal ajuste con flujo estratificado y un buen ajuste con el flujo anular es una mejor correlación que una dando un ajuste justo para ambos tipos de flujo. Aunque los investigadores que se ocupan de los problemas de flujo en dos fases siguen utilizando correlaciones generales, los procedimientos alternativos se deben desarrollar para mejorar la capacidad de predecir la caída de presión. Además, las correlaciones existentes que contienen las mediciones con un número grande de combinaciones de gas-líquido para diferentes condiciones de flujo y diámetros de tubería a menudo tienen la desventaja de que contiene un gran número de constantes que son un inconveniente en el uso.

Modelo de flujo homogéneo

El modelo de flujo homogéneo ofrece la técnica más simple para el análisis del flujo en dos fases (o multifásico). En el modelo homogéneo, ambas fases de líquido y vapor se mueven a la misma velocidad, relación de deslizamiento $s = 1$. En consecuencia, el modelo homogéneo también se ha llamado el modelo de deslizamiento cero. El modelo homogéneo considera el flujo de dos fases como flujo monofásico que tiene las propiedades del fluido promedio dependiendo de la calidad. Por lo tanto, la caída de presión por fricción se calcula suponiendo un coeficiente de fricción constante entre las secciones de entrada y de salida de la tubería.

Usando el enfoque de modelado homogéneo, el gradiente de presión por fricción se puede calcular utilizando fórmulas de la teoría de flujo de una sola fase usando propiedades de la mezcla (ρ_m y μ_m). Para el flujo en tuberías y canales, se puede obtener usando las ecuaciones conocidas:

$$f = \left(\frac{d}{2\rho U^2} \right) \left(\frac{dp}{dz} \right)_f \quad (4.27)$$

Modelos de fricción entre fases

Dado que el modelo de flujo homogéneo se basa en el uso de modelos de flujo de una sola fase con modelos de mezcla apropiados para ρ_m y μ_m , a continuación, se proporcionan algunos resultados útiles para los flujos en regímenes laminar, turbulento y de transición que fluyen en formas circulares y no circulares. Los modelos que figuran a continuación son para el factor de fricción de Fanning que está relacionado con el factor de fricción de D'arcy por medio de $f = f_D/4$, (Bird 1960).

Modelo de Hagen-Poiseuille

Basado en el diámetro hidráulico equivalente de la sección de flujo en cada fase y válido para $Re_{dh} < 2300$, White propone (White 2005):

$$f Re_{dh} = 16 \quad (4.28)$$

Para flujo en dos fases, Awad y Muzychka (Awad 2007), utilizaron el modelo de Hagen-Poiseuille para representar el factor de fricción de Fanning basado en la suposición de que el flujo bifásico se desplaza sobre dos capas laminares, una para el vapor y la otra para el líquido.

Modelo de Gnielinski.

(Gnielinski 1976) derivó una ecuación para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor y de masa en el caso de la tubería y el flujo de canal, teniendo en cuenta los datos experimentales para números altos de Reynolds y Prandtl. Su ecuación es válida para la zona de transición y para el rango de flujos turbulentos completamente desarrollados. Su ecuación para el factor de fricción fue:

$$f = \frac{0.25}{(1.82 \ln Re - 1.64)^2} \quad (4.29)$$

También Gnielinski (*op. Cit.*) utilizó esta ecuación del factor de fricción para calcular el número de Nusselt basado en los números de Reynolds correspondientes a cada fase.

$$Nu = \frac{(f/2)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/2)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad (4.30)$$

Esta correlación es válida para $0.5 < Pr < 10^6$ y $Re > 3000$.

La predicción de la caída de presión por fricción en el flujo de dos fases también se puede lograr mediante correlaciones empíricas. La correlación de los datos experimentales en términos de variables elegidas es una manera conveniente de obtener las ecuaciones de diseño con un mínimo de trabajo analítico. Hay un número considerable de correlaciones empíricas para la predicción de la caída de presión por fricción en el flujo de dos fases. Aunque las correlaciones empíricas requieren un mínimo de conocimiento de las características del sistema, que están limitadas por la gama de datos disponibles para la construcción de correlación. La mayor parte de estas correlaciones empíricas se pueden utilizar más allá de la gama de los datos con que se construyeron, pero con escasa fiabilidad (Dukler 1964). Además, las desviaciones de varios tantos por ciento entre los valores predichos y medidos se pueden encontrar para las condiciones fuera de la gama de los datos originales a partir de que estas correlaciones se derivaron (Dukler *et al.*, 1964).

La predicción de la fracción de vacío en el flujo de dos fases también se puede lograr mediante correlaciones empíricas. Hay un número considerable de correlaciones empíricas para la predicción de esta fracción. Las correlaciones empíricas se presentan habitualmente en términos de la relación de deslizamiento (s).

Clasificación de los patrones de flujo bifásico.

Es bien sabido que durante el cambio de fase de un fluido confinado en una tubería, se pueden generar diferentes patrones de flujo a partir de una calidad $x = 0$, fluido totalmente líquido, hasta $x = 1$, fluido totalmente gaseoso. Los patrones burbujeante, burbujas asimétricas, estratificado, ondulado, intermitente anular y bala han sido descritos con amplísima claridad en la mayoría de los tratados de flujo en dos fases (Collier 1994), (O. Baker 1954), (Steiner 1993). Sin embargo, la mayoría de trabajos están referidos a refrigerantes y sustancias orgánicas confinadas en tuberías de algunos milímetros de diámetro. Aun cuando el análisis dimensional de los fenómenos de transporte brinda relaciones universales para el comportamiento de los sistemas, es necesario buscar experimentos lo más cercanos al cambio de fase de agua en tuberías de 2 hasta 7 cm para ajustar los coeficientes de las relaciones arrojadas por el análisis dimensional.

Tal es el caso de (Hahne 1997) quien estudió el comportamiento termohidráulico del flujo en dos fases para agua en cilindros sometidos a flujos de calor uniforme y no uniformemente distribuidos. Esta es quizá una de las experiencias más enriquecedoras en el estudio del flujo estratificado que se genera en los sistemas de generación directa de vapor. En primer lugar se trata de un estudio sobre flujos de agua conducidos en secciones cilíndricas de diámetros relativamente grandes y acordes con las geometrías empleadas en los receptores de los concentradores para la generación de potencia (Burkholder 2009), mientras que la mayor parte de literatura que abunda sobre la clasificación y caracterización del flujo en dos fases está basada en estudios sobre refrigerantes en cilindros de diámetros considerablemente menores (N. T. Kattan 1998a), (N. T. Kattan 1998b), (N. T. Kattan 1998c).

En la figura 4.2 se muestran cuatro temperaturas características en la periferia del receptor, siendo T_1 la correspondiente a la parte superior del tubo y T_4 la de la parte inferior.

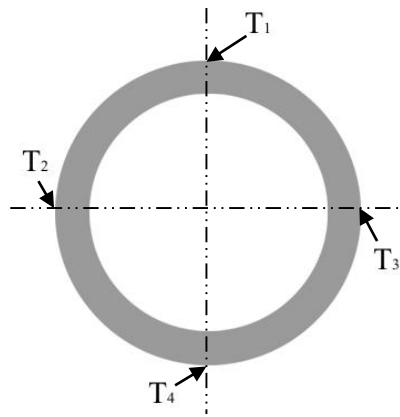


Fig. 4.2. Definición de zonas para clasificar el régimen de flujo bifásico

Mediante la visualización del patrón de flujo por medio de un densitómetro radiométrico, Hahne, *op cit*, desarrolló un gráfico que muestra la diferencia de temperaturas (T_1-T_4) en función de la calidad de la mezcla para dos procesos completos de evaporación ($x=0$ hasta $x=1$) para diferentes fluxes másicos. Hahne observó que para fluxes másicos altos la (T_1-T_4) siempre desarrolla un valor negativo o cercano al cero, como se muestra en la Fig. 4.3, aquí el patrón observado fue intermitente o anular.

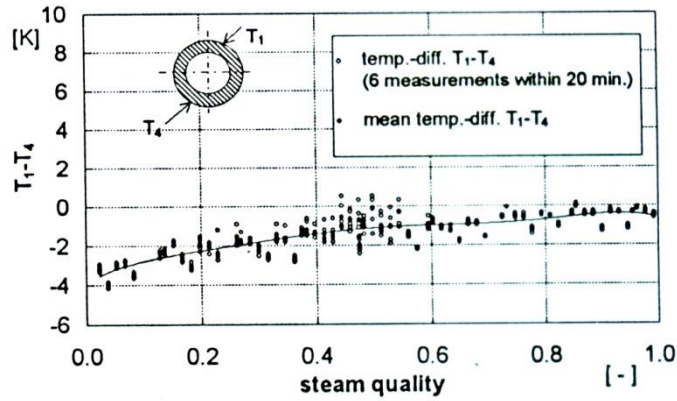


Fig. 4.3. Diferencia de temperaturas (T_1 superior- T_4 inferior) para flujo en dos fases no estratificado.

Al disminuir el flux másico, el patrón desarrollado cambia según la calidad del flujo, en la Fig. 4.4 se observa que para calidades menores de 0.21 la diferencia (T_1-T_4) es negativa y el patrón observado es anular o intermitente. Para calidades mayores de 0.45 la diferencia se torna constantemente positiva, o sea que el fondo del tubo está mejor enfriado que la parte superior, aquí el patrón observado es estratificado. El intervalo de calidad de 0.21 a 0.45, queda como una región de transición.

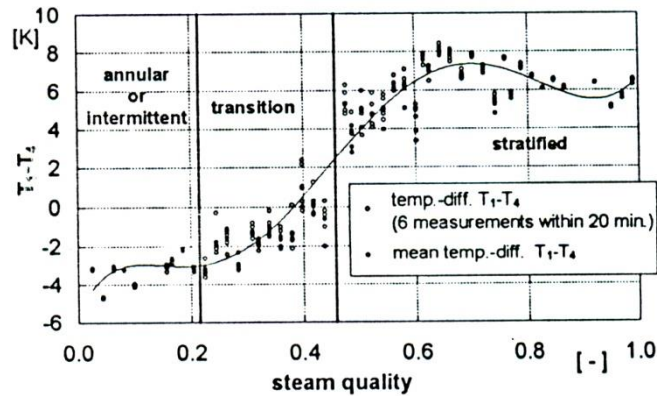


Fig. 4.4. Diferencia de temperaturas (T_1 superior- T_4 inferior) para tres patrones diferentes de flujo.

De esta experimentación se pueden deducir los siguientes criterios para identificar los patrones de flujo:

- a) Si (T_1-T_4) es constantemente negativa sobre un intervalo de calidad, el flujo es intermitente o anular
- b) Si (T_1-T_4) es constantemente positiva sobre un intervalo de calidad, el flujo es estratificado
- c) Si (T_1-T_4) fluctúa alrededor de un grado K, por arriba o por abajo del 0 entonces hay una transición de anular a estratificado.

Para representar estos resultados en un diagrama generalizado, Fig. 4.5, se introducen las velocidades superficiales del líquido y del vapor como coordenadas del sistema, estas velocidades están dadas por las siguientes expresiones:

$$u_{fS} = \frac{\dot{m}_f}{A\rho_f} \quad (4.31)$$

$$u_{gS} = \frac{\dot{m}_g}{A\rho_g} \quad (4.32)$$

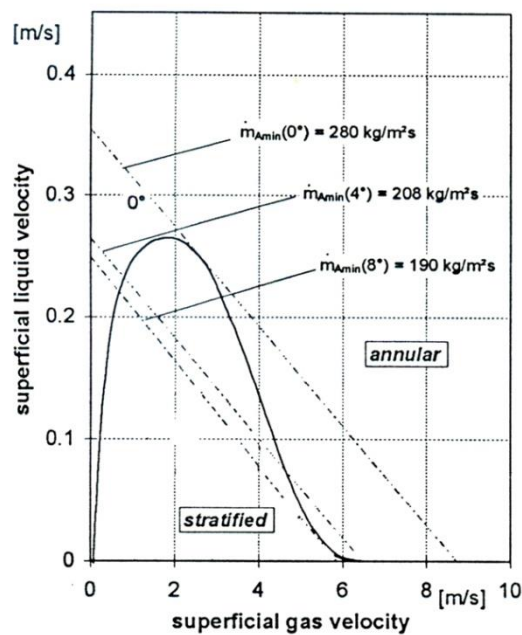


Fig. 4.5. Diagrama generalizado típico para patrón de flujo estratificado

Mapas de patrones de flujo

Los mapas de patrones de flujo son un intento, en un gráfico de dos dimensiones, para separar el espacio en zonas que corresponden a los diferentes patrones de flujo. Los mapas patrón de flujo simple utilizan los mismos ejes para todos los patrones de flujo y transiciones

mientras que otros mapas más complejos utilizan diferentes ejes para diferentes transiciones. Existen mapas de patrones de flujo para el flujo horizontal y vertical.

Mapa de patrones de flujo para flujo horizontal en dos fases

Los mapas de patrones de flujo se construyen mediante velocidad superficial de líquido (u_f) contra la velocidad superficial del gas (u_g). En estos mapas, los patrones de flujo determinados experimentalmente se representan con diferentes marcadores, y los límites, es decir, las transiciones de un patrón de flujo a la otra, se representan por líneas. El patrón de flujo que en realidad se produce en un sistema depende de muchos factores, como las propiedades de la sustancia en sus fases gaseosa y líquida ($\rho_g, \mu_g, \rho_f, \mu_f, \sigma$), geometría de la tubería (por lo menos el diámetro d) y las velocidades superficiales de líquido y gas (u_f, u_g). El número de grupos adimensionales relevantes es grande, y los mapas de flujo experimentales en la literatura sólo se aplican a los sistemas específicos para los que se hayan obtenido. La mayoría de las transiciones dependerá de una perturbación a crecer, y la amplitud de las perturbaciones introducidas tiene una profunda influencia en el mapa de flujo.

El mapa de Baker es un ejemplo de mapa patrón de flujo para el flujo horizontal en un tubo. En la Fig. 2.1 se mostró este mapa que fue presentado por primera vez por Baker (1954) (O. Baker 1954), y posteriormente se modificó por Scott (1964) (Scott 1964). Los ejes se definen en términos de G_g/λ y $G_f\psi$, donde:

$$G_g = \frac{\dot{m}_g}{A} \quad (4.33)$$

$$G_f = \frac{\dot{m}_f}{A} \quad (4.34)$$

$$\lambda = \left(\frac{\rho_g}{\rho_{air}} \frac{\rho_f}{\rho_{agua}} \right)^{1/2} \quad (4.35)$$

$$\psi = \frac{\sigma_{agua}}{\sigma} \left(\frac{\mu_f}{\mu_{agua}} \left[\frac{\rho_{agua}}{\rho_f} \right]^2 \right)^{1/3} \quad (4.36)$$

Los parámetros adimensionales λ y ψ , se introdujeron para tener en cuenta las variaciones en la densidad, tensión superficial, y la viscosidad dinámica de la sustancia que fluye. Estos parámetros son funciones de las propiedades del fluido normalizado con respecto a las propiedades del agua y de aire en condiciones estándar. Tanto λ como ψ se reducen a 1 para mezclas de agua / aire en condiciones estándar. El mapa de Baker modificado por Scott se comporta razonablemente bien para mezclas de agua / aire y aceite / gas en tuberías de diámetro pequeño (<0.05 m). Este diagrama se ajusta a los experimentos realizados en el Instituto de Ingeniería de la UNAM.

CAPÍTULO 5

Desarrollo del modelo

En el campo solar de una planta termosolar DSG, el agua de alimentación se precalienta, se evapora y sobrecalienta conforme circula por los tubos absorbedores de la fila de concentradores de cierta longitud (hasta 500 m) y una determinada superficie de captación solar. Conforme avanza el agua a través del receptor y absorbe calor procedente de la radiación concentrada, se presentan los diferentes patrones de flujo inherentes a cada estado termodinámico. (Natan, 2003) obtuvo las soluciones de estado estacionario para una sola tubería dividiendo el tubo en N elementos y aplicando un balance de momentum y de calor en cada elemento. En este trabajo el flujo dentro de la tubería se subdivide en 1, 2 o 3 secciones de flujo (véase Fig. 5.1).

- Para altas velocidades de flujo cuando la temperatura de evaporación no se ha alcanzado tenemos una sección de flujo único de agua sub-enfriada L_f .
- Cuando la salida es en forma de mezcla de vapor de agua de dos fases tenemos dos secciones, L_f y L_{fg} y, finalmente,
- Cuando el agua sale como vapor sobrecalentado se tienen tres secciones, la sección de líquido sub-enfriado en la entrada L_f , la evaporación de dos fases sección L_{fg} y finalmente la sección de vapor de agua sobrecalentado L_g .

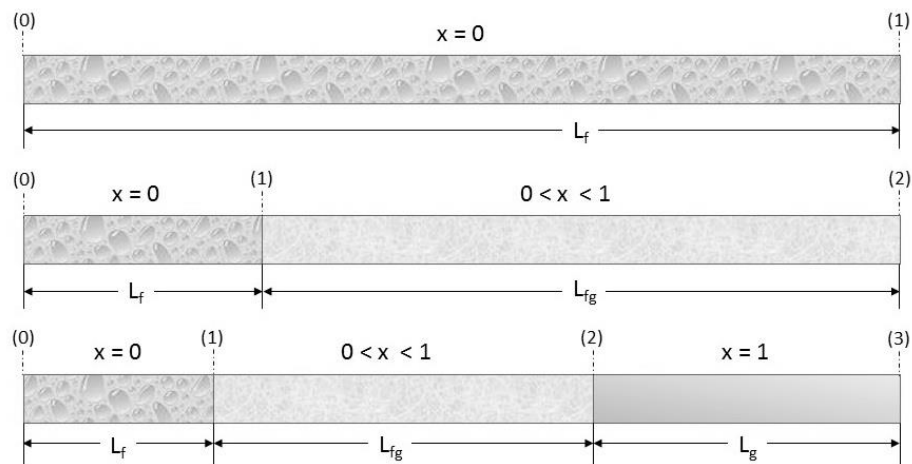


Fig. 5.1. Las tres posibles regiones de flujo para la evaporación en un receptor

En la Fig. 5.1 se muestran cualitativamente las regiones características del cambio de fase de un fluido, en este caso agua, evaporándose en un receptor de canal parabólico. La región L_{fg} es potencialmente la más dañina puesto que es en la que se puede presentar el flujo estratificado.

Abundando sobre la Fig. 5.1 y considerando que mediante la regulación del caudal pudiera eventualmente suprimirse la problemática del flujo estratificado, se observa que para un flujo de gran caudal el agua podría abandonar el tubo receptor como líquido sub-enfriado sin lograr llegar al punto de cambio de fase y consecuentemente sin posibilidades de expandirse. Por otra parte si se disminuye gradualmente el flujo del fluido entonces éste podría abandonar al receptor como mezcla de líquido y vapor, esta última ya puede ser causante del problema de la deflexión si se encuentra en régimen estratificado. Adicionalmente la salida de una mezcla líquido vapor puede causar severos daños a los dispositivos de expansión como una turbina. De tal manera que la forma más conveniente de procurar la salida de vapor sobrecalentado seco del receptor es llevar el caudal del fluido hasta un valor lo suficientemente bajo para garantizar este producto. Aquí surge de nuevo la posibilidad del flujo estratificado en la región L_{fg} en la parte inferior de la Fig. 5.1.

De acuerdo con la teoría desarrollada en el capítulo 3, el gradiente de temperatura angular en la pared del tubo receptor ocasiona la deformación, por tal motivo el modelo se enfoca a resolver el problema de conducción de calor en el receptor bajo las condiciones de frontera impuestas por las diferentes circunstancias de flujo descritas, mismas que deben ser ajustadas dinámicamente según el avance del fluido de trabajo en el receptor.

La geometría empleada para el modelamiento, se basa en un tubo receptor uniformemente irradiado en las direcciones angular y longitudinal, tal como se muestra en la Fig. 5.2. Esta suposición parte del hecho de que el espejo concentrador tiene errores en su superficie y que están distribuidos aleatoriamente en ella. Estos errores deforman la curvatura ideal del reflector y, consecuentemente, ocasionan que se pierda el enfoque teórico de la parábola, que por otra parte, debería de estar distribuido en la parte baja del receptor. En el anexo A se explica a detalle este fenómeno y de justifica la utilización del modelo de distribución homogénea

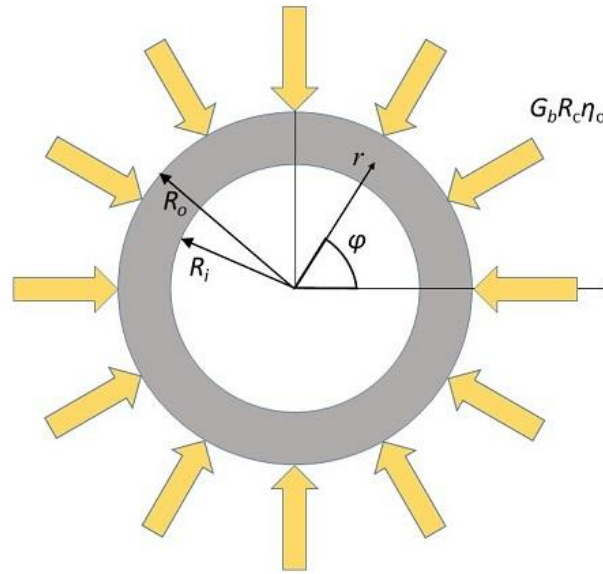


Fig. 5.2. Geometría empleada para el modelamiento considerando radiación homogénea.

La ecuación general para la conducción de calor en un cilindro se expresa mediante la siguiente relación:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{q_g}{k} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial \tau} \quad (5.1)$$

Bajo condiciones de estado estacionario, sin generación de calor y para un flujo de calor totalmente desarrollado en la dirección axial, entonces la ecuación (5.1) se convierte en:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \phi^2} = 0 \quad (5.2)$$

La componente angular de la distribución de temperatura depende de la intensidad de la irradiancia solar incidente y de las condiciones del flujo en el interior del tubo.

Para establecer las condiciones de frontera debemos analizar las regiones posibles del flujo en su tránsito a través del receptor, es decir, la región de precalentamiento, el cambio de fase con flujo estratificado y el sobrecalentamiento.

Se inicia el proceso del modelo alimentando agua a temperatura ambiente y a presión atmosférica normal.

Se simulan las condiciones de captación y de flujo del sistema en el primer intervalo longitudinal del receptor (Δz) del cilindro receptor.

Se calcula el flujo de calor útil neto hacía el flujo de agua y se estima la temperatura de salida del agua de ese primer tramo.

La temperatura obtenida será la nueva temperatura de entrada al siguiente tramo, considerando las mismas condiciones de captación, se repite el procedimiento hasta alcanzar la temperatura de saturación esperada para las condiciones de presión de alimentación del fluido.

Matemáticamente el procedimiento para el cálculo del calentamiento del agua sub-enfriada se expresa como sigue:

Región de precalentamiento

El caso más sencillo corresponde al inicio de la simulación, cuando el agua fría entra en el tubo absorbedor y el flujo del líquido ocupa el total del área transversal del tubo. Adicionalmente se considera que la intensidad de la irradiancia es homogénea alrededor del tubo absorbedor, en este caso la ecuación (5.2) se convierte en:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = 0 \quad (5.3)$$

Sujeta a las siguientes condiciones de frontera:

$$\left(-k \frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=R_i} = h_i (T - T_b)_i \quad (5.4)$$

$$\left(-k \frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=R_o} = G_b \eta_o R_C - h_o (T - T_\infty)_{R_o} \quad (5.5)$$

donde:

h_i = coeficiente interno de transferencia de calor

h_o = coeficiente externo de transferencia de calor

R_i = Radio interno del tubo receptor

R_o = Radio externo del tubo receptor

G_b = Irradiancia solar incidente en el área de apertura del concentrador

R_C = Razón de concentración del receptor

η_o = Eficiencia óptica

El flujo de calor que llega al fluido procedente de la pared interna del receptor, en un segmento de longitud Δz , se expresa mediante:

$$Q_u = 2\pi R_i \Delta z h_i (T - T_b)_i \quad (5.6)$$

Para la región de calentamiento del agua líquida esta cantidad se convierte en:

$$Q_u = \dot{m} C_p (T_{b2} - T_{b1}) = \Delta H \quad (5.7)$$

T_{b2} = Temperatura promedio sobre el área a la salida del fluido en $z + \Delta z$

T_{b1} = Temperatura promedio sobre el área a la entrada del fluido en z

ΔH = Cambio de entalpía del fluido en la sección Δz

T_{b2} es la temperatura de entrada del siguiente segmento de calentamiento Δz .

Este procedimiento se repite hasta que T_{b2} alcanza el valor de la temperatura de saturación para la presión a la que se está llevando a cabo la simulación.

El coeficiente interno de transferencia de calor para agua subenfriada en el interior de un cilindro horizontal se expresa mediante la relación desarrollada para flujo de calor constante en la pared. Para flujo laminar totalmente desarrollado se tiene (Bird, 1960):

$$Nu = \frac{hD_i}{k} = 4.36 \quad (5.8)$$

Una vez alcanzada la temperatura de saturación correspondiente a la presión de trabajo, el modelo operará en la región de cambio de fase en la modalidad de flujo estratificado.

Región de cambio de fase.

Cuando el fluido alcanza la temperatura de saturación, comienza la simulación del proceso de evaporación donde ahora vamos calculando la altura de la capa de agua en el tubo. Esta es la peor condición en el proceso de generación directa de vapor, debido a que esto nos conduce a un sobrecalentamiento no homogéneo en la pared del tubo del receptor (Goebel, 1997)

Cuando se llegue a la temperatura de saturación, el calor añadido se convertirá en latente, entonces a la salida del segmento se calcula la cantidad de agua evaporada para entonces fijar la calidad de la mezcla.

$$x = \frac{H - H_{l-sat}}{(H_g - H_l)_{sat}} \quad (5.9)$$

Una vez que se tiene la calidad se procede al cálculo de las fracciones de volúmetricas de líquido y de vapor. Cabe hacer hincapié en que el principal problema para modelar el flujo bifásico estratificado, es que no se conocen la fracción de vacío y el factor de deslizamiento entre las fases de vapor y líquida. En esta tesis se desarrolla a continuación una metodología para estimar estas variables en función de la calidad de la mezcla, recordando que se trata de la calidad dinámica la cual se obtiene a partir del flujo másico.

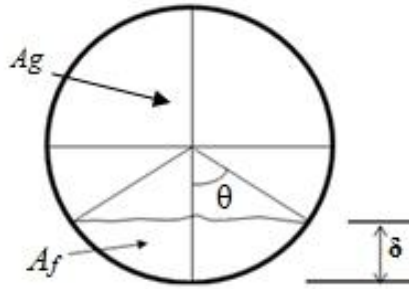


Fig. 5.3. Fracciones de área ocupadas por las fases, líquida A_f y gaseosa A_g , se muestran también la altura de la columna δ y el ángulo de elevación θ del líquido.

Cuando el flujo entra en el patrón estratificado el área seccional del cilindro se expresa como:

$$A = A_g + A_f \quad (5.10)$$

Asimismo, mediante la ley de conservación de la masa:

$$\dot{m} = \dot{m}_g + \dot{m}_f \quad (5.11)$$

Con
$$\dot{m}_g = \frac{u_g A_g}{v_g} \quad \text{y} \quad \dot{m}_f = \frac{u_f A_f}{v_f} \quad (5.12)$$

donde u_g y u_f , v_g y v_f son las velocidades y volúmenes específicos de las fases de gas y líquido respectivamente.

Así podemos expresar a la calidad como:

$$x = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}} = \frac{u_g A_g}{v_g \dot{m}} \quad (5.13)$$

Así:

$$A_g = \frac{x v_g \dot{m}}{u_g} \quad y \quad A_f = \frac{(1-x) v_f \dot{m}}{u_f} \quad (5.14)$$

Pero como $A = \pi R_i^2$ entonces

$$\pi R_i^2 = \frac{x v_g \dot{m}}{u_g} + \frac{(1-x) v_f \dot{m}}{u_f} \quad (5.15)$$

Finalmente, mediante un poco de manipulación podemos expresar (5.15) para u_f ,

$$u_f = \frac{(1-x) \dot{m} v_f}{\left[\pi R_i^2 - \frac{x v_g \dot{m}}{u_g} \right]} \quad (5.16)$$

Vamos a recordar el significado de los parámetros involucrados en la ecuación (5.16)

u_f = velocidad de la fracción de la mezcla que es líquido

u_g = velocidad de la fracción de la mezcla que es vapor

v_f = volumen específico del líquido saturado de la mezcla

v_g = volumen específico del vapor saturado de la mezcla

\dot{m} = flujo másico de la mezcla= flujo másico del líquido de entrada

x = calidad de la mezcla

πR_i^2 = área transversal del cilindro receptor

Si consideramos que la velocidad de la fracción líquida se desplaza en la dirección positiva del cilindro y que además la calidad siempre está en el intervalo [0,1], entonces de (5.16) se desprende que para que u_f sea positiva se requiere cumplir la siguiente condición:

$$\frac{x v_g \dot{m}}{u_g} < \pi R_i^2 \quad (5.17)$$

Consecuentemente:

$$u_g > \frac{x\dot{m}v_g}{\pi R_i^2} \quad (5.18)$$

Esta desigualdad nos proporciona un problema de programación lineal ya que tratamos de buscar valores de u_g para los cuales u_f sea válida, es decir tenemos un valor mínimo de u_g sobre el cual podemos encontrar soluciones válidas para u_f . Recordemos que el valor de la calidad ha sido prestablecido por el balance de energía de la sección anterior del receptor.

Graficando la ecuación (5.16) podemos obtener un comportamiento cualitativo de las velocidades en un receptor que conduce un fluido bifásico en régimen estratificado. Para elaborar esta gráfica se toman datos de experimentos realizados en la planta solar de Ciudad Universitaria que se reproducen a continuación.

$$\dot{m} = 48.72 \text{ kg/h} = 0.0135 \text{ kg/s}$$

$$R_i = 0.015875 \text{ m}$$

$$P = 80 \text{ kPa}$$

$$v_f = 0.001039 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$v_g = 2.087 \text{ m}^3/\text{kg}$$

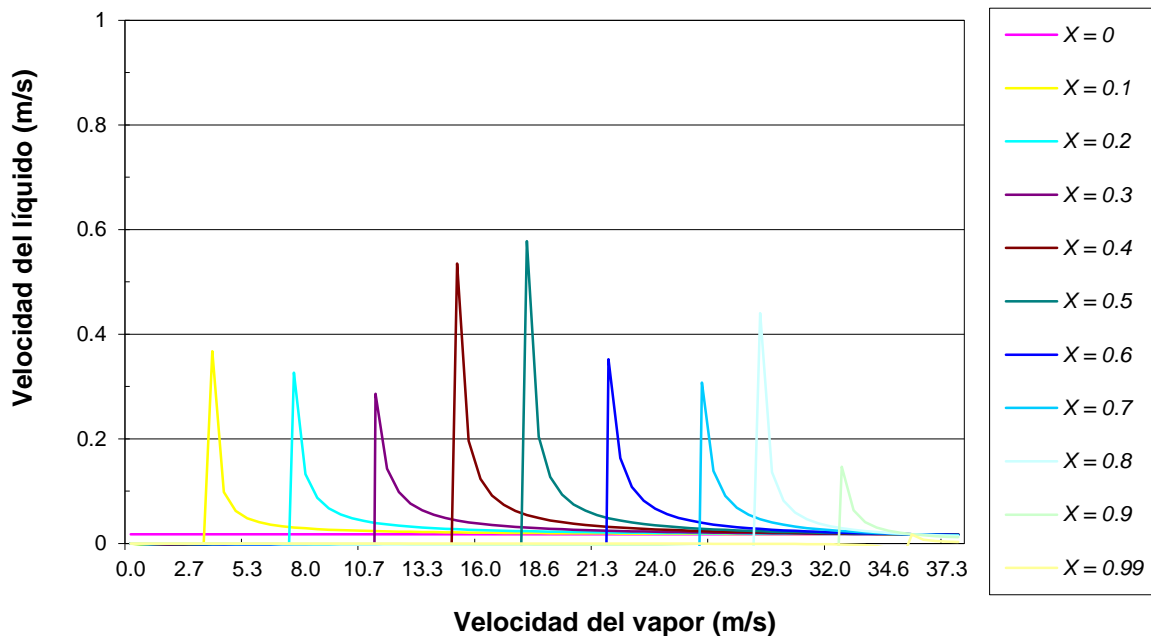


Fig. 5.4. Diagrama de velocidades válidas para las fracciones líquida y gaseosa de un flujo estratificado con una calidad x .

La utilidad de la Fig. (5.4) radica en poder visualizar las regiones válidas para la coexistencia de las fases en movimiento. Por ejemplo, dados el flujo másico y diámetro con los que se construyó esta gráfica, se observa que para una calidad $x = 10\%$, no pueden existir velocidades de vapor menores de 3.73 m/s pero si mayores, y a las cuales les corresponde una velocidad de líquido a cada una. En la sección de resultados verificaremos estas gráficas con datos experimentales.

Dada la calidad (x) y ya conocidas las velocidades de las fracciones líquida u_f y gaseosa u_g , también se pueden conocer las correspondientes áreas de flujo con ayuda de la ecuación (5.14). De acuerdo con la Fig. (5.3) la fracción de área del líquido estratificado se puede expresar mediante:

$$A_f = R_i^2(\theta - \text{sen}\theta\text{cos}\theta) \quad (5.19)$$

Mediante un sencillo procedimiento de Newton-Raphson cerrado, se puede conocer el ángulo θ de elevación del líquido estratificado, para posteriormente conocer la altura de la columna δ .

$$\delta = R_i(1 - \text{cos}\theta) \quad (5.20)$$

Posteriormente se tienen los perímetros mojados para los cálculos de los coeficientes de transferencia de calor.

Otros parámetros de utilidad los podemos obtener mediante la definición de la fracción de vacío.

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x}\right) \frac{\rho_g}{\rho_f} s} \quad (5.21)$$

Con
$$s = \left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)^{1/2} \quad (5.22)$$

Evidentemente (S) debe concordar con los valores obtenidos a partir de la gráfica (5.4)

$$u_g = \frac{\dot{Q}_G}{A\varepsilon} = \frac{\dot{m}_g}{\rho_g} \left(\frac{1}{\varepsilon}\right) \quad (5.23)$$

$$u_f = \frac{\dot{Q}_f}{A(1-\varepsilon)} = \frac{\dot{m}_f}{\rho_f} \left(\frac{1}{1-\varepsilon}\right) \quad (5.24)$$

Para calcular la cantidad evaporada, se fija el volumen del segmento del tubo a las condiciones de presión iniciales.

Dada la calidad de la mezcla estratificada, se calcula la fracción de área de flujo, tanto de la sección de vapor como la del agua. Se calculan los números de Reynolds y Prandtl correspondientes y se procede a evaluar los coeficientes transferencia de calor para la pared interna del tubo con el agua. Bajo ciertas condiciones de operación, se supone que un flujo estratificado saturado de dos fases fluye a lo largo del receptor horizontal. Esta es quizá la peor condición en el proceso DSG, ya que esto lleva a un calentamiento local no homogéneo de la pared del tubo. Bajo estas circunstancias, la ecuación propuesta por Hahne (Hahne E., Herrmann U., Rheinlander J. 1997) para flujo laminar, así como los flujos turbulentos, se usa para calcular los números de Nusselt, y por lo tanto, los coeficientes de transferencia térmica en ambas regiones.

$$h_f = \frac{Nu_f k_f}{D_{hf}} \quad (5.25)$$

$$h_g = \frac{Nu_g k_g}{D_{hg}} \quad (5.26)$$

$$Nu = \frac{(\xi/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7\sqrt{\xi/8}(Pr^{2/3}-1)} \quad (5.27)$$

$$\xi = (1.82 \log_{10} Re - 1.64)^{-2} \quad (5.28)$$

Donde D_{hf} y D_{hg} son los diámetros hidráulicos equivalentes de las áreas ocupadas por las fases líquida y gaseosa respectivamente, los cuales pueden ser calculados mediante la ayuda de la Fig. 5.5

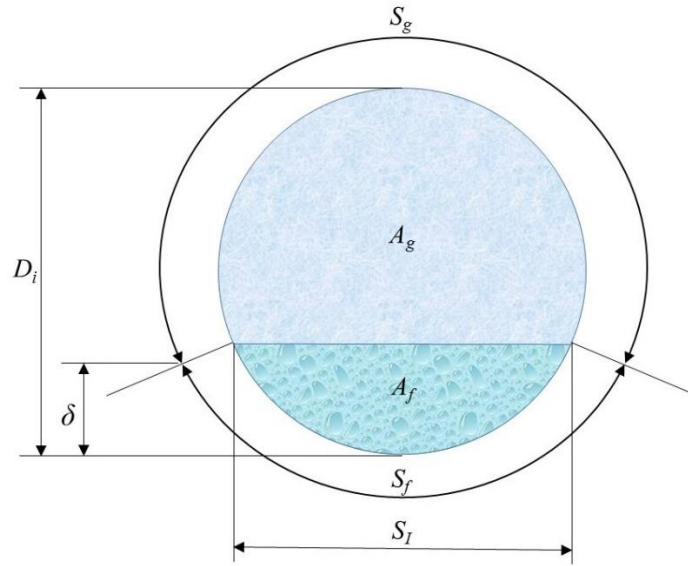


Fig. 5.5. Geometría empleada para calcular los diámetros hidráulicos equivalentes.

En la Fig. 5.5 se propone una región del receptor con flujo estratificado en la cual los parámetros geométricos que se indican son los siguientes

A_f = Área transversal ocupada por la fase líquida, m^2

A_g = Área transversal ocupada por la fase de vapor, m^2

D_i = Diámetro interno del receptor, m

S_g = fracción de perímetro de pared interna que está en contacto con el vapor, m

S_f = fracción de perímetro de pared interna que está en contacto con el líquido, m

S_I = longitud de la interfaz líquido-vapor, m

δ = altura de la columna de líquido, m

Los diámetros hidráulicos equivalentes para el cálculo de los Números de Reynolds de cada fase se obtienen mediante (Bird, 1960):

$$D_{hf} = \frac{4A_f}{S_f} \quad ; \quad D_{hg} = \frac{4A_g}{S_g + S_I} \quad (5.29)$$

Los números de Nusselt y Reynolds deben ser evaluados en sus regiones correspondientes, líquido o vapor, usando las propiedades termo-físicas adecuados de cada fase a una

temperatura de saturación determinada. La altura δ del líquido saturado en el tubo, tiene un valor constante a lo largo de una fracción Δz longitudinal del tubo. Sin embargo, mientras que co-existe la mezcla saturada, el calor ganado por el fluido genera una variación en δ_i cuyo valor puede calcularse sobre la siguiente Δz . δ_i puede obtenerse, como ya se vio, de la Fig. 5.3.

Determinación del perfil de temperatura en la pared del tubo.

Una vez que se han determinado las secciones del tubo, húmeda y seca, con sus coeficientes de transferencia de calor correspondientes, pasamos a resolver la ecuación de calor para el tubo receptor en estado estacionario.

El método totalmente desarrollado se puede consultar en la referencia (Schmidt 1964).

Consideremos la ecuación de conducción de calor en estado estacionario, flujo desarrollado en la dirección axial y sin generación, en coordenadas cilíndricas

$$\nabla^2 T(r, \phi) = \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \phi^2} \quad (5.30)$$

Si dividimos la sección de corte del cilindro en una malla como se muestra en la siguiente figura, de tal manera que las coordenadas en un punto nodal (i,j), estén dadas por:

$$r = i \cdot \Delta r \quad (5.31)$$

$$\phi = j \cdot \Delta \phi \quad (5.32)$$

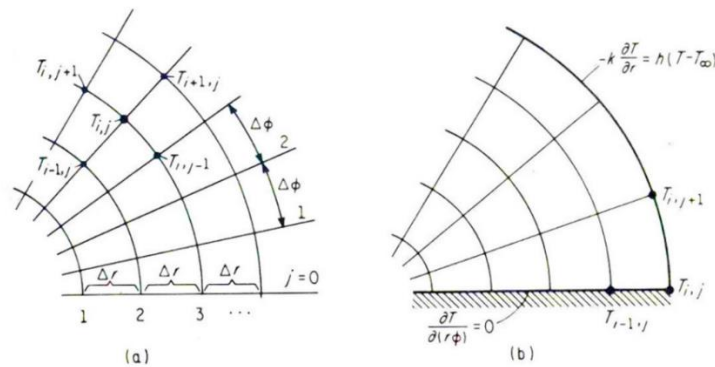


Fig 5.6. Desarrollo de una malla en coordenadas cilíndricas para la obtención de temperaturas por el método de diferencias finitas

La temperatura en el punto nodal (i,j) se expresa por:

$$T(r, \varnothing)|_{i,j} = T(i\Delta r, j\Delta\varnothing) = T_{i,j} \quad (5.33)$$

El primer paso en el procedimiento de las diferencias finitas consiste en expresar las temperaturas en los cuatro puntos nodales vecinos alrededor del punto (i,j) en términos de la temperatura en (i,j) y sus derivadas en (i,j) usando las series de expansión de Taylor. Así, ignorando los términos de tercer orden y superiores, la expansión se convierte en:

$$\frac{\left[\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \varnothing^2}\right]_{i,j}}{i^2(\Delta r \cdot \Delta \varnothing)^2} = \frac{1}{(\Delta r)^2} \cdot \left[\left(1 - \frac{1}{2i}\right) T_{i-1,j} + \left(1 + \frac{1}{2i}\right) T_{i+1,j} - 2T_{i,j}\right] + \frac{(T_{i,j-1} + T_{i,j+1} - 2T_{i,j})}{i^2(\Delta r \cdot \Delta \varnothing)^2} \quad (5.34)$$

$$i = 1, 2, 3, 4, \dots$$

$$j = 1, 2, 3, 4, \dots$$

Cuando el punto nodal (i,j) coincide con una superficie de frontera expuesta a una situación convectiva:

$$\frac{\partial T}{\partial (r\varnothing)} = 0 \quad \text{en la superficie } \varnothing = j\Delta\varnothing \quad (5.35)$$

$$-k \frac{\partial T}{\partial r} = h(T - T_\infty) \quad \text{en la superficie } r = i \cdot \Delta r \quad (5.36)$$

Después de varias manipulaciones se puede encontrar la expresión en diferencias finitas para el Laplaciano en el punto (i,j) situado en la intersección de una superficie convectiva y una adiabática.

$$\left[\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \varnothing^2}\right]_{i,j} = \frac{2}{\Delta r^2} (T_{i-1,j} - T_{i,j}) + \frac{2}{i^2(\Delta r \Delta \varnothing)^2} \cdot (T_{i,j+1} - T_{i,j}) + \frac{2}{\Delta r} \left(1 + \frac{1}{2i}\right) \frac{h}{k} (T_\infty - T_{i,j}) \quad (5.37)$$

Mediante la solución del sistema de ecuaciones obtenidas obtenemos el perfil circunferencial de temperatura en el receptor y preguntamos por las temperaturas inferior y superior del tubo. Con esta diferencia de temperaturas pasamos a calcular la deformación del tubo.

Determinación de la magnitud de la deflexión

Para determinar la magnitud del pandeo se toma el perfil de temperaturas que se desarrolla bajo las condiciones de flujo estratificado. El coeficiente de dilatación lineal, en este caso del acero, está asignado al perfil de temperatura obtenido en la dirección axial en la pared de

la tubería. Por lo tanto, se conocen las deformaciones longitudinales del tubo en las partes superior e inferior como se muestra en la Fig. 5.7.

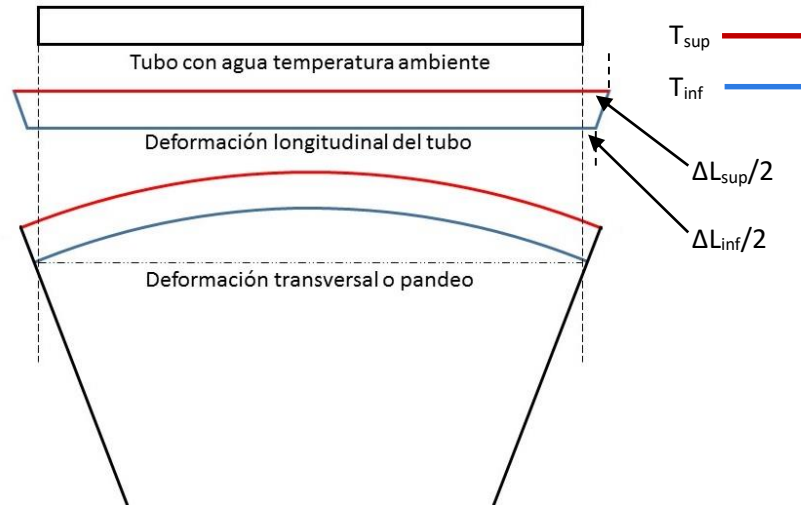


Fig. 5.7. Efecto de la deformación longitudinal del receptor cuando se somete a un gradiente circunferencial de temperatura.

Esta diferencia de longitud en las partes superior e inferior del receptor cilíndrico, crea el efecto de pandeo de la tubería, que se ajustó finalmente por el arco de dos circunferencias coincidentes en el centro (Fig. 5.8) a lo largo de la dirección axial.

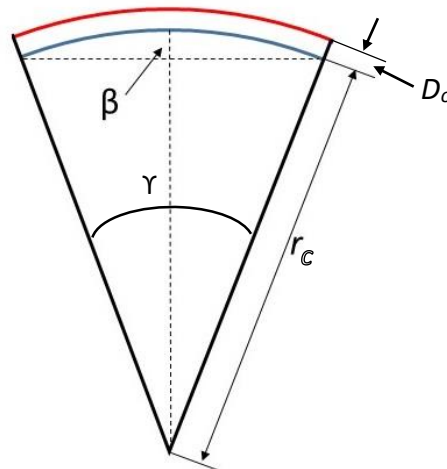


Fig. 5.8. Geometría empleada para el cálculo de la deflexión

El radio r_c del círculo interior y la magnitud de la deflexión β se calculan por medio de dos sencillas relaciones obtenidas por el autor y cuyo desarrollo se reproduce a continuación:

Las elongaciones ΔL_{sup} y ΔL_{inf} de la Fig. 5.7 se obtienen de las ecuaciones (3.1) y (3.2)

$$\Delta L_{sup} = \alpha_L L(T_{sup} - T_i) \quad (3.1)$$

$$\Delta L_{inf} = \alpha_L L(T_{inf} - T_i) \quad (3.2)$$

De la Fig. 5.8 se observa que:

$$L + \Delta L_{sup} = \gamma(r_c + D_o) \quad (5.38)$$

$$L + \Delta L_{inf} = \gamma r_c \quad (5.39)$$

De (5.39)
$$\gamma = \frac{L + \Delta L_{inf}}{r_c} \quad (5.40)$$

Sustituyendo (5.40) en (5.38):

$$L + \Delta L_{sup} = \frac{L + \Delta L_{inf}}{r_c} (r_c + D_o) \quad (5.41)$$

Combinando (3.1) y (3.2) con (5.41)

$$\frac{L + \alpha_L L(T_{sup} - T_i)}{L + \alpha_L L(T_{inf} - T_i)} = \frac{r_c + D_o}{r_c} \quad (5.42)$$

Resolviendo para r_c y reordenando:

$$r_c = \frac{D_o}{\left\{ \frac{[1 + \alpha_L(T_{sup} - T_i)]}{[1 + \alpha_L(T_{inf} - T_i)]} - 1 \right\}} \quad (5.43)$$

$$\beta = r_c \left[1 - \cos \left\{ \frac{L[1 + \alpha_L(T_{inf} - T_i)]}{2r_c} \right\} \right] \quad (5.44)$$

Las dos circunferencias resultantes, superior e inferior (Fig. 5.8) se auto-ajustan de acuerdo con la diferencia de temperaturas. Debe observarse que el radio r_c desplegado por la

circunferencia de la deflexión no depende de la longitud L del receptor, pero si depende de T_{inf} y T_{sup} dados el diámetro externo del receptor D_o , el coeficiente de dilatación lineal α_L y la temperatura inicial T_i . Una vez que aparece el flujo estratificado, el gradiente circunferencial de temperatura resultante, genera el fenómeno de deformación lineal diferencial entre las regiones superior e inferior del tubo. El coeficiente de dilatación lineal que se usó en el modelo, tiene un valor de $\alpha_L = 11.0 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$.

Es necesario remarcar la importancia de las ecuaciones 5.43 y 5.44. En primera instancia se ha partido de la hipótesis de que la deformación térmica se genera siguiendo una circunferencia de la cual los planos transversales de los extremos del receptor, conteniendo el flujo estratificado, son los elementos generadores. Esta circunferencia queda definida, para un material dado, por medio de las temperaturas superior e inferior del receptor y de su diámetro; sorprendentemente el radio r_c no depende de la longitud del receptor. No obstante, la longitud de la deflexión o pandeo β si depende de la longitud del receptor, evidentemente para un receptor en escala real, de varias decenas o centenares de metros, esta longitud se refiere a la sección del receptor donde se mantiene la diferencia de temperaturas $T_{sup} - T_{inf}$.

La etapa de sobrecalentamiento es fácilmente reproducible debido a que el fluido vuelve a tomar la configuración de una sola fase y por lo tanto no es objeto de este estudio.

CAPÍTULO 6

Resultados de las simulaciones

Durante las primeras etapas de la simulación se trabajó en la integración de los modelos de cálculo verificando que los resultados sean congruentes con los datos reportados por otros autores, por lo que el material que se presenta en esta sección es altamente descriptivo.

Validación de las relaciones hidrodinámicas para establecer el régimen de flujo estratificado.

La hipótesis principal de este trabajo consiste en suponer que el patrón de flujo estratificado es el causante de la creación de un perfil circunferencial de temperatura que termina por deformar el tubo receptor en la etapa de generación directa de vapor. De esta manera, para probar la existencia de este régimen podemos tomar una serie de datos experimentales de medición de flujo másico realizada en el Instituto de Ingeniería de la UNAM (Jiménez 2000)

Para los datos experimentales se tomó una muestra de 83 puntos sobre un universo de 148, el motivo de discriminar los datos consistió en utilizar una temperatura de salida constante para poder aplicar condiciones de saturación parecidas (127°) a lo que corresponde una presión de saturación de 2.846 bar. Para la entrada del receptor se tienen flujos másicos de agua desde 0.47 hasta 1.162 kg/min. Las calidades obtenidas a la salida del receptor son diferentes en razón de que la radiación solar incidente era diferente para los varios puntos mostrados. La tabla siguiente muestra las condiciones reales de la experimentación.

Tabla 6.1. Datos experimentales de flujo másico en un receptor de acero de 1 ¼" de diámetro nominal cédula 40, sometido a concentración solar a baja presión.

Hora	I_{bh} (W/m ²)	Flujo másico Entrada (kg/min)	Presión entrada (bar)	Presión salida (bar)	Temp. Mezcla (°C)	Flujo Liq Salida (kg/min)	Flujo Vap. Salida (kg/min)	Calidad
10:00	682.14	0.812	3.259	2.915	128	0.730	0.082	0.101
10:10	741.40	1.020	3.191	2.846	127	0.880	0.140	0.137
10:20	744.62	0.970	3.122	2.777	126	0.810	0.160	0.165
10:40	816.57	0.985	3.259	2.915	128	0.840	0.145	0.147
10:50	786.88	0.865	3.122	2.846	127	0.660	0.205	0.237
11:00	835.34	0.875	3.259	2.915	128	0.660	0.215	0.246
11:10	833.18	0.880	3.191	2.846	127	0.640	0.240	0.273
11:30	938.31	0.470	3.191	2.846	128	0.230	0.240	0.511
11:40	990.92	0.950	3.259	2.915	128	0.680	0.270	0.284
11:50	995.97	1.040	3.259	2.1915	128	0.710	0.330	0.317
12:10	995.60	0.965	3.122	2.777	126	0.720	0.245	0.254
12:40	1002.33	0.900	3.259	2.915	128	0.620	0.280	0.311
12:50	1019.42	0.935	3.122	2.777	126	0.680	0.255	0.273
13:00	1001.83	1.010	3.122	2.846	127	0.760	0.250	0.248
13:10	979.10	0.970	3.053	2.777	126	0.740	0.230	0.237
13:20	959.64	0.855	3.259	2.915	128	0.630	0.225	0.263
13:40	932.72	0.805	3.191	2.846	127	0.580	0.225	0.280
13:50	894.66	0.812	3.259	2.846	128	0.630	0.182	0.224
14:00	888.23	0.907	3.122	2.846	126	0.750	0.157	0.173
14:10	867.98	1.035	3.122	2.846	127	0.900	0.135	0.130
14:20	839.81	0.796	3.122	2.846	127	0.650	0.146	0.183
14:30	819.29	0.845	3.053	2.777	126	0.740	0.105	0.124
14:40	797.54	0.915	3.259	2.915	128	0.770	0.145	0.158
14:50	783.58	0.905	3.122	2.846	127	0.820	0.085	0.094
15:20	696.92	0.760	3.122	2.846	126	0.750	0.010	0.013
15:30	665.94	0.855	3.122	2.846	127	0.810	0.045	0.053
15:40	641.70	0.970	3.122	2.846	126	0.950	0.020	0.021
10:00	662.37	0.845	3.191	2.846	127	0.800	0.045	0.053
10:10	684.61	0.676	3.122	2.846	127	0.600	0.076	0.112
10:20	652.01	1.120	3.122	2.777	126	0.970	0.150	0.134
10:30	657.54	0.860	3.053	2.708	126	0.730	0.130	0.151
10:50	809.80	0.915	3.053	2.708	126	0.790	0.125	0.137
11:00	751.66	0.861	3.259	2.915	128	0.730	0.131	0.152
11:10	921.30	0.860	3.259	2.915	128	0.660	0.200	0.233
11:20	764.07	0.855	3.122	2.846	126	0.680	0.175	0.205
11:50	923.03	0.880	3.259	2.846	128	0.620	0.260	0.295
12:00	922.76	0.917	3.053	2.708	126	0.680	0.237	0.258
12:10	937.48	0.745	3.122	2.846	127	0.700	0.045	0.060
12:40	1021.07	0.950	3.259	2.915	128	0.780	0.170	0.179
12:50	1009.70	0.980	3.191	2.846	127	0.800	0.180	0.184
13:00	995.98	1.162	3.191	2.846	127	0.980	0.182	0.157
13:20	991.32	0.885	3.122	2.846	127	0.620	0.265	0.299
13:40	962.65	0.955	3.122	2.777	126	0.740	0.215	0.225
13:50	968.93	0.855	3.191	2.846	127	0.630	0.225	0.263

Hora	I_{bh} (W/m ²)	Flujo másico Entrada (kg/min)	Presión entrada (bar)	Presión salida (bar)	Temp. Mezcla (°C)	Flujo Liq Salida (kg/min)	Flujo Vap. Salida (kg/min)	Calidad
14:00	970.76	0.745	3.053	2.777	127	0.580	0.165	0.221
14:50	796.08	0.782	3.259	2.915	128	0.640	0.142	0.182
15:00	770.26	0.962	3.053	2.777	126	0.870	0.092	0.096
15:20	705.40	0.792	3.191	2.846	127	0.700	0.092	0.116
15:30	656.86	0.850	3.122	2.846	126	0.760	0.090	0.106
10:20	679.04	0.920	3.328	2.915	128	0.870	0.050	0.054
10:30	696.66	0.872	3.191	2.846	128	0.760	0.112	0.128
11:10	776.00	0.925	3.259	2.846	128	0.740	0.185	0.200
11:30	785.87	0.885	3.259	2.846	128	0.700	0.185	0.209
11:40	791.04	0.675	2.984	2.777	126	0.500	0.175	0.259
12:00	813.94	0.740	3.053	2.777	126	0.540	0.200	0.270
12:30	801.59	0.785	3.259	2.846	127	0.580	0.205	0.261
13:10	723.67	0.922	3.053	2.777	126	0.760	0.162	0.176
13:20	704.18	0.895	3.122	2.846	127	0.765	0.130	0.145
13:30	711.76	0.867	3.259	2.846	128	0.730	0.137	0.158
13:50	747.59	0.650	3.122	2.846	127	0.550	0.100	0.154
14:00	782.68	0.810	3.122	2.846	127	0.710	0.100	0.123
14:10	762.82	0.935	3.259	2.846	128	0.820	0.115	0.123
14:40	672.55	0.775	3.191	2.846	127	0.660	0.115	0.148
15:00	590.71	0.820	3.122	2.777	127	0.730	0.090	0.110
15:10	569.43	0.895	3.063	2.708	126	0.780	0.115	0.128
15:40	506.62	0.870	3.259	2.846	127	0.820	0.050	0.057
10:00	609.37	0.905	3.053	2.777	126	0.810	0.095	0.105
10:10	615.30	0.920	3.122	2.846	128	0.820	0.100	0.109
10:20	638.15	0.830	3.259	2.846	128	0.720	0.110	0.133
11:00	771.95	0.880	2.984	2.708	126	0.660	0.220	0.250
11:10	786.87	0.805	3.259	2.846	128	0.600	0.205	0.255
11:20	747.28	0.940	3.122	2.777	126	0.680	0.260	0.277
11:40	763.23	0.930	3.259	2.915	128	0.730	0.200	0.215
12:40	719.06	0.930	3.191	2.846	127	0.710	0.220	0.237
12:50	711.31	0.900	3.191	2.915	128	0.720	0.180	0.200
13:10	690.59	0.970	3.191	2.846	128	0.820	0.150	0.155
13:30	596.42	1.020	3.191	2.846	127	0.920	0.100	0.098
14:00	663.45	0.880	3.259	2.915	128	0.740	0.140	0.159
14:10	659.79	0.790	3.191	2.846	127	0.640	0.150	0.190
14:30	686.18	0.905	3.122	2.846	127	0.830	0.075	0.083
14:40	650.73	0.790	3.053	2.708	126	0.700	0.090	0.114
15:00	637.67	0.640	3.259	2.915	128	0.580	0.060	0.094
15:10	598.97	0.600	3.259	2.846	128	0.560	0.040	0.067

El diagrama de Baker, que predice el régimen de flujo de una mezcla bifásica, requiere de aplicar los correctores λ y ψ para la mezcla líquido-vapor. De las ecuaciones (2.1) y (2.2), para la temperatura de saturación de 127°C para el agua, se obtienen los valores de $\lambda = 1.024$

y $\psi = 0.845$. Ahora podemos mostrar la Tabla 6.1 en términos de los valores de los ejes del diagrama de Baker y sobreponer los datos experimentales en el mismo diagrama.

Tabla 6.2. Datos experimentales de flujo másico en un receptor de acero de 1 ¼" de diámetro nominal cédula 40, sometido a concentración solar a baja presión. Mostrada para los fluxes másicos de Baker $G_L\Psi$ y G_g/λ .

Hora	I_{bh} (W/m ²)	Flujo másico Entrada (kg/min)	Presión entrada (bar)	Presión salida (bar)	Temp. Mezcla (°C)	$G_L\Psi$ (kg/sm ²)	G_g/λ (kg/sm ²)	Calidad
10:00	682.14	0.812	3.259	2.915	128	12.992	1.686	0.101
10:10	741.40	1.020	3.191	2.846	127	15.662	2.878	0.137
10:20	744.62	0.970	3.122	2.777	126	14.416	3.289	0.165
10:40	816.57	0.985	3.259	2.915	128	14.950	2.981	0.147
10:50	786.88	0.865	3.122	2.846	127	11.746	4.214	0.237
11:00	835.34	0.875	3.259	2.915	128	11.746	4.419	0.246
11:10	833.18	0.880	3.191	2.846	127	11.391	4.933	0.273
11:30	938.31	0.470	3.191	2.846	128	4.093	4.933	0.511
11:40	990.92	0.950	3.259	2.915	128	12.102	5.550	0.284
11:50	995.97	1.040	3.259	2.1915	128	12.636	6.783	0.317
12:10	995.60	0.965	3.122	2.777	126	12.814	5.036	0.254
12:40	1002.33	0.900	3.259	2.915	128	11.035	5.755	0.311
12:50	1019.42	0.935	3.122	2.777	126	12.102	5.242	0.273
13:00	1001.83	1.010	3.122	2.846	127	13.526	5.139	0.248
13:10	979.10	0.970	3.053	2.777	126	13.170	4.728	0.237
13:20	959.64	0.855	3.259	2.915	128	11.213	4.625	0.263
13:40	932.72	0.805	3.191	2.846	127	10.323	4.625	0.280
13:50	894.66	0.812	3.259	2.846	128	11.213	3.741	0.224
14:00	888.23	0.907	3.122	2.846	126	13.348	3.227	0.173
14:10	867.98	1.035	3.122	2.846	127	16.018	2.775	0.130
14:20	839.81	0.796	3.122	2.846	127	11.568	3.001	0.183
14:30	819.29	0.845	3.053	2.777	126	13.170	2.158	0.124
14:40	797.54	0.915	3.259	2.915	128	13.704	2.981	0.158
14:50	783.58	0.905	3.122	2.846	127	14.594	1.747	0.094
15:20	696.92	0.760	3.122	2.846	126	13.348	0.206	0.013
15:30	665.94	0.855	3.122	2.846	127	14.416	0.925	0.053
15:40	641.70	0.970	3.122	2.846	126	16.908	0.411	0.021
10:00	662.37	0.845	3.191	2.846	127	14.238	0.925	0.053
10:10	684.61	0.676	3.122	2.846	127	10.679	1.562	0.112
10:20	652.01	1.120	3.122	2.777	126	17.264	3.083	0.134
10:30	657.54	0.860	3.053	2.708	126	12.992	2.672	0.151
10:50	809.80	0.915	3.053	2.708	126	14.060	2.569	0.137
11:00	751.66	0.861	3.259	2.915	128	12.992	2.693	0.152
11:10	921.30	0.860	3.259	2.915	128	11.746	4.111	0.233
11:20	764.07	0.855	3.122	2.846	126	12.102	3.597	0.205
11:50	923.03	0.880	3.259	2.846	128	11.035	5.344	0.295
12:00	922.76	0.917	3.053	2.708	126	12.102	4.872	0.258
12:10	937.48	0.745	3.122	2.846	127	12.458	0.925	0.060
12:40	1021.07	0.950	3.259	2.915	128	13.882	3.494	0.179
12:50	1009.70	0.980	3.191	2.846	127	14.238	3.700	0.184
13:00	995.98	1.162	3.191	2.846	127	17.442	3.741	0.157
13:20	991.32	0.885	3.122	2.846	127	11.035	5.447	0.299
13:40	962.65	0.955	3.122	2.777	126	13.170	4.419	0.225
13:50	968.93	0.855	3.191	2.846	127	11.213	4.625	0.263
14:00	970.76	0.745	3.053	2.777	127	10.323	3.392	0.221
14:50	796.08	0.782	3.259	2.915	128	11.391	2.919	0.182
15:00	770.26	0.962	3.053	2.777	126	15.484	1.891	0.096
15:20	705.40	0.792	3.191	2.846	127	12.458	1.891	0.116
15:30	656.86	0.850	3.122	2.846	126	13.526	1.850	0.106
10:20	679.04	0.920	3.328	2.915	128	15.484	1.028	0.054
10:30	696.66	0.872	3.191	2.846	128	13.526	2.302	0.128

Hora	I_{bh} (W/m ²)	Flujo másico Entrada (kg/min)	Presión entrada (bar)	Presión salida (bar)	Temp. Mezcla (°C)	$G_L\Psi$ (kg/sm ²)	G_g/λ (kg/sm ²)	Calidad
11:10	776.00	0.925	3.259	2.846	128	13.170	3.803	0.200
11:30	785.87	0.885	3.259	2.846	128	12.458	3.803	0.209
11:40	791.04	0.675	2.984	2.777	126	8.899	3.597	0.259
12:00	813.94	0.740	3.053	2.777	126	9.611	4.111	0.270
12:30	801.59	0.785	3.259	2.846	127	10.323	4.214	0.261
13:10	723.67	0.922	3.053	2.777	126	13.526	3.330	0.176
13:20	704.18	0.895	3.122	2.846	127	13.615	2.672	0.145
13:30	711.76	0.867	3.259	2.846	128	12.992	2.816	0.158
13:50	747.59	0.650	3.122	2.846	127	9.789	2.056	0.154
14:00	782.68	0.810	3.122	2.846	127	12.636	2.056	0.123
14:10	762.82	0.935	3.259	2.846	128	14.594	2.364	0.123
14:40	672.55	0.775	3.191	2.846	127	11.746	2.364	0.148
15:00	590.71	0.820	3.122	2.777	127	12.992	1.850	0.110
15:10	569.43	0.895	3.063	2.708	126	13.882	2.364	0.128
15:40	506.62	0.870	3.259	2.846	127	14.594	1.028	0.057
10:00	609.37	0.905	3.053	2.777	126	14.416	1.953	0.105
10:10	615.30	0.920	3.122	2.846	128	14.594	2.056	0.109
10:20	638.15	0.830	3.259	2.846	128	12.814	2.261	0.133
11:00	771.95	0.880	2.984	2.708	126	11.746	4.522	0.250
11:10	786.87	0.805	3.259	2.846	128	10.679	4.214	0.255
11:20	747.28	0.940	3.122	2.777	126	12.102	5.344	0.277
11:40	763.23	0.930	3.259	2.915	128	12.992	4.111	0.215
12:40	719.06	0.930	3.191	2.846	127	12.636	4.522	0.237
12:50	711.31	0.900	3.191	2.915	128	12.814	3.700	0.200
13:10	690.59	0.970	3.191	2.846	128	14.594	3.083	0.155
13:30	596.42	1.020	3.191	2.846	127	16.374	2.056	0.098
14:00	663.45	0.880	3.259	2.915	128	13.170	2.878	0.159
14:10	659.79	0.790	3.191	2.846	127	11.391	3.083	0.190
14:30	686.18	0.905	3.122	2.846	127	14.772	1.542	0.083
14:40	650.73	0.790	3.053	2.708	126	12.458	1.850	0.114
15:00	637.67	0.640	3.259	2.915	128	10.323	1.233	0.094
15:10	598.97	0.600	3.259	2.846	128	9.967	0.822	0.067

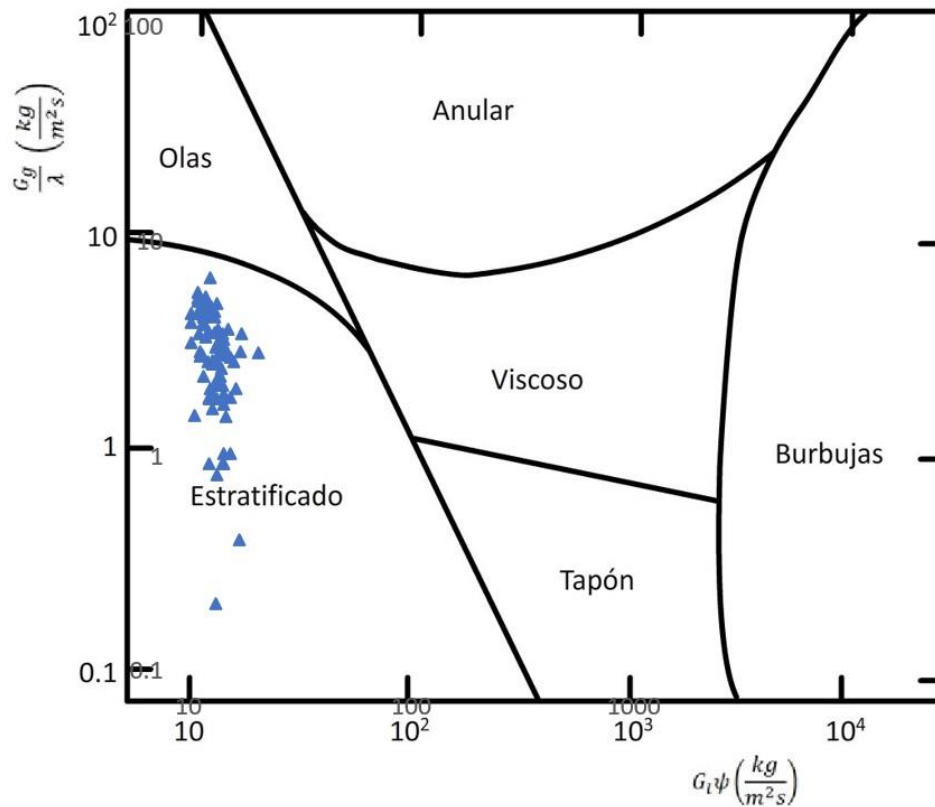


Fig. 6.1 Sobre posición de datos experimentales con el diagrama de Baker, se observa que la muestra se inscribe dentro de la región estratificada.

En la distribución de datos experimentales superpuestos en el diagrama de Baker, (Fig. 6.1), se confirma que el flujo corresponde al régimen estratificado, por lo que resulta congruente aplicar la metodología de cálculo para la obtención del perfil circunferencial de temperatura en el receptor.

Para lograr esta gráfica se superpusieron los datos experimentales sobre una gráfica semi-cuantitativa. De esta manera los valores de los datos experimentales, dentro de los límites de la región estratificada, validan la hipótesis empleada en el sentido de que la parte inferior del tubo receptor está en contacto con un medio con mayor capacidad de enfriamiento, el agua, que la parte superior en contacto con el vapor.

Una vez que se tiene el fluido dentro de la región estratificada corresponde el turno al cálculo de las fracciones de flujo líquido y de vapor, para posteriormente establecer las velocidades a que se desplazan las fases correspondientes y de ahí calcular a los coeficientes de transferencia de calor.

Las ecuaciones (5.16) a (5.18) proporcionan los rangos termodinámicos de validez de las velocidades promedio de las fases líquida (u_f) y gaseosa (u_g) y por otra parte la ecuación (4.20) que establece el valor del factor de deslizamiento en el modelo de flujos separados, que corresponde al caso de estudio, proporciona el valor del par de velocidades, de vapor y de líquido, válidos dentro del espacio permitido. Esta es una de las suposiciones de mayor alcance en este trabajo puesto que permite conocer las fracciones tanto de flujo como de área de las fases que son indispensables para los cálculos de los coeficientes de transferencia de calor.

Para un flujo másico de entrada de 0.812 kg/min y calidad del 10% a la salida, tomados de la tabla 6.1, la ecuación (5.16) establece los pares u_g vs u_f permitidos, la Fig. 6.2 muestra estos valores

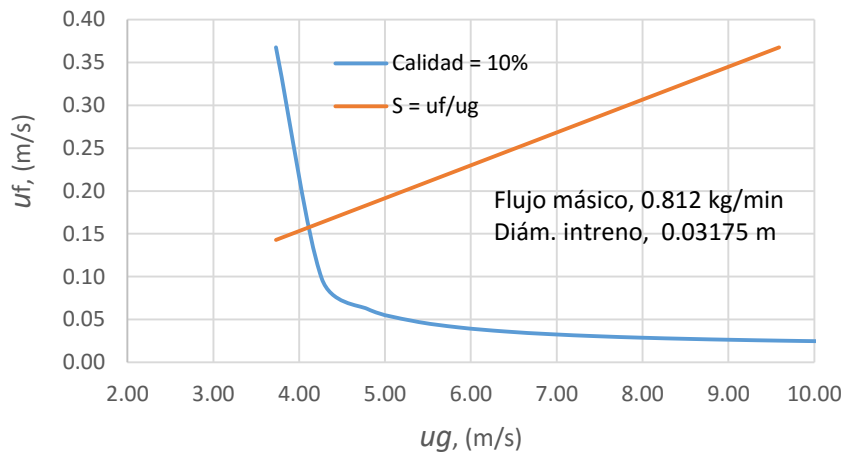


Fig. 6.2 Lugar geométrico generado por los valores de velocidad válidos para las regiones líquida y gaseosa de un flujo estratificado.

Finalmente, el valor de la razón de deslizamiento S para las fases se establece mediante la ecuación 4.20, que para los valores de $\rho_f = 937.41$ y $\rho_g = 1.38 \text{ kg/m}^3$, arroja un valor de $S = (\rho_f / \rho_g)^{(1/2)} = 26.1$. Obsérvese que este valor es constante a través de la curva de calidad constante, toda vez que las propiedades de saturación se conservan a la misma temperatura. Del análisis de la Fig. 6.2 se desprende que los valores de las velocidades de las fases líquida

y gaseosa son $u_f = 0.16$ m/s y $u_g = 4.18$ m/s. Esas son las velocidades promedio que sin duda poseen las fases líquida y gaseosa sobre sus respectivas áreas transversales de flujo.

Proceso de generación directa de vapor

Como caso de estudio tomamos un proceso típico de experimentación en la Planta Solar Experimental de Ciudad Universitaria, donde se encuentran módulos de concentración formados por espejos concentradores tipo canal parabólico con distancia focal de 0.625 m, apertura de 2.5 m y longitud de 1.20 m. Cada módulo contiene 12 espejos en serie completando una distancia efectiva de 14.4 m. El receptor es un tubo de acero de 1 1/4" de diámetro cédula 40, diámetro interno de 0.0353m y diámetro externo de 0.04216 m, alimentado con un flujo de agua de 0.025 kg/s (90 kg/h) a 107.4 kPa de presión y 20°C de temperatura de entrada. El concentrador se encuentra sometido a un flujo de 800 W/m² de radiación directa en el plano de apertura.

La Fig. 6.3 muestra el desarrollo longitudinal del perfil de temperatura para la pared interna del receptor y para el fluido; nótese el casi paralelismo de las curvas, lo cual se deriva de la suposición de flujo de calor constante en la pared del receptor.

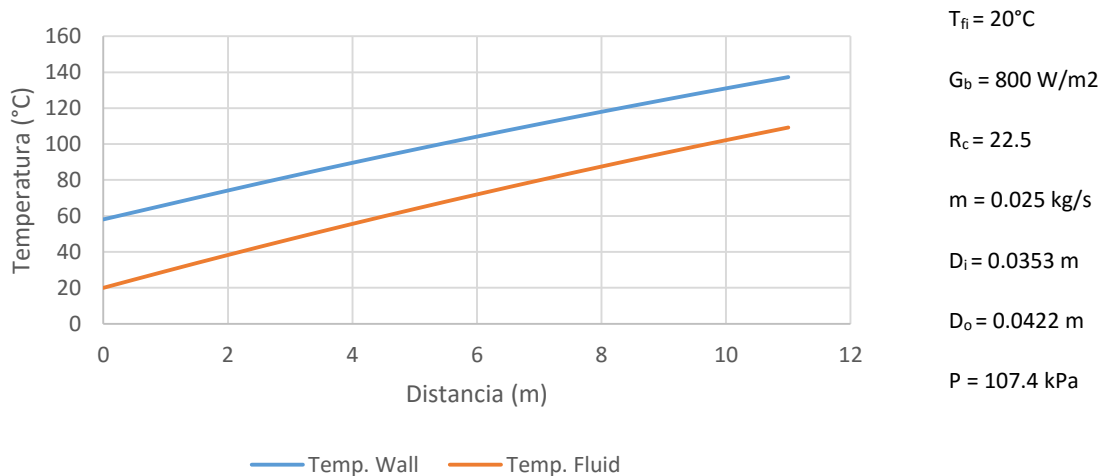


Fig. 6.3 . Desarrollo de los perfiles de temperatura del agua y la pared del tubo durante la etapa de precalentamiento, la distancia está medida desde el inicio del receptor

En primera instancia se presenta el perfil de temperatura de un tubo de 1 1/4", cuando conduce agua en forma de líquido sub-enfriado, el flujo de agua es del 90 kg/h y el tubo receptor se encuentra recibiendo un flujo de radiación concentrada homogéneamente de 8,512 W/m², lo

cual equivale a una radiación del orden de 800 W/m^2 multiplicada por la razón de concentración de 19 y por una eficiencia óptica del orden del 56% para el módulo concentrador.

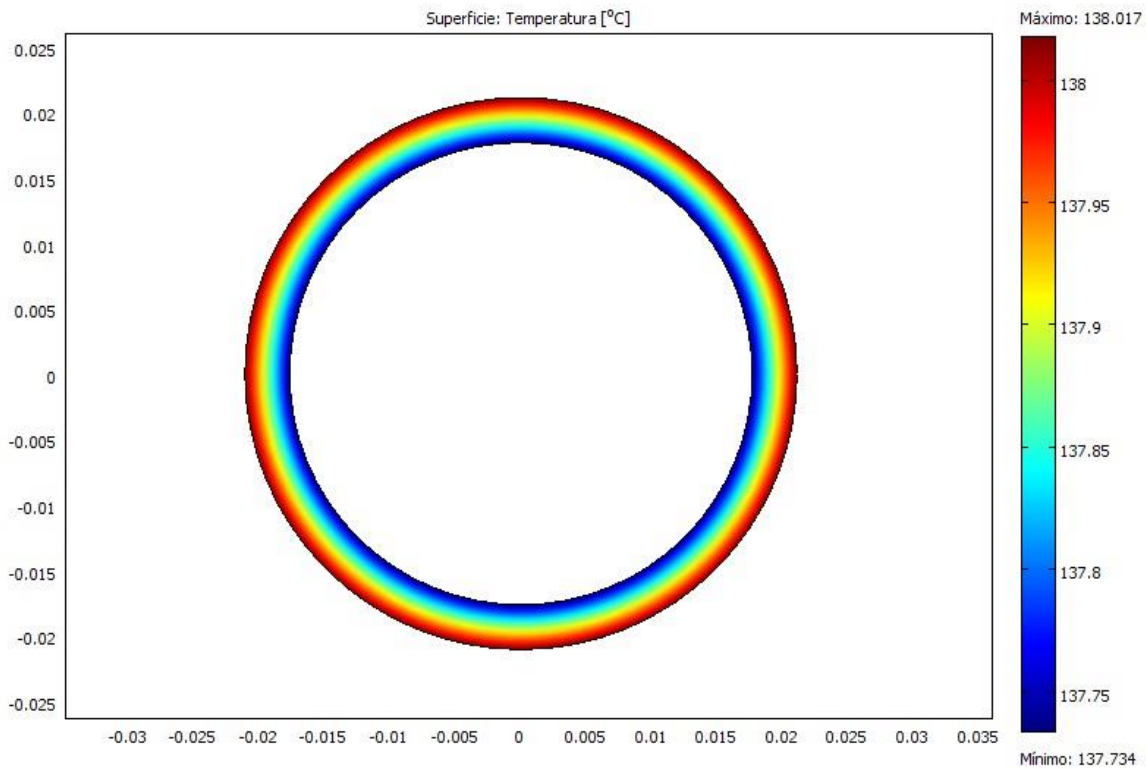


Fig. 6.4. Perfil de temperatura en la pared del tubo durante la etapa de precalentamiento (fase líquida). No se observan gradientes de temperatura significativos, ni axial ni angular.

Mientras que el fluido se localiza en la región sub-enfriada se observa que la temperatura del receptor se encuentra uniformemente distribuida a lo largo de la dirección circunferencial (Fig. 6.4), correspondiendo la temperatura más baja a la cara interior del tubo que en este caso se encuentra totalmente en contacto con agua líquida, de paso también se observa que el gradiente radial de temperatura es prácticamente despreciable.

Al llegar la temperatura de fluido a las condiciones de saturación para una presión de 107.4 kPa, entonces comienza el cálculo de la calidad y el área ocupada. Cuando comienza el proceso de ebullición y se separan las fases de líquido y de vapor, entonces comienza a tener

significado el gradiente circunferencial de temperatura como se observa en la siguiente Fig. 6.5:

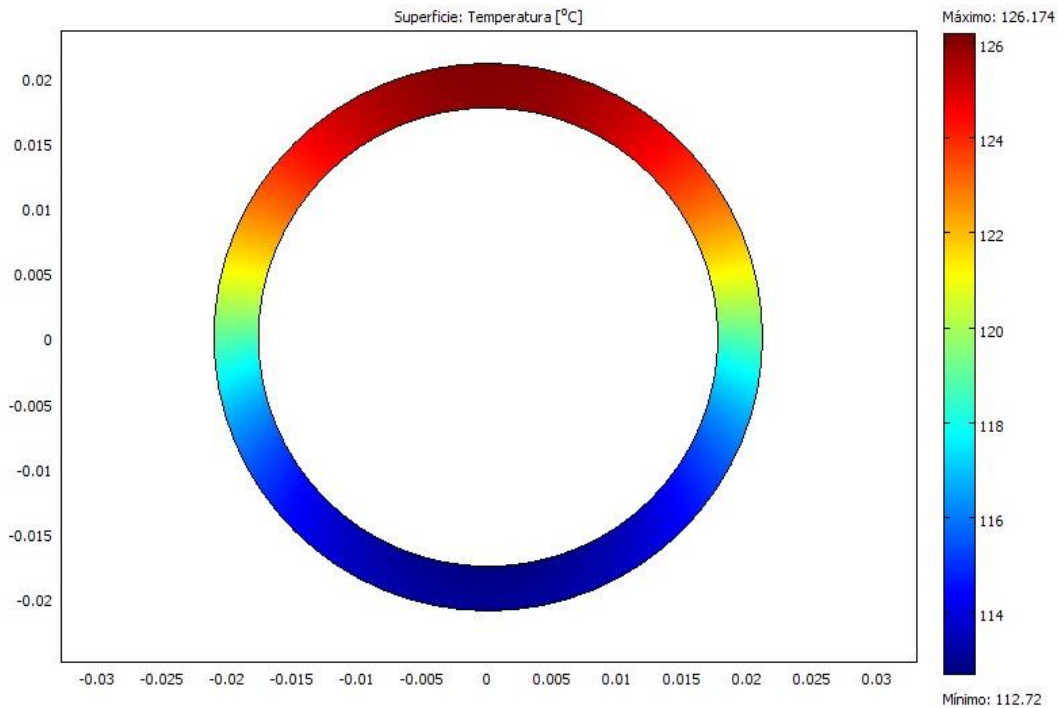


Fig 6.5. Perfil de temperatura en la pared del tubo una vez iniciado el proceso de estratificación, se observa una diferencia de temperaturas de 13.45°C entre las partes superior e inferior del receptor

Cuando inicia el proceso de evaporación, entonces ya se comienza a presentar la diferencia entre las temperaturas de las partes superior e inferior del receptor, esta diferencia se seguirá acentuando mientras que cambia el nivel del líquido δ en el interior del tubo.

Posteriormente, una vez que se ha evaporado todo el líquido, el perfil de temperatura volverá a homogeneizarse a lo largo de la dirección angular, concluyendo así el efecto del pandeo.

Determinación de la magnitud de la deflexión

Para determinar la magnitud del pandeo se toma el perfil de temperaturas que se desarrolla bajo las condiciones de flujo estratificado. El coeficiente de dilatación lineal, en este caso del acero, está asignado al perfil de temperatura obtenido en la dirección axial en la pared de la tubería. Por lo tanto, se conocen las deformaciones longitudinales del tubo en las partes

superior e inferior. Esta diferencia de longitud en las partes superior e inferior del receptor cilíndrico, crea el efecto de pandeo de la tubería, que se ajustó finalmente por el arco de dos circunferencias coincidentes en el centro (Fig. 5.8) a lo largo de la dirección axial. El radio r_c del círculo interior y la magnitud de la deflexión β se calculan por medio de las ecuaciones (5.43) y (5.44) desarrolladas por el autor.

Las dos circunferencias resultantes, superior e inferior (Fig. 6.6) se auto-ajustan de acuerdo con la velocidad de flujo y la diferencia de temperaturas. Debe observarse que el radio r_c desplegado por la circunferencia de la deflexión no depende de la longitud L del receptor, pero si depende de T_{inf} y T_{sup} dados el diámetro externo del receptor D_o , el coeficiente de dilatación lineal α_L y la temperatura inicial T_i . Una vez que aparece el flujo estratificado, el gradiente circunferencial de temperatura resultante, genera el fenómeno de deformación lineal diferencial entre las regiones superior e inferior del tubo. El coeficiente de dilatación lineal que se usó en el modelo, tiene un valor de $\alpha_L = 11.0 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$. Así, de acuerdo con la temperatura inicial del receptor, antes de inicio del precalentamiento (25°C), para los tramos del módulo, en los cuales la deflexión fue observada por Flores y Almanza (*op, cit*), las ecuaciones (3.1) y (3.2) nos arrojan los valores de $\Delta L_{sup} = 5.75 \times 10^{-3} \text{ m}$ y $\Delta L_{inf} = 4.27 \times 10^{-3} \text{ m}$. Estas elongaciones longitudinales se muestran en la Fig. 5.8, y corresponden a los arcos de los dos círculos concéntricos cuya diferencia de radios es el diámetro externo del receptor (0.042 m). El valor obtenido para la deflexión β fue de 0.0224 m.

Los resultados se compararon con los obtenidos a partir de datos experimentales obtenidos en la planta solar de Ciudad Universitaria. Los resultados del modelo se encuentran dentro de un rango de $\pm 10\%$ a partir de datos experimentales. En esta simulación, la deflexión apareció en los 4 últimos metros del receptor, después de aproximadamente 9 metros de precalentamiento. La magnitud de la deflexión β obtenida experimentalmente fue de 0.025m

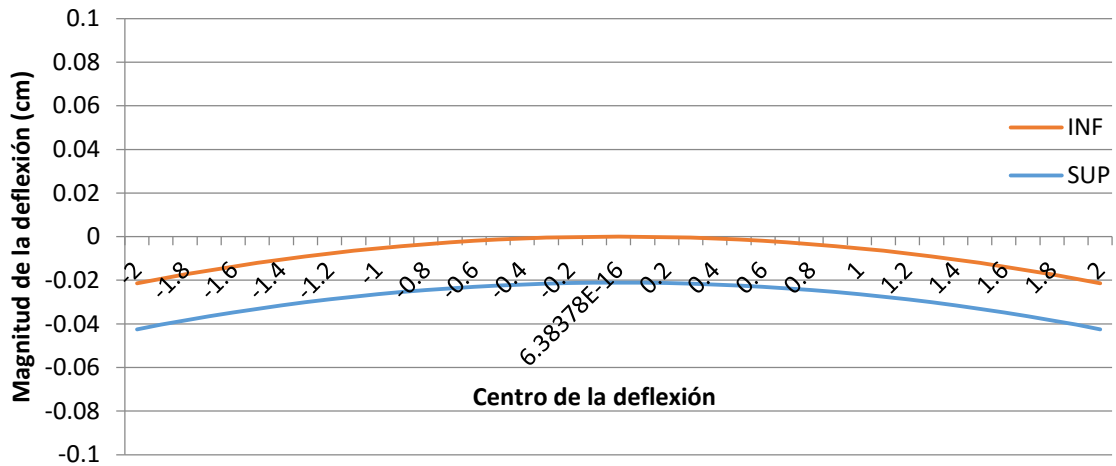


Fig. 6.6. Deformación obtenida por la simulación, observándose un desplazamiento hasta de 2.25 cm con respecto al eje original del receptor en una longitud de 4 metros.

Deflexión experimental del tubo absorbedor.

Durante las primeras pruebas de generación de vapor (Jiménez 2000), se presentó un problema en el receptor del concentrador solar, que consistió en la deflexión del tubo absorbedor. Dicha deflexión, que provocó la ruptura de los tubos de vidrio del receptor, ocurría cuando a la salida del concentrador se tenía un flujo de vapor sin agua líquida y se presentaba, siempre, hacia la parte de arriba del concentrador, en ninguna ocasión hacia abajo o hacía los lados. El tubo absorbedor estaba compuesto por 5 tramos de acero dulce de 3.175 cm. De diámetro exterior, 2mm de espesor y 3 m de longitud, los cuales se apoyaban en 5 soportes ubicados a lo largo del concentrador y separados uno del otro por una distancia promedio de 2.95 m. En dichos soportes, el tubo receptor tenía libertad para moverse, por lo que su expansión térmica longitudinal no era restringida.

Debido a la dificultad de pronosticar la deflexión, o de reproducirla, el equipo de experimentación encontró una forma de provocarla. El procedimiento consistía en sobrecalentar el receptor de acero, sin agua, con la radiación solar concentrada y posteriormente se alimentaba un flujo de agua fría. Con este procedimiento la deflexión se iniciaba en el primer segmento del concentrador, alcanzaba su valor máximo y desaparecía por completo, posteriormente, la deflexión se presentaba en el segundo tubo, donde seguía la misma secuencia y después pasaba, sucesivamente a los demás tramos del tubo receptor.

Con el procedimiento descrito anteriormente deducimos que, una vez que se tiene embebido el tubo receptor con agua líquida, se requiere de un cierto tiempo para comenzar a evaporar el líquido en las subsecuentes secciones y, consecuentemente, se presenta el flujo en dos fases, presumiblemente en régimen estratificado.

Análisis de resultados

Durante el desarrollo de este trabajo se ha encontrado que los resultados al aplicar el modelo matemático concuerdan con los obtenidos en pruebas experimentales. Sin embargo, es necesario profundizar en los análisis de sensibilidad paramétrica basados en grandes números de simulaciones. El método desarrollado muestra estabilidad donde se desarrolla el flujo estratificado y esto nos proporciona buenas expectativas para el entendimiento del fenómeno de la deflexión.

Efecto de la presión en los coeficientes de transferencia de calor

Asimismo, se encontró que la presión a la cual se lleva a cabo el cambio de fase juega un papel muy importante en los coeficientes de transferencia de calor para el flujo estratificado. En la mayor parte de la literatura (Goebel, 1997) se habla de que el coeficiente de transferencia de calor para la parte del líquido en un flujo estratificado (h_l) es de 10 a 15 veces mayor que el coeficiente de transferencia de calor de la fase gaseosa (h_g), esto es parcialmente cierto si el flujo está a una presión de 60 bar o mayor, presión más o menos manejada de manera estándar en la mayoría de experimentos para el estudio de la generación directa de vapor. Sin embargo, para bajas presiones, como es el caso de los experimentos del Instituto de Ingeniería donde se manejaron presiones de 1.3 bar debido al flujo por gravedad desde un tinaco a 3 metros de altura, el coeficiente de transferencia de calor del líquido h_l , llega a tener un valor hasta de 60 veces mayor que el de la fase gaseosa. Esto puede generar un efecto mayor de pandeo que aquel que se genera a altas presiones. En la siguiente figura se muestra la relación de los coeficientes de transferencia de calor (h_l/h_g) en función de la calidad del flujo utilizando la correlación de Gnielinski para flujo estratificado. La calidad $x = 0$ corresponde al flujo totalmente líquido antes de la evaporación y $x = 1$ corresponde al flujo totalmente vapor.

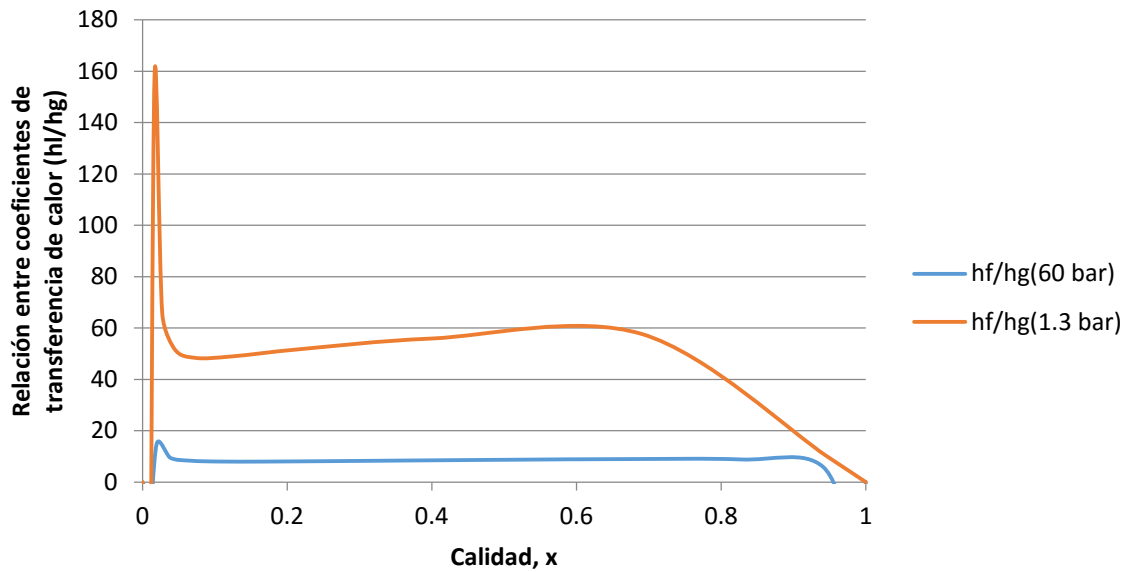


Fig. 6.7. Relación de coeficientes de transferencia de calor (h_f/h_g) en función de la calidad para diferentes presiones

La Fig. 6.7 explica en buena medida por qué el pandeo tan pronunciado que se obtiene en experimentos a baja presión desde hace algunos años. Lo que esta figura significa es que si se sube la presión del experimento, la relación entre coeficientes, será menor y por lo tanto el pandeo también.

Adicionalmente el aumento de presión en el manejo del fluido ocasiona que el calor de vaporización $(H_g - H_f)_{sat}$ requerido para el cambio de fase sea menor, esto a su vez ocasiona que el tramo longitudinal del receptor ocupado por el flujo bifásico sea menor. En el límite, para una presión de 220.9 bar, dejan de coexistir las fases gaseosa y líquida y por lo tanto no se presenta el fenómeno de la estratificación, al mismo tiempo que el calor latente para el cambio de fase tiende a cero tal y como se muestra en la Fig. 6.8 en la que se grafica el cociente entre el calor latente requerido para una presión dada, dividido por el calor latente de vaporización requerido para agua a 1.3 bar de presión.

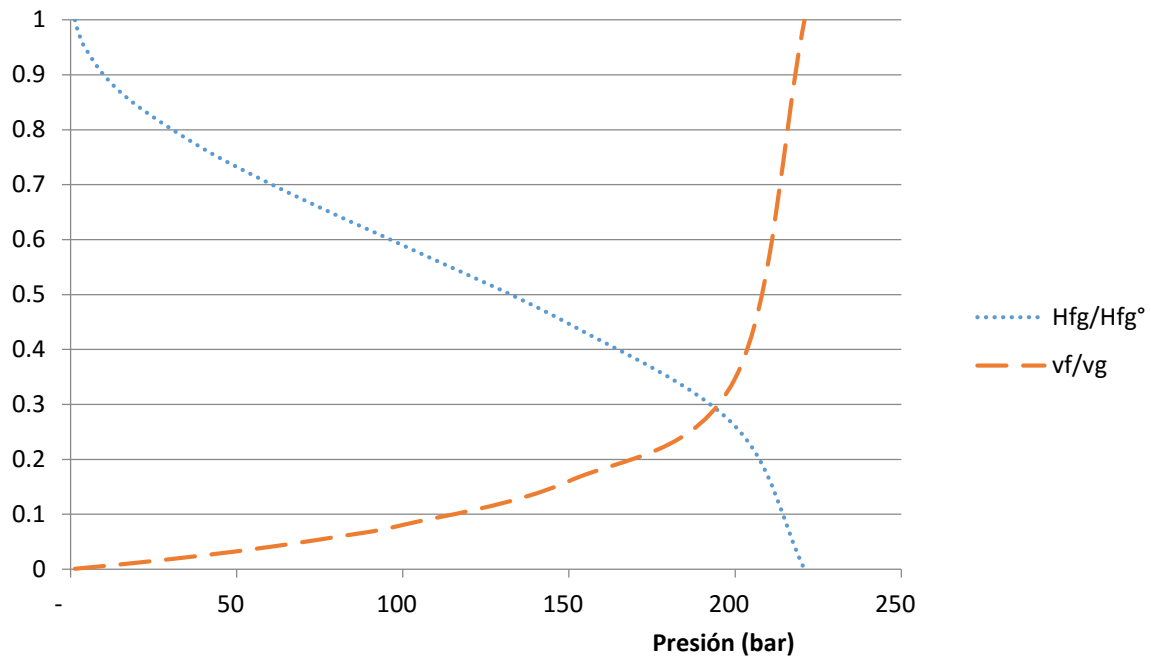


Fig. 6.8. Calor latente de vaporización en función de la presión

En consecuencia, al manejar un fluido con mayor presión se tienen como ventajas:

- Tener un mayor equilibrio entre los coeficientes de transferencia de calor para la fase líquida h_f y la fase de vapor h_g .
- Como resultado del punto anterior el gradiente circunferencial de temperatura es menor, es decir una menor diferencia entre las temperaturas superior T_{sup} e inferior T_{inf}
- Un menor tramo del receptor con el flujo estratificado debido a que el calor latente de vaporización es menor y se puede recolectar en menor distancia
- Finalmente se reduce el riesgo de presencia de flujo estratificado

Efecto de la presión en los coeficientes de transferencia de calor para las regiones líquida y vapor de un flujo estratificado.

Una posibilidad de disminuir este problema durante la etapa de cambio de fase, previa a la generación de vapor sobrecalentado, puede aumentar considerablemente el valor de la presión del fluido de trabajo. En los cambios de fase de las sustancias puras como el agua, la Termodinámica enseña que la temperatura y la presión están ligadas (en el diagrama p-T

es una curva) y que la pendiente de dicha curva está ligada con la diferencia de energías y de volúmenes de ambas fases coexistentes, lo cual fue deducido por Clapeyron en 1834. El por qué están ligadas biunívocamente la p y la T es un caso particular de la llamada "regla de las fases" de Gibbs.

Para el equilibrio bifásico de una masa de control aislada de una sustancia pura (en ausencia de campos de fuerza y despreciando efectos interfaciales), las incógnitas que determinan el estado de equilibrio son las fracciones de masa, volumen y energía que corresponden a una fase (el resto será de la otra). Las ecuaciones del equilibrio son: la igualdad de temperaturas, de presiones y de potenciales químicos. Pero ya se vio que al ser un sistema mono-componente el potencial químico era función de la presión y la temperatura, luego su igualdad conlleva una relación entre la p y la T , que es la ecuación de Clapeyron

$$\left. \frac{dp}{dT} \right|_{sat} = \frac{s_g - s_f}{v_g - v_f} = \frac{H_{fg}}{T(v_g - v_f)} \quad (6.1)$$

Nótese que la pendiente de la curva líquido-vapor será siempre positiva porque la entropía aumenta con el aumento del volumen específico. En el límite la curva obtendrá su máximo en el punto en el que h_{lv} tiende a cero, esto es cuando el fluido se acerca al punto crítico, es decir cuando éste se encuentra a muy alta presión.

Un caudal de agua a muy alta presión requiere de una cantidad de calor muy grande en el precalentamiento pero de poco calor en el cambio de fase, o bien de menor sección de tubo receptor L_M con lo cual se disminuye el riesgo del flujo estratificado y consecuentemente la posibilidad de causar deflexión en el receptor. Desde un punto de vista termodinámico, cuando la presión de la mezcla es muy alta, si en el límite nos acercamos a la presión crítica entonces los volúmenes del líquido y del vapor tenderían a ser iguales y nos encontraríamos ante dos fases de prácticamente la misma densidad y por ende con capacidades muy similares para remover el calor concentrado en el receptor, circunstancia que también podría eliminar el riesgo de los gradientes circunferenciales en el receptor.

La fracción de vacío, definida como la fracción de área seccional del flujo del fluido ocupada por la fase gaseosa o vapor, representa una condición clave para la aparición del fenómeno de la deflexión. La fig. 6.9 muestra la fracción de vacío en términos de la presión del fluido. Para bajas presiones se observa que a calidades bajas el área seccional de canal del flujo se encuentra en su mayor parte ocupada ya por el vapor, este fenómeno tiene a su vez una importante repercusión en el gradiente circunferencial de temperatura del receptor según se muestra en la evolución de perfiles de temperatura más adelante.

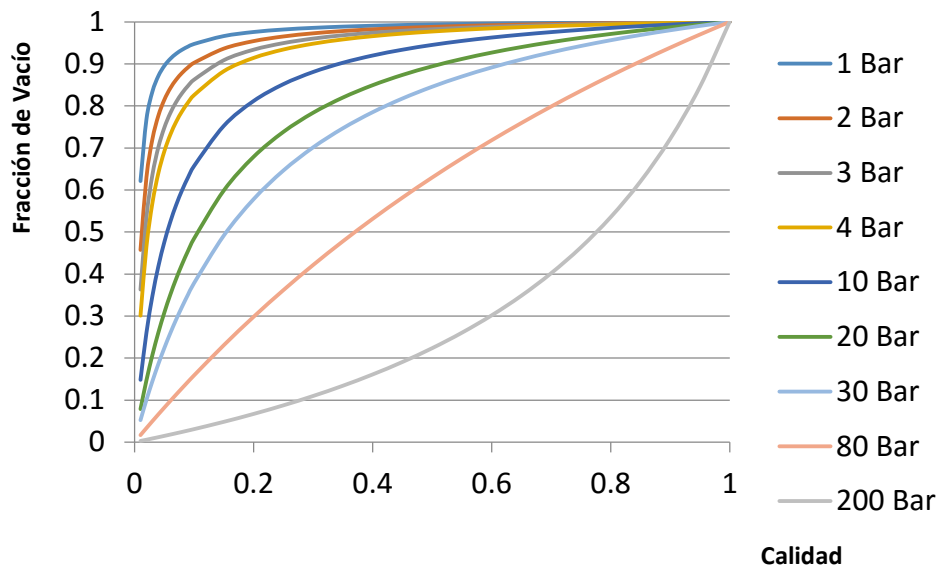


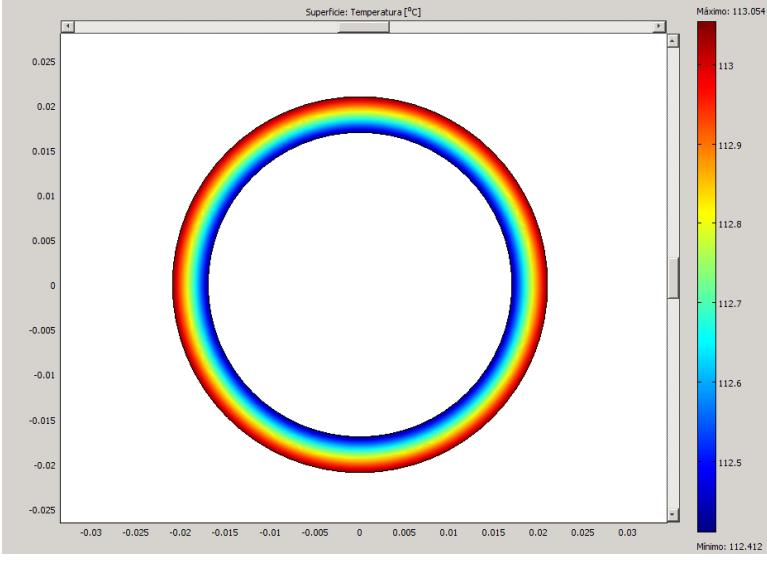
Fig. 6.9. Fracción de vacío de un flujo estratificado en función de la calidad para varias presiones

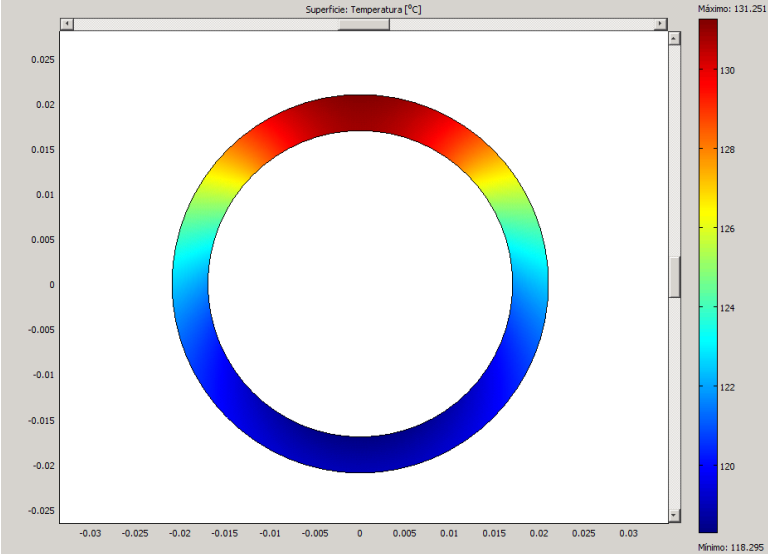
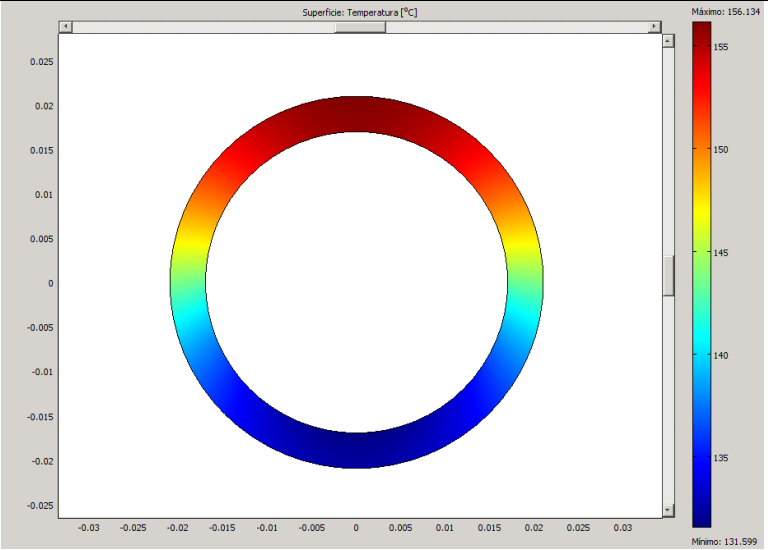
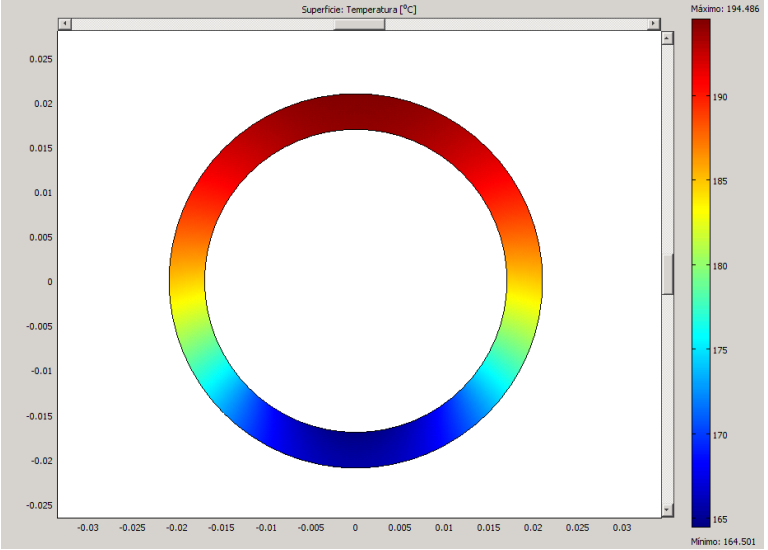
Perfil de temperatura en la pared del receptor

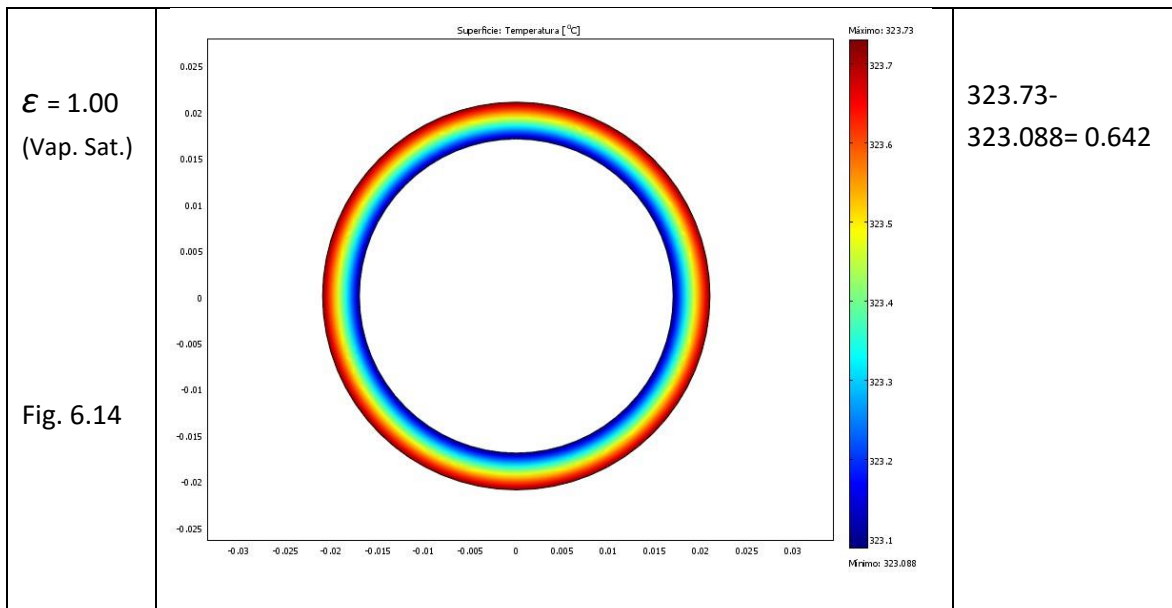
En una serie de simulaciones realizadas en el programa Comsol se obtiene el perfil de temperatura en la pared de un receptor de acero de 41 mm de diámetro exterior (1^{1/4}”) y conduciendo un flujo de 90 kg por hora agua a baja presión (1.14 bar). Estas corridas se hicieron para obtener una explicación cualitativa del desarrollo del perfil circunferencial de temperatura.

La primera observación es que al aumentar el nivel de líquido entonces el gradiente circunferencial va disminuyendo, dicho de otra manera, al aumentar la fracción de vacío entonces el gradiente circunferencial de temperatura también aumenta. La Fig 6.10 corresponde al perfil de temperatura desarrollado en la pared del receptor conduciendo líquido saturado, ahí se observa que no hay prácticamente diferencia de temperatura entre

las partes superior e inferior del tubo. Mientras que al comenzar el proceso de cambio de fase y cuando el nivel del líquido permite que se forme una fracción de vacío de 0.09 entonces ya se genera un diferencial de temperatura de 12.96° entre la parte superior e inferior. Es interesante observar que al alcanzarse la razón geométrica del 50% de la fracción de vacío, entonces el diferencial de temperatura ya es de 24.5°C y posteriormente al llegar al 91% de fracción de vacío el diferencial de temperatura ya es de 30.18° para llegar otra vez a su valor inicial de 0.642°C al alcanzarse el 100% de la fracción de vacío.

Fracción de vacío	Figs. 6.10 a 6.14. Evolución de la diferencia de temperaturas superior e inferior de un receptor de acero de 41 mm de diámetro exterior	Diferencia de temperatura superior e inferior
$\varepsilon = 0.00$ (Liq. Sat.) Fig. 6.10		$113.054 - 112.412 = 0.642$

<p>$\epsilon = 0.09$</p> <p>Fig. 6.11</p>		<p>131.251- 118.29= 12.96</p>
<p>$\epsilon = 0.50$</p> <p>Fig. 6.12</p>		<p>156.134- 131.599= 24.53</p>
<p>$\epsilon = 0.91$</p> <p>Fig 6.13</p>		<p>194.486- 164.301= 30.185</p>



Figs. 6.10 a 6.14. Evolución de la diferencia de temperaturas superior e inferior de un receptor de acero de 41 mm de diámetro exterior

En la Fig. 6.15 se muestra explícitamente esta diferencia de temperaturas en función de la fracción de vacío. Es notoria la localización del máximo de la curva a un valor de fracción de vacío del orden del 0.8 a 0.9.

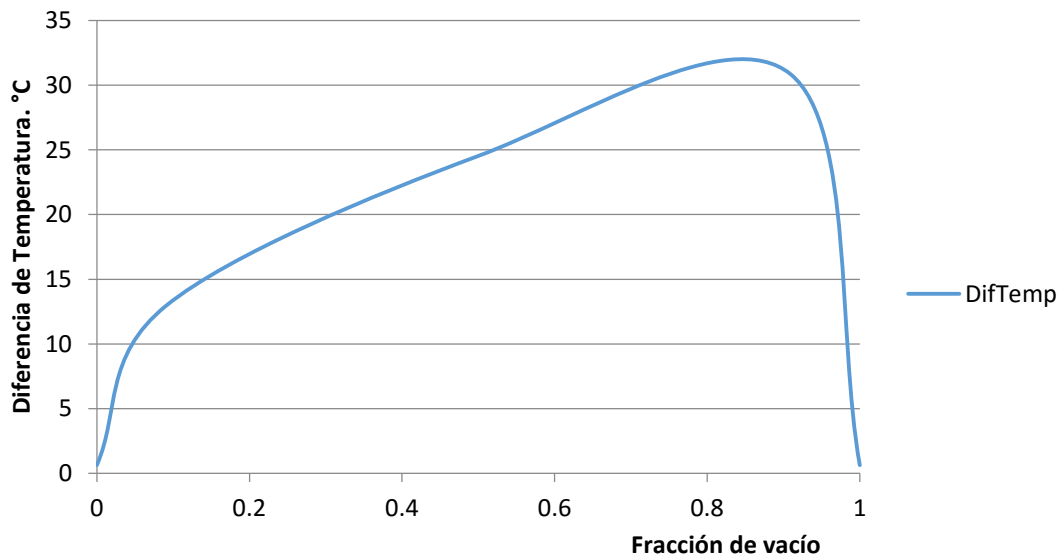


Fig. 6.15. Diferencia de temperatura del receptor, $T_{sup}-T_{inf}$ en función de la fracción de vacío para agua bifásica a baja presión.

De la misma manera podemos observar en la Fig. 6.9, que para presiones del orden de 1 bar y ligeramente mayores, este nivel de fracción de vacío se alcanza muy rápidamente; en efecto, para calidades del orden de 0.05 a 0.1 ya tenemos fracciones de vacío del orden de 0.9 y consecuentemente surge la posibilidad de la deflexión debido al alto nivel del diferencial de temperatura.

Esta es quizá la más contundente aseveración con respecto a la presencia de las deflexiones observadas en los experimentos realizados a baja presión en el Instituto de Ingeniería de la UNAM.

Cuando el vapor y el líquido fluyen en una tubería, hay condiciones particulares para que las dos fases se separen entre sí por una interfaz continua. Tal flujo está dominado por la fuerza de gravedad que hace que el líquido se estratifique en la parte inferior de la tubería. Este patrón de flujo se puede observar en tuberías horizontales o ligeramente inclinadas y se caracteriza por la estructura de la interfaz que puede ser lisa u ondulada de acuerdo con la razón de flujo del vapor. A baja velocidad del vapor, la interfaz es lisa o puede ser rizada por pequeñas ondas capilares de una longitud de pocos milímetros. Con el aumento de la velocidad del gas, aparecen olas regulares de amplitud pequeña. A una velocidad de gas lo suficientemente alta, las gotitas pueden ser arrastradas y las ondas irregulares, pueden ser depositados en la pared o en la interfaz. Sin embargo, este fenómeno de atomización está fuera del alcance de este estudio. En el flujo estratificado, la determinación de la caída de presión y retención de líquido requiere una predicción precisa de la fricción en la pared y en la interfaz. De hecho, para el flujo totalmente desarrollado, la caída de presión es controlada por la fricción en la pared de cada fase y por el peso del líquido, el cual está relacionado con la retención. Como consecuencia, la caída de presión y retención de líquido están acoplados firmemente en el flujo estratificado y por lo tanto deben predecirse de forma simultánea. Otra característica interesante de flujo estratificado es que la diferencia de velocidad entre las fases puede ser alta, lo que sugiere que la transferencia de momento entre las fases es ineficaz como un mecanismo para que el gas pueda conducir al líquido. No obstante, para presiones altas y muy altas con relación a la presión crítica del agua, digamos unos 80 bar, como la presión manejada en los sistemas de concentración equipados con receptores alemanes Schott, la razón de deslizamiento es muy cercana a la unidad Fig. 6.16. Esto quiere decir que el vapor se mueve prácticamente a la misma velocidad que el líquido para cualquier

calidad. Esta observación sugiere condiciones hidrodinámicas muy similares para la región líquida y la región de gas y por consecuencia, coeficientes de transferencia de calor similares, con lo cual se evita el fenómeno de la deflexión.

A velocidad lo suficientemente baja, la interfaz se mantiene suave debido a la gravedad y la tensión superficial. Cuando aumenta la velocidad del gas se desarrollan olas en la superficie a través del mecanismo de inestabilidad de Kelvin-Helmholtz. Estas ondas actúan sobre el gas como la rugosidad interfacial y la tensión interfacial se hace mayor que sobre una superficie sólida suave y plana. Esa fricción interfacial depende de la rugosidad interfacial, y la rugosidad en sí depende de las velocidades de fase, lo que hace el problema difícil de resolver. Se trata de un doble problema que se considera como el tema central de modelado de flujo estratificado.

Diferentes enfoques han sido explorados para resolver este problema. Un enfoque empírico, pero eficaz correlaciona la tensión interfacial con las velocidades medias de las fases y las propiedades del fluido: por similitud con el flujo turbulento de una sola fase sobre superficies rugosas, es posible correlacionar el factor de fricción interfacial a la rugosidad de onda experimentada por el gas. Un enfoque más reciente es el de la simulación numérica de flujos para predecir la resistencia de onda sobre formas interfaciales simplificadas. Como ha señalado (Hanratty 1992), "un problema físico fundamental es conciliar estos enfoques con el fin de producir una teoría unificada" de la transferencia interfacial de dinamismo de los flujos bifásicos estratificados.

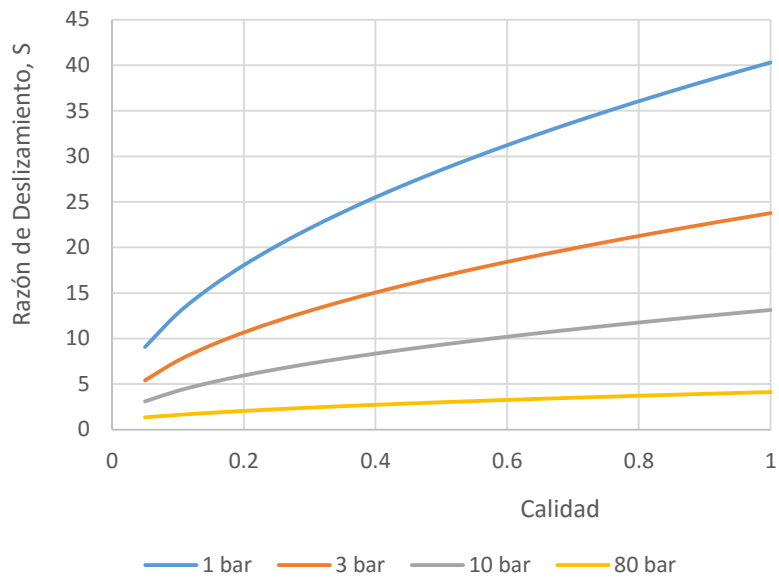


Fig. 6.16. Razón de deslizamiento de un flujo estratificado en función de la calidad del flujo para varias presiones

En consecuencia, al manejar un fluido con mayor presión se tienen como ventajas:

- Tener un mayor equilibrio entre los coeficientes de transferencia de calor para la fase líquida h_l y la fase de vapor h_g .
- Como resultado del punto anterior el gradiente circunferencial de temperatura es menor, es decir una menor diferencia entre las temperaturas superior T_{sup} e inferior T_{inf}
- Un menor tramo del receptor con el flujo estratificado debido a que el calor latente de vaporización es menor y se puede recolectar en menor distancia
- Finalmente se reduce el riesgo de presencia de flujo estratificado

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

A través de análisis acoplado del fenómeno termo-hidráulico de un fluido y los efectos termo-mecánicos en el receptor, se obtuvo la funcionalidad paramétrica entre el patrón de flujo estratificado y la deformación del tubo receptor. En cuanto a la deflexión mecánica en el receptor, que ha demostrado ser el efecto más drástico generado por el cambio de temperatura en las condiciones de funcionamiento descritas, se deduce que la magnitud de la desviación depende del flux másico, la presión del fluido, la temperatura de la pared del receptor y las propiedades termo-mecánicas del mismo.

Se comprobó la utilidad del diagrama de Baker para clasificar el régimen de flujo y se ubicaron en él puntos experimentales de medición de flujo, esto nos garantiza que dentro de los flujos másicos utilizados en este trabajo siempre está presente el régimen estratificado. De aquí pudimos desarrollar toda la metodología para conocer velocidades de las fases, líquida y vapor, y sus correspondientes áreas seccionales. Asimismo, se estableció un criterio para identificar espacios hidrodinámicos permitidos en el flujo estratificado.

La hipótesis de ajustar un círculo a la deformación mostrada por el receptor cuando se presenta el flujo estratificado, ha demostrado valores consistentes con los resultados experimentales obtenidos por Almanza y Flores (*op cit*). Sin embargo, los experimentos de Almanza y Flores fueron realizados a condiciones de fluxes másicos demasiados bajos, aproximadamente 43 kg/sm^2 . Consecuentemente, aumentar el flux másico es una medida obligada para disminuir el efecto de la deflexión ya que al aumentar el flux másico, el flujo tendería a salir del patrón estratificado para pasar a un patrón anular o bien turbulento. Surge entonces el inconveniente de no contar con una longitud necesaria de concentrador para lograr un aumento de temperatura deseado si se aumenta el flux másico.

La deflexión euleriana de un receptor que conduce un flujo estratificado, genera un arco de una circunferencia de gran tamaño, y cuyo radio depende del coeficiente de expansión térmica, del diámetro externo y de la diferencia de temperaturas entre las partes superior e inferior del receptor. Sin embargo, la deflexión si depende de la longitud del receptor, esto quiere decir que para cada sección sometida a una diferencia de temperaturas constante se genera un arco correspondiente. Esto a su vez sugiere la idea de que se minimice la diferencia

de temperaturas o bien se trate de utilizar condiciones termodinámicas del fluido en las que el cambio de fase se lleve a cabo con menor adición de energía, para que se requieran distancias más cortas para el cambio de fase y como consecuencia menor deflexión.

El uso de agua como fluido de transferencia térmica es problemático porque su presión se incrementa de manera significativa con la temperatura. Para mantener el agua líquida a 300°C, es necesaria una presión de 87 bares. Solo con incrementar la temperatura del agua unos 25°C, equivalente a un 4% de la temperatura absoluta (medida en Kelvin), la presión del vapor aumenta un 40%, hasta los 122 bares (120 atmósferas) por encima de la fase líquida. Con 87 bares ya son necesarias paredes de acero muy gruesas para los conductos. Sin embargo, evaporar agua para condiciones de vapor útiles para la generación de una turbina de vapor (550 °C) requiere presurizar el evaporador (la parte del calentador en la que el líquido se convierte en vapor) hasta presiones del orden de 160 bares. Presiones de tales órdenes de magnitud combinadas con altos fluxes másicos minimizan el riesgo de aparición del flujo estratificado pero aumentan considerablemente la complejidad de operación del campo solar.

Si bien el análisis dimensional proporciona una magnífica herramienta para estudiar los diferentes fenómenos que se presentan en la termohidráulica, es necesario intensificar la búsqueda y desarrollo de experimentos en situaciones reales ya que muchos de los grupos adimensionales utilizados para el estudio del flujo en dos fases, han sido ajustados mediante experimentos de refrigerantes en microcanales o bien en la industria nuclear.

No obstante, el modelo desarrollado en este trabajo muestra estabilidad en las regiones de alta y baja presión, así como para una gran gama de valores de flux másico. Esto proporciona una magnífica herramienta para establecer las ecuaciones constitutivas para la operación segura de concentradores cilíndrico parabólicos bajo la modalidad de Generación Directa de Vapor.

Como comentario final, la DSG es posible en cualquier tipo de concentrador canal parabólico considerando diferentes tipos de fases vapor-agua. Esto permitirá que las aplicaciones en procesos de calor se puedan confiar más con esta tecnología y ampliar más el panorama, no solo para México sino para cualquier lugar geográfico con buen irradiancia normal directa.

La tecnología se ha desarrollado principalmente para la generación de electricidad, pero sus aplicaciones en otro tipo de proceso ya se discutieron el capítulo 1 y tienen un gran potencial de aplicación en la planta industrial moderna, así se ha comprobado con varias empresas alimenticias, líderes en nuestro país que ya operan exitosamente esta tecnología en sus procesos térmicos.

ANEXO A

Distribución de la radiación concentrada en un receptor cilíndrico.

Un concentrador tipo canal parabólica consiste típicamente en un reflector parabólico en forma de canal y un receptor cilíndrico, el cual viene cubierto por otro cilindro de vidrio. La geometría de la concentración está basada en la propiedad que tiene la parábola de reflejar hacia su foco a todos los rayos que inciden paralelos a su plano de simetría, mismo que pasa por el vértice y el foco de la parábola (Fig. A.1)

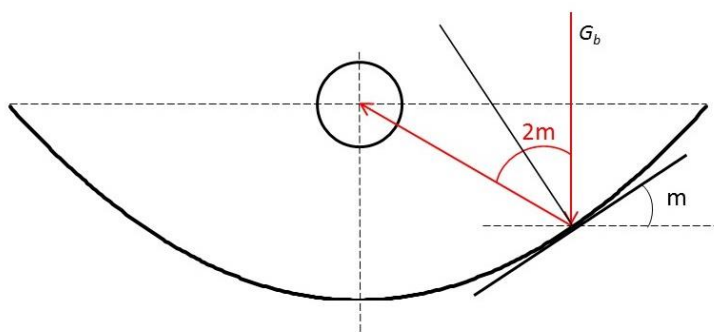


Fig. A.1. Geometría de la concentración en un reflector tipo canal parabólica. Los rayos paralelos al plano de simetría, línea vertical punteada, son concentrados hacia el receptor situado en el foco de la parábola.

En la Fig. A.1, se puede observar que en la configuración típica del concentrador, donde el receptor se ubica en la parte superior del captador o espejo parabólico, el rayo incidente G_b se refleja especularmente en la superficie captadora y se dirige hacia el receptor situado en el foco de la parábola. Durante un proceso de concentración ideal, el rayo reflejado debe incidir en la parte baja del receptor, como se muestra en la Fig. A.1. Este fenómeno se repite para todos los rayos incidentes paralelos al plano simetría. En la simulación del proceso de concentración ideal, que se muestra en la Fig. A.2, se puede visualizar la distribución de la radiación concentrada sobre el tubo receptor, en primera instancia se consideran como rayos incidentes los ejes de los conos de radiación subtendidos por la geometría Tierra-Sol.

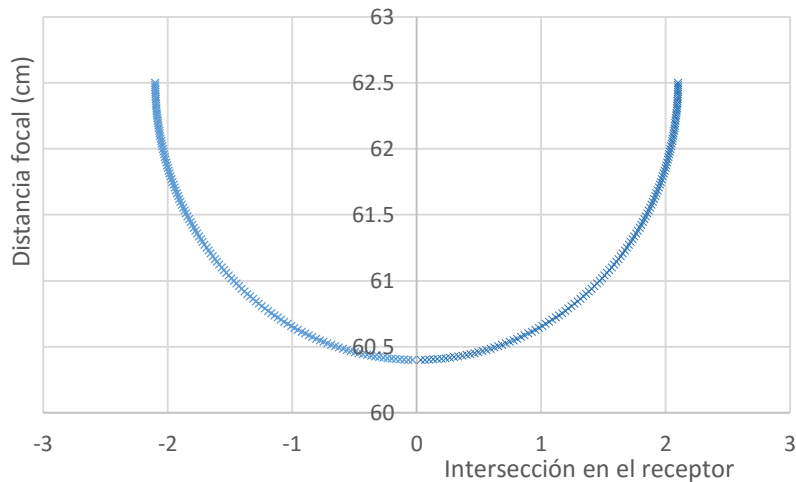


Fig. A.2. Incidencia de radiación concentrada, homogéneamente distribuida en un receptor de 1.25" de diámetro. Las marcas x corresponden a cada rayo reflejado incidente en el receptor.

Valdés y Almanza, (A. A. Valdés 1980), desarrollaron una metodología para evaluar la calidad óptica de los concentradores solares tipo canal parabólica que se fabricaron en el Instituto de Ingeniería de la UNAM. Para ello fue necesario construir un dispositivo con un rayo laser y un detector de posición, que fuera capaz de medir la desviación de los rayos reflejados por el espejo concentrador con respecto al foco teórico de la parábola, este dispositivo se muestra en la Fig. A.3. Los errores aleatorios cometidos en la fabricación de los concentradores, generan imperfecciones en la superficie que resultan en una distorsión de la radiación concentrada. La presencia de errores aleatorios en la fabricación del espejo muestra una distribución normal a lo largo y ancho de la superficie del espejo (A. Valdés 1987), (Valdés y Almanza 1988).

El resultado de esta experimentación mostró que los espejos concentradores poseen un error de curvatura, caracterizado por la desviación estándar de la función de distribución de errores, de 6.62 mrad; aunque el 60% de los errores de superficie se ubican en el intervalo de +/- 3 mrad, también se encontraron regiones con errores de superficie hasta de +/- 15 mrad con respecto a la superficie ideal del espejo parabólico. Consecuentemente, el error en la superficie del espejo ocasiona que los rayos concentrados se vean desviados de su objetivo. La Fig. A.4 muestra este fenómeno.

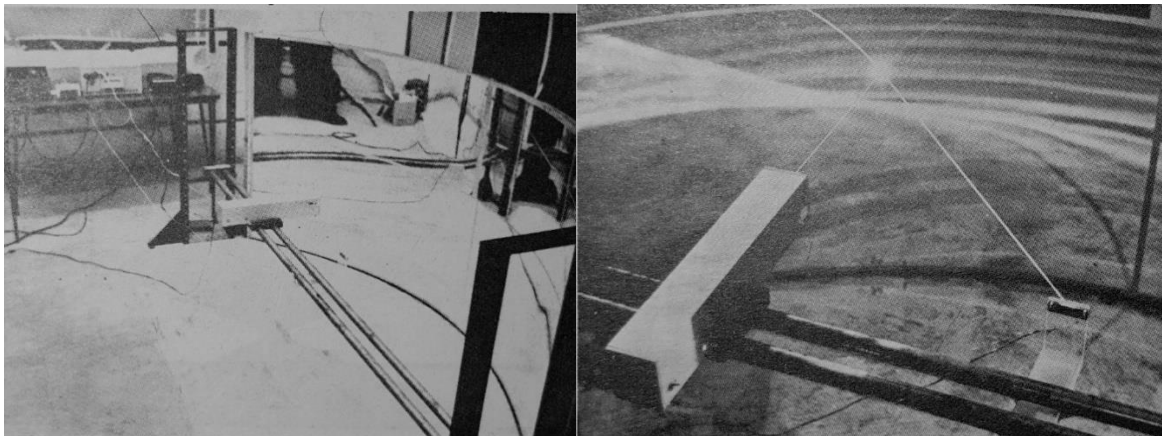


Fig. A.3. Dispositivo construido para evaluar calidad óptica de un concentrador solar tipo canal parabólico. A la izquierda se observa el concentrador colocado perpendicularmente al rayo laser, el cual hace un barrido horizontal para después medir la desviación del rayo reflejado con respecto al foco ideal de la parábola

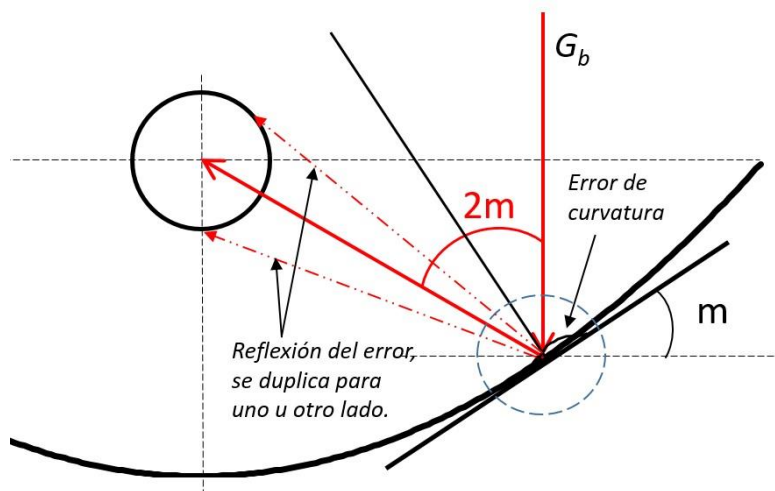


Fig. A.4. Presencia de errores de curvatura en el reflector. La imperfección de la parábola, encerrada en el círculo, genera una desviación del rayo reflejado, ocasionando que la incidencia se realice inclusive en la parte superior del receptor.

Repitiendo la simulación de los rayos concentrados, pero ahora incluyendo los errores de superficie que se presentan aleatoriamente en el espejo parabólico, tal y como se muestra en la Fig. A.5, se observa que muchos rayos reflejados reales, inciden sobre la parte superior del receptor, es decir la concentración ahora se distribuye a lo largo del perímetro del receptor proporcionando así un efecto de distribución homogénea para la radiación concentrada sobre el receptor. Los puntos rojos de la Fig. A.5 se obtienen haciendo un

barrido horizontal sobre la superficie de concentración y asignando aleatoriamente un error de curvatura a cada punto. Para los datos del modelo empleado se tomó como radio externo del receptor el valor de 2.1 cm, mientras que la desviación máxima de los rayos concentrados, correspondientes a una distancia de 125 cm desde el espejo hasta el receptor y un error de curvatura de 15 mrad, es de 3.75 cm con respecto al foco ideal de la parábola; magnitud que supera al radio y por tanto estaríamos hablando de rayos no concentrados, que pierden al objetivo. Este es el fundamento sobre el cual se basa la suposición de concentración homogénea.

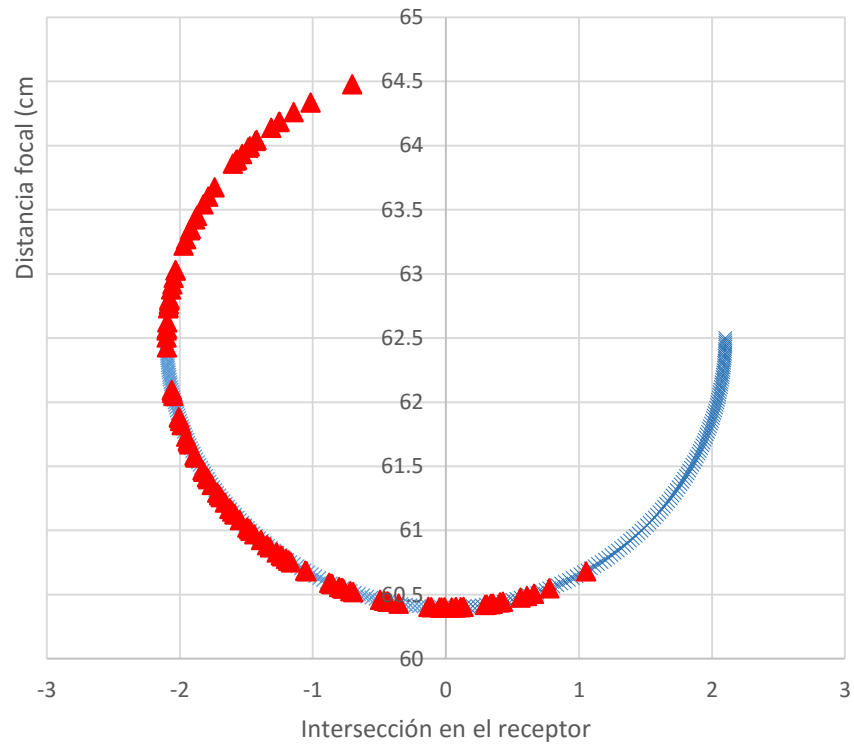


Fig. A.5. Radiación concentrada en el receptor ante la presencia de errores de curvatura.

REFERENCIAS

- Abengoa. *Abengoa*. 2015. <http://www.laenergiadelcambio.com/historia-de-la-termsolar-del-prendimiento-del-fuego-al-almacenamiento-termico> (último acceso: 7 de Octubre de 2015).
- Almanza, R., A. Lentz, y G. Jiménez, . «Receiver Behavior in Direct Steam Generation with Parabolic Troughs.» *Solar Energy* 61, nº 4 (1997): 275-278.
- Almanza, R., et. al. *Ingeniería de la Energía Solar*. México: Editorial Cromocolor, 2003.
- Almanza, R., G. Lentz, y G. Jiménez. «Receiver Behavior in Direct Steam Generation with Parabolic Troughs.» *Solar Energy* 61, nº 4 (1997): 275-278.
- Almanza, R., Jiménez, G., Lentz, A.,. «Under two phase and stratified flow in a steel receiver of a parabolic trough collector.» *Journal of Solar Energy Engineering* 124, nº 2 (2002): 140-144.
- Almanza, R., Lentz, A., Santiago, L., Valdés, A.,. «Some experiences on electricity production at low powers with DSG using parabolic troughs.» *Le Journal de Physique IV*. 9 (1999): 229-232.
- Almanza, R., V. Flores, Lentz, A., y A. Valdés. «Compound Wall Receiver for DSG in Parabolic Troughs.» *Proceedings of the 10th Solar Paces International Symposium on Solar Thermal Concentrating Technologies*, 2000: 131-135.
- Almanza, R., Valdés, A., Soria, A., Jiménez, G., and Lentz, A. «DSG Under Two-Phase and Stratified Flow in a Steel Receiver of a Parabolic Trough Collector.» *Journal of Solar Energy Engineering* 124, nº 2 (2002): 140-144.
- Aurousseau, A., Vuillerme, V., Bezian, J.J. «Modeling of direct steam generation linear concentrating solar.» *ISES, Eurosun*, 2014: 2-12.
- Awad, M. M. and Muzychka, Y. S. «Bounds on Two-Phase Frictional Pressure Gradient.» *Heat Transfer Engineering* 28, nº 8-9 (2007): 720-729.
- Baker, O. «Design of Pipelines for Simultaneous Flow of Oil and Gas.» *Oil and Gas Journal* July (1954): 26.
- Baker, O. «Simultaneous Flow of Oil and Gas.» *Oil and Gas Journal*, nº 53 (1954): 185-195.
- Bird, R.B., Stewart, W.E., Lightfoot, E.N. *Transport Phenomena*. New York: John Wiley and Sons, 1960.
- Burkholder, F. and Kutscher, C. *Heat Loss Testing of Schott's 2008 PTR70 Parabolic Trough Receiver*. NREL/TP-550-45633, 2009.
- Cohen, G., and Kearney, D.,. «Improved parabolic trough solar electric system based on the SEGS experience.» *Proceeding of the ASES Annual Conference, Solar*, 1994: 147-150.

- Collier, J.G. and Thome, J.R. *Convective Boiling and Condensation, 3rd Edition*. Oxford: Oxford University Press, 1994.
- Dagan E., Muller M. and Lippke F. *Direct steam generation in the parabolic trough collector*. Internal Report, Madrid: Report of Plataforma Solar de Almeria, 1992.
- Dobson, M. K.,. *Heat Transfer and Flow Regimes During Condensation in Horizontal Tubes*. PhD Thesis, University of Illinois, 1994.
- Dukler, A. E., Moye Wicks and Cleveland, R. G. «Frictional Pressure Drop in Two- Phase Flow. Part A: A Comparison of Existing Correlations for Pressure Loss and Holdup, and Part B: An Approach through Similarity Analysis.» *AIChE Journal* 10, nº 1 (1964): 38-51.
- Eck, M., Eberl, M. «Controller Design for Injection Mode driven Direct Solar Steam Generating Parabolic Trough Collectors.» *ISES Solar World Congress I* (1999): 247-257.
- Eck, M., Hirsch, T.,. «Dynamics and control of parabolic trough collector loops with direct steam generation.» *Transactions of the ASME, J. of Sol. Energ. Eng.* 124 (2007): 134-139.
- Eck, M., Steinmann, Rheinländer. «Maximum temperature difference in horizontal and tilted absorber pipes with direct steam generation.» *Energy* 29 (2004): 665-676.
- Eck, M., Steinmann, W.D. «Direct steam generation in parabolic troughs: first results of DISS project.» *Transactions of the ASME, J. of Sol. Energ. Eng.*, nº 124 (2002): 134–139.
- Eck, M., Zarza, E., Eickhoff, M., Rheinländer, J., Valenzuela, L.,. «Applied research concerning the direct steam generation in parabolic troughs.» *Solar Energy* 74 (2003): 341-351.
- EFE, Agencia. «Inauguran en Marruecos la mayor planta solar del mundo.» *La nación*, 7 de Febrero de 2016.
- Flores V. y Almanza R. «Behavior of the compound wall copper–steel receiver with stratified two-phase flow regimen in transient states when solar irradiance is arriving on one side of receiver.» *Solar Energy* 76 (2004): 195-198.
- Flores, V.,. *Comportamiento de un receptor bimetalico durante transitorios en la generación directa de vapor, usando concentradores tipo canalparabólico*. Tesis doctoral, México, D.F.: Facultad de Ingeniería, UNAM, 2002.
- Flores, V., y R. Almanza. «Behavior of the compound wall copper-steelreceiver with stratified two-phase flow regime when solar irradiance is arriving on one side of receiver.» *International Solar Energy Society, ISES SWC*, 2001: 805-810.
- Forristall, R.,. «Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver.» *National Renewable Energy Laboratory (NREL)*, 2003.

- Fraunhofer Institute. *Photovoltaics Report*. Freiburg: Fraunhofer Institute for Solar Energy Systems, ISE, 2015.
- Galbiati, L. and Andreini, P. «The Transition Between Stratified and Annular Regimes for Horizontal Two-Phase Flow in Small Diameter Tubes.» *International Communications in Heat and Mass Transfer* 19 (1992): 185-190.
- Ginoux, J.,. *Two-phase Flows and Heat Transfer*. Washington: Hemisphere, 1978.
- Giostri, A., et. al. «Comparison of different solar plants based on parabolic trough technology.» *Solar Energy* 86, nº 5 (2012): 1208-1221.
- Glielinski, V. «New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow.» *International Chemical Engineering* 16, nº 2 (1976): 359-367.
- Goebel, O. H. K. «Investigation of Thermohydraulics ia a Parabolic Trough Absorber with Direct Steam Generation.» *Solar Paces*, 1997: 787-813.
- Goebel, O., Hennecke, K. «Investigation of Thermohydraulics in a Parabolic Trough Absrber Tube with Direct Steam Generation.» *SolaPaces*, 1997: 787-813.
- GungerK., E., Winterton, R.H.,. «A general Correlation for flow boiling in tubes and annuli.» *International Journal of Heat and Mass Transfer* 29 (1989): 351-358.
- Hahne E., Herrmann U., Rheinlander J. «The effect of tilt on flow patterns of water/steam flow through heated tubes.» *Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, 1997: 925-934.
- Hahne, E., Herrmann, U., Rheinlander, J. «The effect of Til on Flow Patterns of water/steam flow through heated tubes.» *Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, 1997: 925-934.
- Hanratty, T. J. and McCready, M. J. «Phenomenological Understanding of Gas-Liquid Separated Flows.» En *Proceedings of the* . London ,U.K.: Imperial College, 1992.
- Herrman U., Rheinlaender J, Lippke F. *Solar Fields for Direct Steam Generation in Parabolic Trough Collectors*. Stuttgart, Germany: Centre for Solar Energy and Hydrogen research, Baden-Wuerttemberg, 1997.
- Herrmann, U., Duerrbeck, M., Rheinlander, J. *Grundlegende Untersushumgen zur Solaren Direktverdampfung nach dem Einspritzkonzpt (GUDE)*. BMBF: Thermohydraulische Vorgaenge, 1996.
- Heun, M. K.,. *Performance and Optimization of Microchannel Condensers*. PhD Thesis, University of Illinois, 1995.

- Hirsch, T., Eck, M.,. «Design of the phase separation system for a DSG parabolic trough collector field.» *13th International Symposium on Concentrated Solar Power and Chemical Energy Technologies*, June 2006.
- IEA. *Key World Energy Statistics*. International Energy Agency, 2014.
- Ishii, M. *One Dimensional Drift Flux Model and Constitutive Equations for Relative Motion Between Phases in Various Two-Phase Flow Regimes*. ANL-77-47: Argonne National Laboratory, 1977.
- Jiménez, G.,. *Generación Directa de Vapor en un Concentrador Solar*. Tesis de Licenciatura, UNAM: Facultad de Ingeniería, 2000.
- Jung, J. «Thailand Opens The First of Fifteen Solar Thermal Plants Using Solarlite Technology.» 31 de 12 de 2011. <http://onforb.es/s19uWg> (último acceso: 29 de 07 de 2015).
- Kalogirou, S., Eleftheriou, P., Lloyd, S., Ward, J.,. «Optimisation of the initial response of a solar steam generation plant.» *Proceeding of ASME, Solar Engineering* 1 (1995): 513-519.
- Kalogirou, S., S. Lloyd, y J. Ward. «Modelling, optimisation and performance evaluation of a parabolic solar collector steam generation system.» *Solar Energy* 60 (1997): 49-59.
- Kattan, N., Thome, J.R. and Favrat, D.,. «Flow Boiling in Horizontal Tubes. Part 2: New Heat Transfer Data for Five Refrigerants.» *Journal of Heat Transfer* 120, nº 1 (1998b): 148-155.
- Kattan, N., Thome, J.R., and Favrat, D.,. «Flow Boiling in Horizontal Tubes. Part 3: Development of a New Heat Transfer Model Based on Flow Patterns.» *Journal of Heat Transfer*. 120, nº 1 (1998c): 156-165.
- Kattan, N., Thome, J.R., Favrat, D. «Flow Boiling in Horizontal Tubes. Part 1: Deveopment of Adiabatic Two-Phase Flow Pattern Map.» *Journal of Heat Transfer* 120, nº 1 (1998a): 140-147.
- Lippke, F. «Direct steam generation in the parabolic trough solar power plants – numerical investigation of the transient and the control of a once-through system.» *Journal of Solar Energy Engineering* 118 (1996): 9-14.
- Lippke, F.,. «Direct steam generation in parabolic though solar power plants: Numerical investigation of the transients and the control of once-trough system.» *Journal of Solar Energy Engineering* 118 (1996): 9-14.
- Lockhart, R. W. and Martinelli, R. C.,. «Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two-Component Flow in Pipes.» *Chemical Engineering Progress* 1 (1949): 39-48.
- Malysenko, S.P., Zuer, A.V. , Andrianov, A.B. «Herat Transfer Intensification and Thermal Stability Enhancement for Direct Steam Generation Solar Receivers Using Porous Coatings.» *7th. Int. Symp. on Solar Thermal Concentrating Technologies*. Moskow, Russia, 1994.

- Mandhane, J. M., Gregory G. A. and Aziz, K. «A Flow Pattern Map for Gas-liquid Flow in Horizontal Pipes.» *International Journal of Multi phase Flow*, 1974: 537-553.
- Muñoz, J., Abánades, A., «A Technical Note on Application of Internally Finned Tubes in Parabolic Trough Absorber Pipes.» *Solar Energy* 85 (2011): 609-612.
- Myung, J. J., Young H. C. «Surge Line Stress Due to Thermal Stratification.» *Nuclear Engineering and Technology* 40, nº 3 (April 2008): 239-250.
- Natan, S., Barnea, D., Taitel, Y. «Direct steam generation in parallel pipes.» *Int. J. Multiphase Flow* 29 (2003): 1669-1683.
- NEPSolar. *Process Heat for Sainelégier Cheese Factory*. Sainelégier, Jura, Switzerland, March de 2012.
- Odeh, S., G. L. Morrison, y M. Behnia. «Thermal analysis of parabolic trough solar collector for power generation.» *Proceedings of ANZSES 34th Annual Conference*, 1996: 460-467.
- Odeh, S.D., Morrison, G.L., Behnia, M.,. «Modelling of parabolic trough direct steam generation solar collectors.» *Solar Energy* 62 (1998): 395-406.
- Paces, Solar. «NREL Home.» *Concentrating Solar Projects, Noor I*. 5 de 2 de 2016.
http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/project_detail.cfm/projectID=270.
- Price, H., Lu" pferf, E., Kearney, D., Zarza, E., Cohen, G. «Advances in parabolic trough solar power technology.» *Trans. ASME. J. Sol. Energ. Eng* 124 (2002): 109-125.
- Rawlings, J., Ashcroft, M. *Small -scale Concentradted Solar Power A review of current activity and potential to acelerate deployment*. Carbon Trust, 2013.
- Roldán, M.I.,. «Diseño y Análisis Térmico de un Sistema Receptor Volumétrico para un Horno Solar de Alta Temperatura.» Ciemat, 2013.
- Schmidt, F.W. «The Formation of Difference Equations Using Taylor's Series Expansion.» *Mechanical Engineering News* 1, nº 2 (1964): 15-19.
- Scott, D.S. «Properties of Co-Current Gas- Liquid Flow.» *Advances in Chemical Engineering*, nº 4 (1964): 199-277.
- Sener. *Balance Nacional de Energía 2014*. 2015.
<http://sie.energia.gob.mx/bdiController.do?action=cuadro&cvecua=IE7C01> (último acceso: 10 de Octubre de 2015).
- . «Sistema de Información Energética.» 31 de 12 de 2014.
<http://sie.energia.gob.mx/bdiController.do?action=cuadro&cvecua=IE7C02> (último acceso: 30 de 8 de 2015).

- Shah, R.K., Subbarao, E.C., Mashelkar, R.A. *Heat Transfer Equipment Design*. New York: Hemisphere Publishing Corp., 1988.
- Smith, S.L. «Void Fractions in Two Phase Flows.» *Proc. Inst. Mech. Engng*, 1969: 647-664.
- Steiner, D. «VDI-Wärmeatlas (VDI Heat Atlas).» En *Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GCV)*. Dusseldorf, 1993.
- Stephan, K.,. «Heat Transfer in Condensation and Boiling.» *Springer-Verlag*, 1992: 174-230.
- Taitel, Y. and Dukler A. E. «A Model for Predicting Flow Regime Transitions in Horizontal and Near Horizontal Gas-Liquid Flow.» *American Institute of Chemical Engineering Journal* 22 (1976): 47-55.
- Turchi, C., Mehos, M., Clifford, K., Kolb, J. *Current and Future Costs for Parabolic Trough and Power Tower Systems in the US Market*. Perpignan, France: NREL, 2010.
- U.S. Department of Energy. *2014: The Year of Concentrating Solar Power*. U.S. Department of Energy, 2014.
- Valdés, A, y R. Almanza. «Modelo Estocástico para la Estimación de la Radiación Enfocada de un Concentrador Solar.» *Memorias de la XII Reunión de la Asociación Nacional de Energía Solar (Asociación Nacional de Energía Solar)*, 1988: 233-238.
- Valdés, A. *Estimación de la Distribución de la Radiación Solar Incidente en el Receptor de Un Concentrador Tipo Canal Parabólica*. Urbino, Italia.: Sogesta, S.p.a., 1987.
- Valdés, A., Almanza, R.,. «Dispositivo para analizar espejos concentradores.» *Memorias de la IV Reunión Nacional de Energía Solar 4* (1980): 135-138.
- Valdés, A., Almanza, R., Soria, A., Mazari, M.,. «Mathematical model for direct steam generation in parabolic trough collectors with compound wall receiver.» *Proceedings of of the 1998 Annual Conference, ASES.*, 1998: 271-275.
- Valdés, A.,. «Posibilidades de las Energías Renovables en el Sector del Autortransporte.» *Energías Renovables (Asociación Nacional de Energía Solar)* 3, nº 11 (2011): 4-10.
- Valenzuela, L., Zarza, E., Berenguel, M., Camacho, E.F. «Control Scheme for Direct Steam Generation in Parabolic Troughs.» *Solar Energy* 80, nº 1 (2006): 1-17.
- Valenzuela, L., Zarza, E., Berenguel, M., Camacho, E.F. «Direct Steam Generation in Solar Boilers.» *IEEE Control Systems Magazine* 24, nº 2 (2004): 15-29.
- Vijay, S., Molina, L.T., Molina, M.,. *Estimating Air Pollution Emissions from Fossil Fuel Use in the Electricity Sector in Mexico*. Moston, MA: Massachusetts Institute of Technology, 2004.
- Wallis, G.B. *One Dimensional Two Phase Flow*. New York: McGraw Hill, 1969.

- Whalley, P.B. *Boiling, Condensation, and Gas-Liquid Flow*. Oxford: Clarendon Press, 1987.
- White, F.M. *Viscous Fluid Flow*. USA: McGraw-Hill, 2005.
- Zarza, E., González, L., A. Morales, y otros. «DISS-phase I PROJECT.» Publishable Final Report, Non Nuclear Energy Programme, European Commission, 1998.
- Zarza, E., Valenzuela, L., Leon, J., Weyers, D.-H, Eickhoff, M. «The DISS Project: Direct Steam Generation in Parabolic Trough Systems. Operation & Maintenance Experience and Update on Project Status.» *Journal of Solar Energy Engineering-Transactions of the ASME* 124, nº 2 (2002): 126-133.
- Zuber, N. and Findlay, J. «Average Volumetric Concentration in Two Phase Flow Systems.» *Journal of Heat Transfer* 87 (1965): 453.