

Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico

Subdirección Académica

Departamento de Ingeniería Mecánica

TESIS DE MAESTRÍA EN CIENCIAS

**Análisis Termohidráulico de un Sistema de Generación Directa de Vapor
Mediante Concentradores Solares Cilindro-Parabólicos para Calor de
Proceso Industrial**

presentada por

Ing. Roger Alejandro Cundapí Arroyo

como requisito para la obtención del grado de
Maestro en Ciencias en Ingeniería Mecánica

Directora de tesis
Dra. Sara Lilia Moya Acosta

Codirectora de tesis
Dra. Loreto Valenzuela Gutiérrez

Cuernavaca, Morelos, México. Enero de 2016.



"2015, Año del Generalísimo José María Morelos y Pavón"

Cuernavaca, mor., 14/diciembre/2015

OFICIO No. DIM/289/2015
Asunto: Aceptación de documento de tesis

C. DR. GERARDO VICENTE GUERRERO RAMÍREZ
SUBDIRECTOR ACADÉMICO
PRESENTE

Por este conducto, los integrantes del Comité Tutorial del C. Roger Alejandro Cundapí Arroyo, con número de control M13CE044, de la Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica, le informamos que hemos revisado el trabajo de tesis profesional titulado "Análisis termohidráulico de un sistema de generación directa de vapor mediante concentradores solares cilindro-parabólicos para calor de proceso industrial", hemos encontrado que se han realizado todas las correcciones y observaciones que se le indicaron, por lo que hemos acordado aceptar el documento de tesis y le solicitamos la autorización de impresión definitiva.

DIRECTOR DE TESIS

DRA. SARA LILIA MOYA ACOSTA
Doctora en Ing. Mecánica (Teoría y Aplicada)
2067214

REVISOR 1

DR. EFRAIN SIMÁ MOO
Doctor en Ciencias en Ingeniería Mecánica
6601954

REVISOR 2

DRA. MA. GUADALUPE LÓPEZ LÓPEZ
Doctora en Ciencias en Ingeniería Química
7980045

REVISOR 3

DR. ARTURO ABUNDEZ PLIEGO
Doctor en Ciencias en Ingeniería Mecánica
6801139

C.p. (Lic. Guadalupe Garrido Rivera).- Jefa del Departamento de Servicios Escolares.
Estudiante
Expediente

Iniciales AAP/mrsr



Cuernavaca, Mor., 15 de diciembre de 2015
OFICIO No. SAC/246/2015

Asunto: Autorización de impresión de tesis

ING. ROGER ALEJANDRO CUNDAPI ARROYO
CANDIDATO AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS
EN INGENIERÍA MECÁNICA
PRESENTE


Por este conducto, tengo el agrado de comunicarle que el Comité Tutorial asignado a su trabajo de tesis titulado "**Análisis Termohidráulico de un Sistema de Generación Directa de Vapor Mediante Concentradores Solares Cilindro-Parabólicos para Calor de Proceso Industrial**", ha informado a esta Subdirección Académica, que están de acuerdo con el trabajo presentado. Por lo anterior, se le autoriza a que proceda con la impresión definitiva de su trabajo de tesis.

Esperando que el logro del mismo sea acorde con sus aspiraciones profesionales, reciba un cordial saludo.

ATENTAMENTE
"CONOCIMIENTO Y TECNOLOGÍA AL SERVICIO DE MÉXICO"



DR. GERARDO VICENTE GUERRERO RAMÍREZ
SUBDIRECTOR ACADÉMICO



CENTRO NACIONAL DE
INVESTIGACIÓN Y
DESARROLLO
TECNOLÓGICO
SUBDIRECCIÓN
ACADÉMICA

C.p. Lic. Guadalupe Garrido Rivera.- Jefa del Departamento de Servicios Escolares.
Expediente

GVGR/mcr

DEDICATORIAS

Al Señor Jesucristo, a quien debo todo lo que soy y para gloria de quien existo y vivo.

La culminación de este trabajo no hubiera sido posible si no contara con la incondicional ayuda de mi familia, principalmente mis padres y mis hermanos.

A mis padres Manuel Cundapí y Flor Arroyo porque a pesar de la distancia siento su cercanía y su apoyo, sepan que cada logro que yo alcance se los debo a ustedes y también son suyos.

A mis hermanos: José Manuel, Juan Carlos, Marco Antonio, Valentín de Jesús y Donaldo Erisel, quienes han compartido parte de su vida conmigo y con quienes crecí, jugué, aprendí y viví momentos únicos e inigualables; sin duda alguna ustedes serán siempre parte importante de mi vida.

A la Dra. Sara Lilia Moya, directora de esta tesis, quien jugó un papel muy importante en este trabajo.

A mi novia, futura esposa y madre de mis hijos; princesa sé que aún no has llegado a mi vida (o quizás ya te conozco pero no has caído), Dios sabe por qué; pero cuando llegues este logro habrá sido tuyo también. No me importaría enfrentar a un gigante, cruzar el Atlántico o llegar a Marte para encontrarte. Sin duda el vivir a tu lado será la más grande historia de amor que jamás se haya escrito, después del amor de Dios.

AGRADECIMIENTOS

A mi directora de Tesis la Dra. S. L. Moya, por todo su apoyo y orientación en la Tesis y en mi vida personal. Gracias por todas las tardes de arduo trabajo que compartimos en la oficina y por las semillas, y bocadillos que me convidaba; sin duda alguna además de ser una gran investigadora también es una excelente mujer.

A mi codirectora la Dra. Loreto Valenzuela, pese a la distancia sus contribuciones traspasaron los mares.

A mi comité revisor: Dr. Efraín Simá, Dr. Arturo Abundez y Dra. Guadalupe López, sin su ayuda y valiosa contribución este trabajo no se hubiera logrado.

A los investigadores que me dieron clases en la maestría: Dra. S. L. Moya, Dr. Efraín Simá, Dra. Yvonne Chávez, Dr. Jesús Arce, Dra. Gabriela Álvarez, Dr. Jesús Xamán; quienes abrieron mi mente a nuevos horizontes de este vasto universo de la ciencia.

A mis amigos y compañeros de generación y del *CENIDET*, especialmente a Lourdes Chávez, (pequeña Lulú), Xochitl Morales, Moisés Román, Rita Ávila Carlos Lara, Alberto Córdoba, y Nadia López, por su valioso apoyo en este trayecto de mi vida, deseo éxito para cada uno de ustedes.

A mis amigos de la vida Josué Ramírez, Brenda Vázquez (Jenny) y a su familia, Jordán Abarca, Gabriel Valencia, Ernesto Corella, Oscar Calzada y Mario Cruz.

A la Iglesia Bautista Monte Abarim, gracias por la oportunidad que me han dado de formar parte de esta familia y de poder participar en las diversas actividades como la ruta, la iglesia infantil y el coro.

Al colegio Lancaster de Cuernavaca, principalmente al Mtro. Mario Pérez y a su equipo de trabajo, por la gran oportunidad de poder trabajar con ellos cuando más lo necesité.

Al *Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET)* por formar parte de mi desarrollo profesional y acogerme en sus instalaciones.

Al *Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT)* por el apoyo puntual de la beca de posgrado y que gracias a su ayuda me permitió alcanzar este logro.

Disculpen si omito a alguien, hay veces que la memoria nos falla, pero Dios conoce a cada uno de los que me han apoyado en mi vida, Dios les de su recompensa.

CONTENIDO

	Pág.
LISTA DE FIGURAS	i
LISTA DE TABLAS	iv
NOMENCLATURA.....	vi
RESUMEN	ix
ABSTRACT	x
1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1. CALOR DE PROCESO INDUSTRIAL.....	2
1.2. ESTADO DEL ARTE	7
1.2.1. Trabajos numéricos.....	7
1.2.2. Trabajos experimentales.....	13
1.2.3. Conclusiones del estado del arte.....	16
1.3. OBJETIVO GENERAL.....	17
1.3.1. Objetivos Específicos	17
1.4. ALCANCES	17
1.5. DESCRIPCIÓN DE LOS CAPÍTULOS RESTANTES.....	18
2. MARCO TEÓRICO	19
2.1. EL CAPTADOR SOLAR CILINDROPARABÓLICO (CCP).....	20
2.1.1. El tubo absorbedor.....	20
2.1.2. Pérdidas de calor y eficiencia global de un CCP.....	21
2.1.3. Gradientes de temperatura máximos en el tubo absorbedor.....	25
2.2. EL CAPTADOR CAPSOL.....	26
2.3. CAÍDAS DE PRESIÓN PARA FLUJOS BIFÁSICOS	27
2.3.1. Correlación de Friedel	28
2.4. PATRONES DE FLUJO BIFÁSICO	30
2.4.1. Flujos dispersos	32
2.4.2. Flujos separados	32
2.4.3. Flujos transicionales	33
2.5. DEFINICIONES DE PARÁMETROS DEL FLUJO BIFÁSICO.....	36
2.5.1. Calidad.....	36
2.5.2. Fracción de vacío.....	36

2.5.3.	Flux de masa.....	37
2.5.4.	Flujo volumétrico	37
2.5.5.	Velocidades de las fases	37
2.5.6.	Velocidad interfacial.....	38
2.5.7.	Densidad de la mezcla	39
2.6.	DETERMINACIÓN DEL FLUJO ESTRATIFICADO	39
2.7.	MODELOS MATEMÁTICOS PARA EL ESTUDIO DEL FLUJO BIFÁSICO	40
2.8.	PRINCIPALES SIMULADORES DE FLUJO BIFÁSICO	42
2.8.1.	Simulador RELAP5/MOD3.3	42
2.8.2.	Simulador STAR-CCM+.....	43
3.	MODELO FÍSICO Y MATEMÁTICO	44
3.1.	MODELO FÍSICO.....	45
3.2.	MODELOS MATEMÁTICOS.....	46
3.2.1.	Modelo Homogéneo	46
3.2.2.	Modelo a Dos Fluidos	48
3.2.3.	Coeficientes de transferencia de calor por convección	56
3.2.4.	Propiedades del agua y del vapor	56
3.2.5.	Obtención del flujo de calor de entrada.....	57
3.3.	TÉCNICAS NUMÉRICAS DE SOLUCIÓN.....	57
3.4.	VALIDEZ DEL CÓDIGO RELAP	58
3.4.1.	Análisis de independencia de malla.....	59
4.	RESULTADOS Y DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS	64
4.1.	DESCRIPCIÓN GENERAL DE LOS ESTUDIOS	65
4.2.	ANÁLISIS DE INDEPENDENCIA DE MALLA	65
4.3.	IMPORTANCIA DE CONSIDERAR EFICIENCIAS INDIVIDUALES PARA CADA CAPTADOR	67
4.3.1.	Comparación entre el uso de eficiencias individuales de cada colector y una eficiencia global en base a la temperatura media	68
4.3.2.	Comparación entre el uso de eficiencias individuales de cada colector y una eficiencia global en base a la temperatura promedio.....	69
4.3.3.	Metodología.....	71
4.4.	ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD	72
4.4.1.	Sensibilidad a la presión de entrada	74
4.4.2.	Sensibilidad a la temperatura de entrada	79

4.4.3.	Sensibilidad al flujo másico de alimentación	84
4.4.4.	Sensibilidad a la radiación solar directa	89
4.4.5.	Condiciones deseables de operación	94
4.5.	ANÁLISIS TERMOHIDRÁULICO DE LOS CASOS SELECCIONADOS.....	96
4.5.1.	Caso 1: $P_1 = 1$ MPa y $W = 0.01$ kg/s	97
4.5.2.	Caso 2: $P_1 = 2$ MPa y $W = 0.02$ kg/s	105
4.6.	DISCUSIÓN DE LAS POSIBLES CAUSAS DE LAS DIFERENCIAS ENTRE LOS RESULTADOS DE LAS CAIDAS DE PRESIÓN DE LOS DIVERSOS MODELOS.....	109
5.	CONCLUSIONES GENERALES Y RECOMENDACIONES PARA TRABAJOS FUTUROS	112
5.1.	CONCLUSIONES GENERALES.....	113
5.2.	RECOMENDACIONES PARA TRABAJOS FUTUROS.....	116
	REFERENCIAS	118

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Principales componentes de un CCP (Zarza, 2003).....	3
Figura 1.2 Formas de generación de vapor con un campo de CCP. a) HTF, b) GDV. (Adaptada de Zarza, 2003).	4
Figura 1.3 Regiones del fluido de trabajo en un tubo absorbedor de un CCP para GDV.	4
Figura 1.4 Diagrama de un campo solar usando CCPs tipo Capsol (Lobón y Valenzuela, 2013).	9
Figura 2.1 Tubo absorbedor de vacío de un CCP (Zarza, 2003).	20
Figura 2.2 Esquema con los diferentes mecanismos de transferencia de calor en el tubo absorbedor (Zarza, 2003).	21
Figura 2.3 Captador Capsol (Fernández-García <i>et al.</i> , 2011).....	27
Figura 2.4 Comparaciones entre datos experimentales del sistema DISS y diferentes correlaciones de caídas de presión empleadas por Hernández-Lobón (2014).....	29
Figura 2.5 Patrones de flujo en una tubería con calentamiento (Collier y Thome, 1994).....	34
Figura 2.6 Patrones de flujo (Zarza, 2003).	35
Figura 2.7 Esquema del flujo estratificado en una tubería (tomado de RELAP5-Vol.4).....	40
Figura 3.1 Sistema físico bajo estudio (Adaptado de Lobón y Valenzuela, 2013).	45
Figura 3.2 Sistema físico simplificado.	45
Figura 3.3 Transferencia de calor en la mezcla de fluido (interfacial) y en la pared para líquido subenfriado (Ransom <i>et al.</i> , 2001).....	52
Figura 3.4 Perfiles longitudinales de temperaturas para cada malla comparados con datos del sistema DISS.	60
Figura 3.5 Perfiles de temperaturas (región de líquido precalentado) para cada malla comparados con datos del sistema DISS.	61
Figura 3.6 Perfiles de temperaturas (región de vapor sobrecalentado) para cada malla comparados con datos del sistema DISS.	62
Figura 3.7. Perfiles de presiones para cada malla comparados con datos del sistema DISS. ...	63

Figura 4.1 Perfiles longitudinales de temperatura y presión para mallas de diferentes tamaños (Modelo a dos fluidos).....	66
Figura 4.2 Perfiles longitudinales de temperaturas con eficiencia variable y constante, y perfil longitudinal de eficiencias.....	68
Figura 4.3 Perfiles de temperaturas, calidades y patrones de flujo a lo largo de la tubería a) $\eta = f(\Delta T)$ y b) $\eta = 38.84 \%$	70
Figura 4.4 Diagrama de flujo de la metodología empleada.....	72
Figura 4.5 Sensibilidad a la presión de entrada ($T_I = 363.15 \text{ K}$ y $W = 0.01 \text{ kg/s}$).	76
Figura 4.6 Sensibilidad a la presión de entrada ($T_I = 363.15 \text{ K}$ y $W = 0.02 \text{ kg/s}$).	76
Figura 4.7 Sensibilidad a la presión de entrada ($T_I = 398.15 \text{ K}$ y $W = 0.01 \text{ kg/s}$).	77
Figura 4.8 Sensibilidad a la presión de entrada ($T_I = 398.15 \text{ K}$ y $W = 0.02 \text{ kg/s}$).	77
Figura 4.9 Sensibilidad a la temperatura de entrada ($P_I = 1 \text{ MPa}$ y $W = 0.01 \text{ kg/s}$).	81
Figura 4.10 Sensibilidad a la temperatura de entrada ($P_I = 1 \text{ MPa}$ y $W = 0.02 \text{ kg/s}$).	81
Figura 4.11 Sensibilidad a la temperatura de entrada ($P_I = 2 \text{ MPa}$ y $W = 0.01 \text{ kg/s}$).	82
Figura 4.12 Sensibilidad a la temperatura de entrada ($P_I = 2 \text{ MPa}$ y $W = 0.02 \text{ kg/s}$).	82
Figura 4.13 Sensibilidad al flujo másico de alimentación ($P_I = 1 \text{ MPa}$ y $T_I = 363.15 \text{ K}$).....	86
Figura 4.14 Sensibilidad al flujo másico de alimentación ($P_I = 1 \text{ MPa}$ y $T_I = 398.15 \text{ K}$).....	86
Figura 4.15 Sensibilidad al flujo másico de alimentación ($P_I = 2 \text{ MPa}$ y $T_I = 363.15 \text{ K}$).....	87
Figura 4.16 Sensibilidad al flujo másico de alimentación ($P_I = 2 \text{ MPa}$ y $T_I = 398.15 \text{ K}$).....	87
Figura 4.17 Sensibilidad a la radiación solar directa ($P_I = 1 \text{ MPa}$ y $W = 0.01 \text{ kg/s}$).	91
Figura 4.18 Sensibilidad a la radiación solar directa ($P_I = 1 \text{ MPa}$ y $W = 0.02 \text{ kg/s}$).	91
Figura 4.19 Sensibilidad a la radiación solar directa ($P_I = 2 \text{ MPa}$ y $W = 0.01 \text{ kg/s}$).	92
Figura 4.20 Sensibilidad a la radiación solar directa $P_I = 2 \text{ MPa}$ y $W = 0.02 \text{ kg/s}$).....	92
Figura 4.21 Perfiles de las densidades de mezcla y fracciones de vacío (caso 1).	97
Figura 4.22 Perfiles de las densidades de las fases líquida, vapor y de mezcla; fracciones de vacío (caso 1).	98

Figura 4.23 Perfiles de presiones, calidades de la mezcla, y patrones de flujo (caso 1 y modelo H).....	99
Figura 4.24 Perfiles de presiones, calidades de la mezcla, y patrones de flujo (caso 1 y modelo TF)	99
Figura 4.25 Corroboración del patrón de flujo estratificado para ambos modelos (caso 1)....	100
Figura 4.26 Velocidades superficiales de ambos modelos en un mapa de patrones de flujo presentado por Zarza (2003) para GDV (caso 1).	102
Figura 4.27 Perfiles de temperaturas de mezcla y la pared, coeficientes de transferencia de calor por convección y modos de transferencia de calor (caso 1).	103
Figura 4.28 Perfiles de temperaturas de las fases y la pared, coeficientes de transferencia de calor por convección y modos de transferencia de calor (caso 1).	103
Figura 4.29 Perfiles de la densidades de mezcla y fracciones de vacío (caso 2).....	105
Figura 4.30 Perfiles de las densidades de las fases líquida, vapor y de mezcla; y fracciones de vacío (caso 2).....	106
Figura 4.31 Perfiles de presiones, calidades, y de patrones de flujo (caso 2 y modelo H).	106
Figura 4.32 Perfiles de presiones, calidades, y de patrones de flujo (caso 2 y modelo TF)....	107
Figura 4.33 Corroboración del patrón de flujo estratificado para ambos modelos (caso 2)....	107
Figura 4.34 Velocidades superficiales de ambos modelos en un mapa de patrones de flujo presentado por Zarza (2003) para GDV (caso 2).	108
Figura 4.35 Perfiles de temperaturas de la mezcla y la pared, del coeficiente de transferencia de calor por convección y de los modos de transferencia de calor (caso 2).	108
Figura 4.36 Perfiles de temperaturas de ambas fases y la pared, coeficiente de transferencia de calor por convección y de los modos de transferencia de calor (caso 2).....	109
Figura 4.37 Comparación de perfiles de presión a lo largo del tubo absorbedor.	111
Figura 4.38 Comparación de los perfiles de las caídas de presión a lo largo del tubo absorbedor.	111

LISTA DE TABLAS

Tabla 1.1 Rangos de temperaturas de algunas industrias según sus procesos (Mekhilef <i>et al.</i> , 2011).....	6
Tabla 1.2 Principales parámetros del captador Capsol.....	15
Tabla 2.1 Características del captador Capsol. (Lobón y Valenzuela, 2013).....	26
Tabla 3.1 Correlaciones para el cálculo de h	56
Tabla 3.2 Características del tubo absorbedor del sistema DISS.	58
Tabla 3.3 Condiciones de operación para la simulación del sistema DISS.....	59
Tabla 3.4 Tamaños de mallas empleados	59
Tabla 4.1 Datos de sitio y condiciones de operación.	66
Tabla 4.2 Tamaños de las mallas consideradas.	66
Tabla 4.3 Datos de sitio y condiciones de operación para el análisis de sensibilidad.....	73
Tabla 4.4 Desviaciones de los resultados del modelo a dos fluidos con respecto al modelo de Lobón y Valenzuela (Impacto de P_I).	78
Tabla 4.5 Índices de sensibilidad a la presión de entrada.....	78
Tabla 4.6 Potencias obtenidas por cada caso (Impacto de P_I).	79
Tabla 4.7 Desviaciones de los resultados del modelo a dos fluidos con respecto al modelo de Lobón y Valenzuela (Impacto de T_I).....	83
Tabla 4.8 Índices de sensibilidad a la temperatura de entrada.	83
Tabla 4.9 Potencias obtenidas por cada caso (Impacto de T_I).....	84
Tabla 4.10 Desviaciones de los resultados del modelo a dos fluidos con respecto al modelo de Lobón y Valenzuela, 2013 (Impacto de W).....	88
Tabla 4.11 Índices de sensibilidad al flujo másico de alimentación.	88
Tabla 4.12 Potencias obtenidas por cada caso (Impacto de W).....	89
Tabla 4.13 Desviaciones de los resultados del modelo a dos fluidos con respecto al modelo de Lobón y Valenzuela (Impacto de G_b).	93

Tabla 4.14 Índices de sensibilidad a la radiación solar directa	93
Tabla 4.15 Potencias obtenidas por cada caso (Impacto de G_b).....	94
Tabla 4.16 Condiciones deseables de operación.	95
Tabla 4.17 Procesos industriales potenciales para el uso del presente sistema.....	96
Tabla 4.18 Patrones de Flujo	100
Tabla 4.19 Modos de transferencias de calor	104

NOMENCLATURA

<i>Siglas</i>	<i>Descripción</i>
AIM	Análisis de Independencia de Malla
AS	Análisis de Sensibilidad
CCP	Captador Cilindroparabólico
CHF	<i>Critical Heat Flux</i> (Flux de Calor Crítico)
DISS	<i>Direct Solar Steam</i> (Vapor Solar Directo)
DNI	<i>Direct Normal Irradiation</i> (Radiación Normal Directa)
DSG	<i>Direct Steam Generation</i> (Generación Directa de Vapor)
GDV	Generación Directa de Vapor
H	Homogéneo (modelo)
HEM	<i>Homogeneous Equilibrium Model</i> (Modelo de Equilibrio Homogéneo)
HTF	<i>Heat Transfer Fluid</i> (Fluido de Transferencia de Calor)
IAPWS	<i>International Association for the Properties of Water and Steam</i> (Asociación internacional para las Propiedades del Agua y Vapor)
IPH	<i>Industrial Process Heat</i> (Calor de Proceso Industrial)
LWR	<i>Light Water Reactor</i> (Reactor de Agua Ligera)
MTC	Modo de Transferencia de Calor
PSA	Plataforma Solar de Almería
RELAP	<i>Reactor Excursion and Leak Analysis Program</i>
SENER	Secretaría de Energía
TF	<i>Two Fluid</i> (Dos Fluidos)
TMY	<i>Typical Meteorological Year</i> (Año Meteorológico Típico)
VC	Volumen de Control

Símbolo

A	Factor, área, área transversal del tubo o área que ocupa el fluido
A_n	Factor de la ecuación de Friedel (donde $n = 1, 2$ o 3)
B_z	Fuerzas de cuerpo
C	Coefficiente de masa virtual
D	Diámetro
$DISS$	Disipación de energía
F_f	Factor de fricción de Fanning
F_{ik}	Fuerza de fricción interfacial por unidad de volumen de la fase k
F_k	Fuerza de fricción
FI	Fricción de arrastre, coeficiente global de fricción interfacial y coeficiente de fricción interfacial
FW	Arrastre friccional en la intercara pared-fluido
Fr	Número de Froude

G	Flux de masa
G_b	Radiación normal directa
g	Aceleración de la gravedad
H	Coefficiente de transferencia de calor interfacial por unidad de volumen
h	Coefficiente de transferencia de calor por convección y entalpía específica
h^*	Entalpía asociada con la transferencia de masa en la interfase líquido-vapor
h'	Entalpía asociada con la transferencia de masa en la intercara pared-fluido
j	Velocidad interfacial
K	Modificador por ángulo de incidencia
L_a	Ancho de apertura
L_{col}	Longitud del colector
P	Presión
$P_{\text{útil}}$	Potencia térmica útil
Q	Flujo volumétrico y flujo de calor volumétrico, transferencia de calor total por unidad de volumen
Q_{ik}^B	Transferencia de calor interfacial en la mezcla de fluido
Q_{total}	Flujo de calor total incidente
Q_{solar}	Flujo de calor solar
q'	Flux de calor
q_w	Flujo de calor
r	Reflectividad de la superficie reflectante
S	Índice de sensibilidad
t	Coordenada temporal
U	Energía interna específica
V	Volumen
Var_1	Variable de entrada
Var_2	Variable de salida
V_{crit}	Velocidad crítica
v	Velocidad
W	Flujo másico
We	Número de Weber
x	Calidad
z	Coordenada espacial paralela al flujo

Símbolos griegos

α	Fracción de vacío y absorptividad de la superficie selectiva
β	Inclinación del colector
Γ	Transferencia de masa en la interfase
γ	Factor de interceptación
Δ	Diferencia, caída o incremento
Δz	Longitud del volumen de control

ε	Rugosidad relativa y coeficiente de generación o condensación de vapor
θ	Ángulo de incidencia, ángulo del nivel del líquido (flujo estratificado)
μ	Viscosidad dinámica
π	Número pí
ρ	Densidad
σ	Tensión superficial
τ	Transmisividad de la cubierta de cristal
$\tilde{\tau}$	Fricción monofásica
$\tilde{\tau}_l _{tp}$	Caída de presión bifásica
ϕ^2	Factor de corrección bifásica
η	Eficiencia
$\tilde{\tau}$	Fricción

Subíndices

1	Entrada
2	Salida
a	Ambiente
FB	Ebullición de película
g	Fase gaseosa
$global$	Global
ik	Interfase líquido-vapor
k	Fase líquida o vapor
l	Fase líquida
m	Mezcla o media
$opt, 0^\circ$	Óptica pico
TB	Ebullición de transición
t	Térmica
w	Pared o intercara pared-fluido
wg	Intercara pared-vapor
wk	intercara pared-fluido
wl	Intercara pared-líquido

Superíndices

k^*	Valor que depende de la fase
s	Saturación
w	Intercara pared-fluido

RESUMEN

En este trabajo se presentan una serie de estudios de un sistema de generación directa de vapor (GDV) de mediana temperatura para aplicaciones de calor de proceso industrial. El sistema físico analizado consiste de un campo solar de 76 metros de longitud el cual está compuesto por 38 captadores cilindroparabólicos cuyas dimensiones son: 2 m de longitud, 1 m de apertura y 15 mm de diámetro interior del tubo absorbedor. Dicho sistema emplea una mezcla agua/vapor como fluido de trabajo y se asume tubería recta horizontal. Las condiciones de entrada consideradas son: presiones en el intervalo de 1 MPa a 2.5 MPa, temperaturas de 343 K a 413 K, flujos másicos de 0.01 kg/s a 0.025 kg/s y radiación solar directa de 450 W/m² a 900 W/m². Los principales estudios que se realizaron fueron: a) el efecto de considerar que la eficiencia del campo solar dependa de la temperatura del fluido de trabajo; b) la sensibilidad a la presión y temperatura de entrada, al flujo másico y a la radiación solar directa; c) los estudios termohidráulicos del comportamiento del flujo bifásico en el interior del tubo absorbedor. Para algunos casos, dos modelos matemáticos diferentes del comportamiento del flujo bifásico fueron aplicados (mediante el simulador RELAP): el modelo homogéneo y el modelo a dos fluidos. Los resultados de ambos modelos se compararon entre sí para determinar el impacto de considerar uno u otro modelo, encontrando que las principales diferencias se dan en los patrones de flujo que transcurren a lo largo del tubo absorbedor y la posición de sus transiciones. Lo anterior es relevante determinarlo con precisión porque el patrón de flujo estratificado puede ocasionar sobrecalentamiento de la pared del tubo absorbedor para ciertas condiciones de operación. Los resultados obtenidos con ambos modelos fueron comparados además con los resultados de Lobón y Valenzuela (2013) quienes aplicaron un modelo homogéneo simplificado fundamentado en la correlación de Friedel. En esta última comparación se pudieron comparar únicamente condiciones a la salida del tubo absorbedor, encontrándose una buena concordancia para la temperatura y la calidad del vapor. Sin embargo, la caída de presión total presentó discrepancias importantes, corroborando el conocimiento general de que la correlación de Friedel sobrepredice este parámetro. Las diferencias son mayores para el caso de 1 MPa y 0.01 kg/s, en el cual la presencia de vapor es importante y la longitud de la región de sobrecalentamiento es larga; cualquier variación en esta longitud sobre predice la caída de presión total. Finalmente, de acuerdo al estudio realizado, los procesos industriales a los cuales se podría incorporar el sistema físico estudiado cubren las industrias lechera, madera y derivados, plásticos, química y textil, las cuales requieren temperaturas de salida en el intervalo de 443 K – 485 K.

ABSTRACT

In this work, a series of studies of a medium temperature direct steam generation (DSG) system for industrial process heat applications is presented. The physical system analyzed consists of a 76 meter long solar field, which is composed for 38 cylindrical parabolic collectors, whose dimensions are: 2 meters long, 1 meter aperture and 15 mm inner diameter of absorber tube. This system employs a water/steam mixture as the working fluid and a horizontal straight pipe is assumed. The input conditions are: pressures in the range from 1 MPa to 2.5 MPa, temperature from 343 K to 413 K, mass flow from 0.01 kg/s to 0.025 kg/s and direct solar radiation from 450 W/m² to 900 W/m². The main studies conducted were: a) the effect of considering that the efficiency of the solar field depends on the temperature of the working fluid; b) the sensitivity to input pressure and temperature, mass flow and direct solar radiation; c) the thermohydraulic studies of two phase flow inside the absorber tube. For some cases, two different mathematical models of the two-phase flow behavior were applied (by RELAP simulator): the homogeneous model and the two-fluid model. The results of both models were compared with each other to determine the impact of considering one either other model, finding that the main differences are in the flow patterns that run along the absorber tube and the position of their transitions. Determining accurately the above is relevant because the stratified flow pattern can cause overheating of the absorber tube wall for certain operating conditions. The obtained results with both models were also compared with the results of Lobón and Valenzuela (2013) who applied a simplified homogeneous model based on the correlation of Friedel. In this last comparison it was possible to compare only to the output conditions of the absorber tube, finding good agreement for temperature and steam quality. However, the total pressure drop showed significant discrepancies, confirming the general knowledge that correlation of Friedel predicts this parameter. The differences are greater for the case of 1 MPa and 0.01 kg/s, in which the presence of steam is important and the length of the superheat region is long; any variation in this length predicts the total pressure drop. Finally, according to this study, the industrial processes, which could incorporate the physical system under study, includes the next industries: milk, wood products, plastics, chemicals and textile, which required outlet temperatures in the range of 443 K – 485 K.

CAPÍTULO 1.

INTRODUCCIÓN

A continuación se aborda un panorama general del potencial que tienen las industrias para la aplicación de energía solar para la generación de vapor. Además se hace una discusión del estado del arte de la generación directa de vapor y del calor de proceso industrial. Seguido de esto se establecen las principales conclusiones que ayudan al planteamiento de los objetivos de este trabajo.

1.1. CALOR DE PROCESO INDUSTRIAL

En la actualidad la energía solar tiene una amplia gama de aplicaciones, desde el calentamiento de agua para una casa o edificio, hasta la generación de vapor para calor de proceso industrial o producción de energía eléctrica. La sustitución de las fuentes de energía convencionales (derivadas del petróleo) por tecnología que utilice la energía solar, puede reducir en gran porcentaje las emisiones de gases de efecto invernadero, y de esta manera contrarrestar el calentamiento global que ha sido un problema muy fuerte en los últimos años.

Los sistemas de energía solar pueden ser considerados para cualquiera de los dos casos, como suministro de potencia o directamente aplicado a un proceso (Mekhilef *et al.*, 2011). Dicha energía solar se puede aprovechar mediante captadores de placa plana o captadores de concentración, dependiendo de la aplicación para la que se requiera. Esta última puede ser un captador cilindroparábólico (CCP), el cual tiene la particularidad de concentrar la energía solar directa de manera lineal (ver Figura 1.1), lo que le permite aplicaciones de medianas y altas temperaturas (tal como lo mencionan Fernández-García *et al.*, 2010), por esa razón esta tecnología es ampliamente utilizada en la generación de energía eléctrica aplicaciones de Calor de Proceso Industrial (IPH).

Un CCP está compuesto básicamente por un espejo cilindro parabólico que refleja la radiación solar directa concentrándola sobre un tubo absorbedor colocado en el eje focal de la parábola. Esta radiación concentrada sobre el absorbedor hace que el fluido que circula por el interior del tubo se caliente, obteniendo de esta forma energía térmica a partir de la radiación solar.

Los principales componentes de un CCP son:

- Reflector cilindro parabólico
- Tubo absorbedor
- Estructura metálica
- Sistema de seguimiento solar

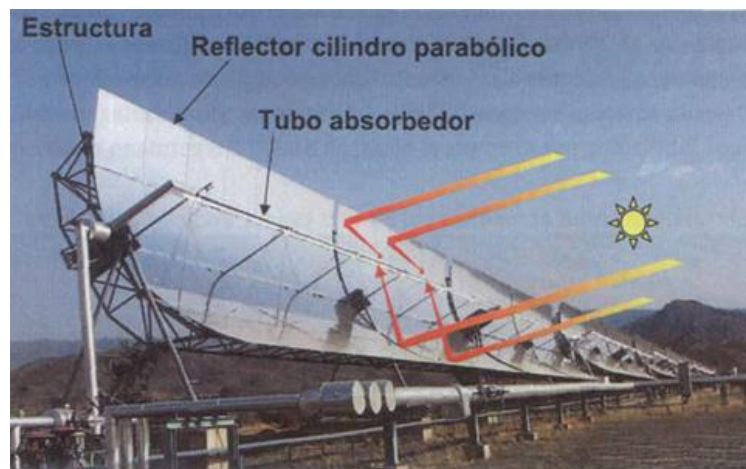


Figura 1.1 Principales componentes de un CCP¹ (Zarza, 2003).

La tecnología de concentración utilizando CCPs para la generación de vapor indirecta con la tecnología HTF (*Fluido de Transferencia de Calor, por sus siglas en inglés*), tuvo sus orígenes en los años 70's, pero debido a la reducción del precio del petróleo en los 80's fue necesario reducir los costos de dicha tecnología y aumentar la eficiencia para que resultara nuevamente atractiva. La Generación Directa de Vapor (GDV) es una propuesta prometedora para satisfacer estas dos cuestiones, ya que al generar el vapor de manera directa en el tubo absorbedor se elimina la necesidad del circuito secundario que consiste de un intercambiador de calor agua/aceite, haciendo que las pérdidas térmicas se reduzcan y además el tamaño de la planta se simplifica. Esto también hace más económica esta tecnología ya que el agua es más económica que los aceites térmicos y a su vez todos los dispositivos relacionados con el aceite térmico ya no son necesarios (Zarza, 2003). En la figura 1.2 se muestra una comparación de la tecnología convencional HTF y la GDV, ambas acopladas a un proceso industrial.

En un campo solar HTF el fluido de trabajo no cambia de fase, sino que se mantiene como líquido a alta temperatura. Por otra parte, en la GDV el agua (fluido de trabajo) presenta tres condiciones diferentes, las cuales se mencionan a continuación. A la entrada del campo solar se tiene agua líquida subenfriada, la cual incrementa su temperatura conforme circula a lo largo de la tubería; cuando el agua alcanza su temperatura de saturación, comienza el cambio de fase y su temperatura se mantiene casi constante (solo ligera variación debido a las caídas

¹ De aquí en adelante se usará la palabra captador para referirse al colector o concentrador solar.

de presión) y la calidad incrementa de 0 a 1; por último, cuando se alcanza una calidad de 1, el fluido de trabajo se ha evaporado completamente y se tiene vapor sobrecalentado. En la figura 1.3 se presenta una imagen que muestra las tres regiones del agua que se acaban de mencionar.

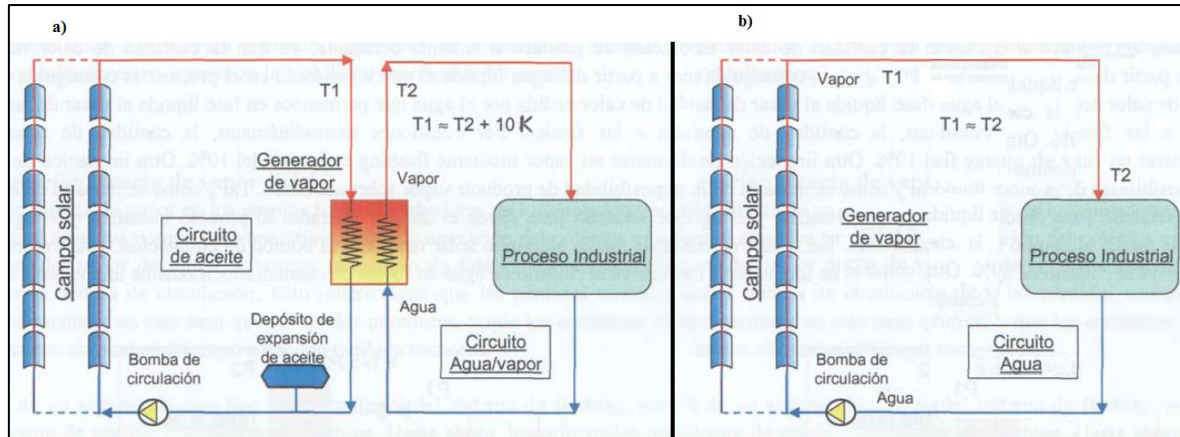


Figura 1.2 Formas de generación de vapor con un campo de CCP. a) HTF, b) GDV. (Adaptada de Zarza, 2003).



Figura 1.3 Regiones del fluido de trabajo en un tubo absorbedor de un CCP para GDV.

Hasta aquí se ha hablado de las ventajas de la GDV sobre las plantas HTF, pero la GDV también había presentado sus inconvenientes, por ejemplo (Alguacil *et al.* 2014):

- La presencia de vapor saturado dentro de los lazos paralelos requieren un sistema de control más complejo, particularmente durante periodos transitorios de radiación solar para mantener las características de operación deseadas.
- La presencia de flujo estratificado para ciertas condiciones de operación propicia el sobrecalentamiento de la pared del tubo absorbedor en contacto con la fase vapor.
- En la región de vapor sobrecalentado disminuye drásticamente el coeficiente de

transferencia de calor en la intercara fluido lo que puede originar pandeo o deformación del tubo absorbedor y esto a su vez rotura del tubo de vidrio que encapsula al tubo absorbedor.

Estos inconvenientes ya han sido tratados a detalle y la viabilidad técnica de la GDV mediante CCP (generación de vapor hasta 10 MPa y 673 K) para la producción de energía eléctrica ha sido demostrada en el sistema DISS (*Vapor Solar Directo, por sus siglas en inglés*) de la Plataforma Solar de Almería (PSA). Para el año 2003, el sistema DISS contaba con más de 10000 horas de operación acumuladas (Zarza, 2003). Sin embargo, esta tecnología aún no ha sido probada para las aplicaciones industriales, por esta razón el presente trabajo está enfocado a contribuir en el estudio de la GDV para aplicaciones de IPH (*Calor de Proceso Industrial, por sus siglas en inglés*) con CCPs de pequeños tamaños, para el rango de temperatura media.

Los CCPs presentan un alto potencial para ser empleados en la industria, ya que la industria es una de los principales consumidores de energía en todo el mundo. Aproximadamente entre el 40 y 60 % de la energía es dedicada para calor de proceso y 30 % de ese calor se usa a temperaturas entre 60 y 250 °C (Ramos *et al.*, 2014a). Los rangos de temperaturas que emplean las industrias son muy variables y dependen del rubro al que pertenecen las industrias, por ejemplo 100-250 °C, 92-204 °C y 80-240 °C (Vannoni *et al.*, 2008, Fernández-García *et al.*, 2010, Mekhilef *et al.*, 2011). En la Tabla 1.1 se muestran los rangos de temperaturas de ciertos procesos realizados en algunas industrias a nivel general. Lo anterior muestra el gran potencial que los CCP tienen para ser implementados en la industria.

Diversos investigadores, tales como Lauterbach *et al.* (2012) y Ramos *et al.* (2014b), han realizado estudios acerca de la evaluación del potencial del uso de los CCPs en la industria, en Alemania y México, respectivamente. Los primeros mencionan que ya se han realizado diversos estudios del potencial del uso de la energía solar para procesos de calor industrial para diferentes países o regiones, por ejemplo para España, Portugal, Austria, Victoria (Australia), Italia, Holanda, Suecia, Chipre, Grecia, Valonia (Bélgica) y pocos sectores industriales de Alemania. Además ellos identificaron y analizaron los sectores industriales más prometedores con respecto a los procesos adecuados para Alemania, los cuales son la industria

Tabla 1.1 Rangos de temperaturas de algunas industrias según sus procesos (Mekhilef *et al.*, 2011).

Industria	Proceso	Temperatura (°C)	Industria	Proceso	Temperatura (°C)
Lechera	Presurización	60-80	Química	Jabones	200-260
	Esterilización	100-120		Caucho sintético	150-200
	Secado	120-180		Calor de proceso	120-180
	Concentrado	60-80		Agua precalentada	60-90
	Agua de alimentación de calderas	60-90	Carne	Lavado, Esterilización	60-90
Conservado	Esterilización	110-120		Cocido	90-100
	Pasteurización	60-80	Bebidas	Lavado	60-80
	Cocido	60-90		Pasteurización	60-70
	Blanqueo	60-90		Esterilización	60-80
Textil	Blanqueo, teñido	60-90	Madera y derivados	Vigas de difusión térmica	80-100
	Secado, desengrasado	100-130		Secado	60-100
	Teñido	70-90		Agua precalentada	60-90
	Fijación	160-180		Pulpa de preparación	120-170
	Estampado	80-100	Plásticos	Preparación	120-140
Papel	Cocido, secado	60-80		Destilación	140-150
	Agua de alimentación de calderas	60-90		Separación	200-220
	Blanqueo	130-150		Extensión	140-160
Harinas y derivados	Esterilización	60-80		Secado	180-200
	Ladrillos y bloques	Curado		60-140	Blanqueo

Química, Alimenticia y de bebidas, siendo esta última la que presenta un mayor potencial a corto plazo. Los últimos afirman que particularmente en México las micros y pequeñas industrias de alimentos y textiles usan 68% del consumo energético total como energía térmica,

mayormente suplida por gas licuado seguido de gas natural y diésel, y que los procesos usan vapor de agua a baja y media presión y rangos de temperaturas entre 60 a 180 °C. Por otra parte, de acuerdo a la SENER, la industria en México ha presentado el segundo lugar del consumo energético nacional en los últimos años con 28.8, 31.2 y 32.6 % en 2011, 2012 y 2013, respectivamente.

1.2. ESTADO DEL ARTE

La literatura que se revisó está básicamente enfocada a la GDV mediante CCP con aplicaciones de IPH y generación de energía eléctrica. Los trabajos se dividen en dos categorías, trabajos numéricos y experimentales. A continuación se discuten los trabajos que se consideran más relevantes y con mayor relación al presente trabajo.

1.2.1. Trabajos numéricos

Lentz (2005) realizó un análisis de un sistema híbrido consistente de un pozo geotérmico y un campo solar con CCPs tipo LS-2 para cerro Prieto IV. El autor analizó varias configuraciones del sistema híbrido, y evaluó la generación de vapor del sistema para dos orientaciones (N-S y E-O) durante todo un año. El autor utilizó balance global de energía, y una eficiencia global constante (0.7). Su objetivo no fue incrementar la eficiencia del ciclo, sino principalmente incrementar la producción de vapor durante el verano que es cuando hay una mayor demanda de energía eléctrica. Por otra parte, sus resultados confirman el impacto que la orientación del campo solar tiene sobre el aprovechamiento de la energía solar directa. Además sus resultados muestran que una mayor presión de trabajo requiere un campo solar más grande y esto favorece al ciclo de trabajo, ya que las mejores eficiencias se presenta en las turbina de alta presión. Aunado a lo anterior, el área de captación se puede reducir si se tiene una mayor entalpía del fluido a la entrada del campo solar, esto se logra utilizando flujos residuales de pozos productores.

Valenzuela *et al.* (2012) realizaron un análisis de sensibilidad en el proceso de GDV con CCPs para determinar de qué manera los parámetros, tales como la presión de entrada, la

temperatura de entrada, el flujo másico de alimentación y la irradiación normal directa, afectan a las pérdidas de presión, la calidad y la temperatura del vapor a la salida del campo solar. Para su estudio emplearon la plataforma de *MatLab/Simulink*, en la cual utilizaron un modelo homogéneo en estado estacionario; además usaron correlaciones empíricas o semi-empíricas para determinar el factor de fricción, el coeficiente de transferencia de calor y la fracción de vacío, ya que dicha plataforma los requiere. El análisis se realizó con el fin de seleccionar el número de captadores por lazo, y condiciones de operación que hacen atractiva a la tecnología GDV con CCPs para aplicaciones de IPH. La primera propuesta consistió en un campo de captadores Capsol de longitud total de 120 m. La segunda propuesta fue un campo solar de 96 m de longitud total conformado por captadores PolyTrough 1200. Ellos demostraron la factibilidad de la GDV con CCPs de pequeños tamaños para aplicaciones de IPH en un incremento de temperatura de 130 °C con temperatura de entrada de 70 °C. Los autores concluyen que las presiones bajas de trabajo pueden generar pérdidas de presión mayores en el campo solar debido a una mayor calidad del vapor; además, que un diámetro mayor del tubo absorbedor disminuye las pérdidas por fricción.

Quirante y Valenzuela (2012) dimensionaron un campo solar con CCPs de pequeños tamaños para la GDV, con el fin de suplir la demanda de cargas de enfriamiento y calentamiento de un hotel en la ciudad de Almería, España. Ellos evaluaron diversas configuraciones del campo solar. La metodología que siguieron fue la siguiente: primero determinaron los perfiles de demanda mensual de energía para calentamiento y enfriamiento de espacios, y calentamiento de agua; además, fue necesario obtener la TMY (*Año Meteorológico Típico, por sus siglas en inglés*) del sitio. Posteriormente realizaron los cálculos referentes al captador Capsol (eficiencia global, ángulo de incidencia, y modificador de ángulo de incidencia). El siguiente paso fue definir los puntos de diseño (lugar, fecha, orientación y condiciones de operación). Después se determinó el número de captadores por fila en función de la temperatura de entrada, DNI disponible, ángulo de incidencia de la radiación solar, flujo másico de agua y la entalpía promedio del fluido. Finalmente, para suplir la demanda de energía térmica tanto de enfriamiento como de calentamiento es importante considerar la disposición de terreno, es por ello que los autores seleccionaron una configuración del campo solar de 8 filas paralelas de 32

CCPs en serie con un total de superficie de espejo de 2048 m². Esto suple el 25% de energía requerida en el verano para enfriamiento y el 76% de energía requerida de calentamiento para el día más frío en el invierno. Como comentario final, los autores no especificaron el modelo matemático utilizado.

Lobón y Valenzuela (2013) realizaron un estudio para analizar bajo qué condiciones de trabajo y diseño del campo solar se puede determinar la viabilidad o no viabilidad de una configuración particular de un sistema de GDV con CCPs para aplicaciones de IPH. Ellos emplearon un modelo homogéneo unidimensional con conducción de calor axial despreciable. Los autores probaron una nueva configuración de campo solar de 76 m con CCPs de pequeños tamaños tipo Capsol con diámetro interno de 15 mm, ancho de apertura de 1 m y longitud total de 2 m (ver Figura 1.4).

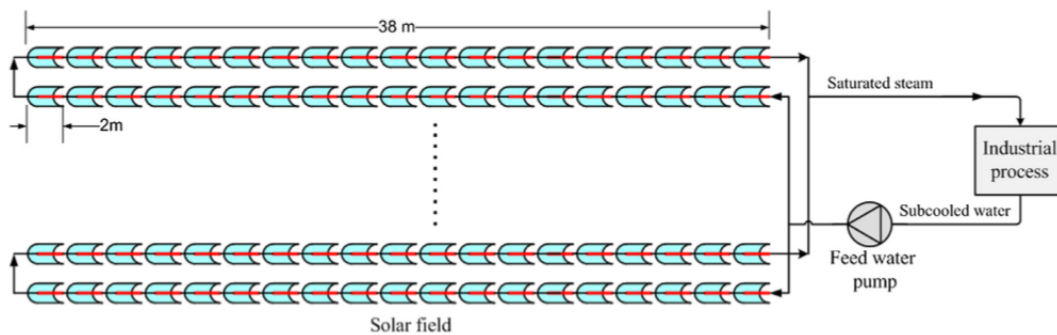


Figura 1.4 Diagrama de un campo solar usando CCPs tipo Capsol (Lobón y Valenzuela, 2013).

En base a lo anterior realizaron un análisis de sensibilidad tal como lo realizaron Valenzuela *et al.* (2012). Los autores obtuvieron los siguientes resultados:

- Si la presión de entrada es de 2 MPa la producción de agua caliente presurizada o flujo en dos fases agua/vapor es igualmente factible en el sistema solar configurado. Sin embargo, para una presión de trabajo de 1 MPa, la GDV no parece viable debido a que las pérdidas de presión son mucho mayores y las fracciones de vapor son moderadas.
- Al variar la temperatura a la entrada se encontró que para una presión de 1 MPa la pérdida de presión en el sistema es bastante grande y, en consecuencia, cualquier

variación de la temperatura del agua a la entrada tiene un impacto importante sobre la temperatura de la mezcla agua/vapor y sobre la calidad del vapor generado en la fila de CCPs. Pero cuando la presión de trabajo es 2 MPa la influencia de tal variación de la temperatura del agua de entrada no es tan importante sobre el comportamiento termohidráulico del sistema GDV debido a que las pérdidas de presión calculadas son bastantes bajas y la temperatura de la mezcla agua/vapor a la salida es casi la misma para todos los casos por tratarse de vapor saturado.

- La temperatura de la mezcla agua/vapor a la salida es mayor para un ángulo de incidencia más grande debido a que las pérdidas de presión son menores y por consecuencia la calidad de la mezcla agua/vapor es menor.

Ellos concluyeron que el agente más importante para este sistema configurado es la presión de entrada, ya que una presión de trabajo de 1 MPa permite una mayor generación de vapor y en consecuencia las pérdidas de presión se incrementan considerablemente, para este caso la GDV no es factible. Por otra parte, considerando una presión de trabajo de 2 MPa, las pérdidas de presión son despreciables comparadas con la presión de trabajo, y por tanto la temperatura del agua/vapor en la salida se mantiene casi constante y alrededor de 212 °C en todos los casos considerados, la cual se corresponde con la temperatura de saturación del agua a 2 MPa. Para este último caso, la GDV es factible.

Mohamad *et al.* (2014) analizaron un CCP de 20 m de longitud con diámetro interno de 5 cm y dos anchos de aperturas diferentes (1 y 3 m), utilizando agua líquida como fluido de trabajo (sin considerar cambio de fase). Los autores analizaron la transferencia de calor del tubo absorbedor hacia el agua y el ambiente (pérdidas) mediante un modelo de conducción de calor acoplado a un balance de energía. Determinaron perfiles de temperatura en base a diferentes parámetros (concentración de calor y flujo másico), así como pérdidas de calor y eficiencia del captador (para este último se analizaron diámetros diferentes). Otro estudio que realizaron fue la opción de utilizar doble cubierta de vidrio en los absorbedores para disminuir las pérdidas térmicas. Sus principales conclusiones son que las pérdidas térmicas están ligadas al gradiente de temperatura entre el fluido de trabajo y el medio ambiente; además, que una longitud mayor

del captador podría en algunos casos no contribuir en la ganancia de calor y por tanto incrementar el costo de manera innecesaria. Por otra parte, utilizar una cubierta doble en la segunda mitad del CCP disminuye las pérdidas térmicas ya que disminuye la convección al ambiente. Por último, a un mismo flujo másico y mayores diámetros de tubería se tienen menores eficiencias, esto se debe a dos cosas, la primera es que el número de Reynolds disminuye (lo que hace que la transferencia de calor disminuya) y la segunda es que el área de convección con el ambiente es mayor (las pérdidas de calor incrementan).

Trabajos utilizando el simulador RELAP

Moya *et al.* (2011) utilizaron el código RELAP para analizar el sistema DISS en modo de un solo paso considerando condiciones de estado cuasi-estacionario y dos tipos de flujo de calor en la superficie exterior del tubo absorbedor, uno uniforme y otro no-uniforme (solo calentado por la parte inferior). Este trabajo con RELAP ha permitido entender a mayor detalle el comportamiento del flujo bifásico dentro de los tubos absorbedores del sistema DISS, determinando patrones de flujo y sus transiciones, coeficientes convectivos de transferencia de calor y modos de transferencia de calor, los cuales son difíciles de determinar experimentalmente. Además, verificaron la presencia de los patrones de flujo anular y estratificado mediante el análisis de los perfiles circunferenciales de temperaturas experimentales y gradientes térmicos circunferenciales. Ellos concluyen que el código RELAP muestra ser adecuado para el estudio del comportamiento termohidráulico del flujo bifásico agua/vapor en un sistema de GDV con CCPs.

Enríquez (2012) analizó el sistema DISS en modo de un solo paso utilizando el código comercial RELAP. Específicamente se enfocó en estudiar un tubo absorbedor recto, considerando flujo bifásico unidimensional en estado cuasi-estacionario con flujo de calor radial, y una eficiencia global del campo solar. Consideró tres presiones diferentes de operación (3, 6 y 10 MPa) y analizó el efecto que tiene considerar distribuciones diferentes del flujo de calor en la pared del tubo absorbedor metálico (flujo homogéneo, proporción 90-10 y proporción 80-20) sobre el comportamiento termohidráulico del flujo; encontrando que esta distribución afecta principalmente a los modos de transferencia de calor y por ende a los

coeficientes convectivos de transferencia de calor y gradientes de temperatura. Por último, estudió la sensibilidad a la intensidad del flujo de calor en el comportamiento termohidráulico del flujo agua/vapor encontrando que no se alcanzan gradientes críticos de temperatura en el tubo metálico (70 K para este sistema) lo cual asegura que no hay riesgo de deformación del tubo absorbedor bajo las condiciones consideradas. Finalmente, ella encontró que el valor de la eficiencia térmica más adecuado para el estudio era del 56% y concluye que el simulador RELAP es una herramienta confiable para el análisis de sistemas de GDV.

Aguilar-Gastelum (2013) y Aguilar-Gastelum *et al.* (2014) simularon la GDV en un sistema de dos tubos horizontales en paralelo, en estado estacionario, mediante RELAP. Los tubos fueron sometidos a calentamiento solar uniforme y concentrado. Además, estudiaron los efectos del calentamiento simétrico y asimétrico sobre la distribución del flujo en las dos tuberías. Los autores concluyeron que la concentración de flujo de calor no afecta de manera considerable a las caídas de presión, sin embargo, podría afectar las transiciones de los patrones de flujo a lo largo del tubo. Por otra parte, para un calentamiento solar asimétrico, soluciones de distribución asimétricas de flujo pueden ser presentadas en el sistema, teniendo un flujo másico mayor en la tubería con menor calentamiento. Concluyen que RELAP presenta algunas limitaciones para encontrar las soluciones estables, cuando la razón de distribución del flujo másico tiende a ser asimétrica.

Saynes (2014) y Valenzuela *et al.* (2016) propuso una metodología para el diseño de una fila tipo de CCP para la GDV, en base a las condiciones de punto de diseño que consideró. Además estudió el sistema DISS, considerando el efecto que las uniones entre los captadores pueden causar sobre la temperatura, la caída de presión, la fracción de vapor y los patrones de flujo. Del estudio anterior encontró que el perfil de presión se ajusta mejor a los datos experimentales del sistema DISS cuando se consideran las uniones entre los captadores que cuando no se consideran, como era de esperarse. Otro estudio que él realizó es la sensibilidad a la temperatura de entrada, a la razón de concentración solar, y a parámetros del tubo absorbedor metálico tales como el diámetro interno, espesor y el material. Encontró que la razón de concentración afecta de manera importante la posición de las transiciones de fase.

Silva *et al.* (2014) y Frein *et al.* (2014) realizaron estudios acerca de la implementación de un campo solar de CCPs para aplicaciones industriales. Sin embargo, en sus trabajos únicamente se muestran cierta metodología del dimensionamiento del campo solar para satisfacer una demanda de calor específica, sin que se realice un estudio termohidráulico del fluido en el interior del tubo absorbedor. Así, ellos muestran el potencial que la energía solar (específicamente el uso de CCPs) tiene para aplicarse a la industria, pero no muestran la factibilidad técnica de ella.

1.2.2. Trabajos experimentales

Almanza *et al.* (2002) realizaron un estudio teórico-experimental del comportamiento térmico de un tubo absorbedor de acero de un CCP en un sistema de GDV. Las características del sistema son las siguientes: longitud total del CCP 14.5 m, apertura de 2.5 m, diámetro externo del absorbedor 2.92 cm y espesor del tubo de 1.9 mm. Las condiciones de operación fueron: presión de entrada de 400 kPa y radiación solar directa de 866 W/m^2 . El experimento fue realizado de tal modo que el patrón de flujo estratificado se presentara en el interior de la tubería y las observaciones fueron hechas a partir del estado transitorio. Al comienzo de la prueba se calentó únicamente el tubo absorbedor sin agua, después de que alcanzó la temperatura deseada ($> 170 \text{ K}$) se introdujo agua a un caudal de 1 l/min. Ellos observaron que el tubo absorbedor presentó deflexiones máximas del orden de 4.5 cm aunque en este punto el gradiente térmico es el mínimo (4 K), mientras que para gradientes térmicos más grandes no se presentó deflexión. Lo anterior se debe a que en las zonas donde los gradientes térmicos eran máximos, el flujo era agua subenfriada (el fluido moja toda la pared interna del tubo absorbedor). Por otra parte, al transcurrir el tiempo, ellos notaron que las deflexiones no eran permanentes, sino que se movían como onda desde la entrada del CCP hasta la salida, y regresando a su estado original (sin deflexión). Mediante el estudio numérico, ellos analizaron la distribución de temperatura perimetral del tubo absorbedor bajo condiciones de flujo estratificado, encontrando que sus resultados numéricos concuerdan bien con los resultados experimentales.

Vidriales (2007) realizó un estudio teórico experimental de un CCP con GDV. El modelo matemático que él desarrolló (balance global de energía) lo comparó con un diseño de CCP que fabricó para su validación, teniendo buena concordancia entre los valores numéricos y los experimentales. Por otra parte, simuló una mezcla bifásica de agua-aire en la cual, para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección (h) utilizó la correlación de Dittus-Boelter (para líquido subenfriado y para vapor seco). Mientras que para el valor de h en la zona bifásica, lo que se hace primero es determinar el patrón de flujo en base al número de Froude (razón de la fuerza inercial a la fuerza gravitacional). Si $Fr < 0.04$, entonces se tiene flujo estratificado y se emplea la correlación de Shah para el cálculo de h , la cual muestra que a mayor calidad de vapor el coeficiente de transferencia de calor es mayor, pero cuando se alcanza el vapor seco ($X = 1$), el valor de h cae abruptamente, debido a que la conductividad térmica de la fase gaseosa es muy baja y la viscosidad es mayor. Además para las caídas de presión él utilizó la correlación de Martinelli-Nelson. Otro aspecto importante de su trabajo fue la determinación de la eficiencia del CCP, de la cual se puede afirmar dos cosas; la primera es que se incrementa cuando la radiación solar es menor y cuando el flujo másico de alimentación es mayor; y la segunda, los aspectos ópticos y de construcción son de vital importancia. Por último, él notó que el tamaño del tubo absorbedor afecta la determinación de la eficiencia óptica y térmica, por ejemplo, entre menor área del tubo absorbedor es mayor la concentración que este sistema alcanza y por consiguiente, mayor el incremento de temperatura del fluido de trabajo (aunque un tubo absorbedor pequeño requiere que esté bien enfocado en el foco de la parábola para aumentar el factor de interceptación). Condiciones de operación (prueba principal): $G_b > 850 \text{ W/m}^2$, $T_a = 32.7 \text{ °C}$, $T_l = 45.2 \text{ °C}$, $W = 0.0058 \text{ kg/s}$. Las consideraciones que hizo son: Modelo homogéneo, flujo laminar y sin pérdidas por convección en el tubo absorbedor.

Martínez *et al.* (2007) realizaron un estudio teórico-experimental en el que analizaron el flujo estratificado agua/vapor dentro del sistema de CCP, el cual consistió de un campo solar en serie con una longitud total de 120 m, apertura de 2.27 m, y diámetro nominal de 25.4 mm. Los autores se centraron en el modelo de conducción de calor en coordenadas cilíndricas en estado estacionario, tomando en cuenta una concentración de calor solo en la parte inferior del

tubo absorbedor. Entre sus resultados presentaron un perfil perimetral de temperaturas para dos casos: uno, considerando que el coeficiente h en el interior del absorbedor es homogéneo en todo el anillo del agua, y otro, considerando diferente valor de h para la parte superior e inferior (en función del espesor del anillo de líquido); estos resultados fueron comparados con datos experimentales, siendo el segundo caso el que mejor se ajusta a los resultados experimentales. Concluyendo de esta manera que la transferencia de calor del tubo absorbedor a la fase líquida no es constante y podría depender del espesor de la película de líquido.

Fernández-García *et al.* (2011) presentaron los resultados finales de una serie de diversos trabajos enfocados al captador Capsol, el cual es un prototipo de CCP de pequeño tamaño con múltiples aplicaciones, entre ellas el calor de proceso. Este estudio se basa en el diseño, construcción y prueba del captador Capsol. Las pruebas realizadas fueron con el propósito de determinar el rendimiento óptico y térmico del CCP, y el modificador del ángulo de incidencia. Los principales parámetros del CCP se muestran en la Tabla 1.2.

Tabla 1.2 Principales parámetros del captador Capsol.

Parámetro	Magnitud
Apertura (m)	1.0
Longitud total (m)	2.0
Longitud focal (m)	0.2
Ángulo de borde (°)	102.7
Ángulo de aceptación (°)	2.0
Diámetro externo del absorbedor de acero (mm)	18.0
Espesor de la cubierta plana de vidrio (mm)	3.0
Razón de concentración geométrica	17.7

Tres diseños diferentes de CCP fueron estudiados. Dos de estos diseños tienen el tubo absorbedor encapsulado, uno con una placa plana de vidrio sobre el plano de apertura y otra sin él. El tercer diseño sólo tiene la placa plana de vidrio sobre la apertura pero sin encapsulado en el tubo absorbedor. De estos tres el más eficiente es el que tiene tubo absorbedor encapsulado y con placa de vidrio sobre el plano de apertura. Los autores realizaron las pruebas utilizando agua presurizada como fluido de trabajo y considerando un amplio rango de temperaturas (desde la temperatura ambiente hasta 235 °C), flujo másico (hasta 0.075 kg/s) y presiones de operación (de 0.1 hasta 3 MPa).

1.2.3. Conclusiones del estado del arte

En base a lo discutido en la sección anterior se puede concluir lo siguiente:

- La viabilidad técnica de la GDV con CCP para generación de energía eléctrica ya ha sido probada, sin embargo no ha pasado lo mismo para las aplicaciones de IPH. Siendo la primera considerada como sistema de alta potencia, alcanzando temperaturas arriba de 400 °C. Mientras que la segunda todavía está en fase de prueba.
- Es notorio que existe amplia información acerca del uso de los CCP para aplicaciones de IPH, lo cual muestra que existe un gran interés en este campo, pero a su vez la GDV no ha sido muy abordada ya que son pocos los trabajos que se han realizado, y aún en menor medida los trabajos que proporcionen un estudio completo considerando el comportamiento termohidráulico del fluido dentro del tubo absorbedor en una aplicación IPH, con el fin de establecer los parámetros más importantes a considerar en su diseño para ciertos procesos industriales específicos.
- Es importante analizar captadores de pequeños tamaños debido a que muchas industrias no cuentan con disponibilidad de terreno, y por esa razón el uso de captadores de pequeños tamaños tienen la ventaja de ocupar poco espacio o inclusive pueden ser instalados en el techo de una industria debido a su poca masa. Además, estos son más económicos y capaces de satisfacer las demandas de energía calorífica en una industria, bajo condiciones de operación y diseño adecuadas.
- Realizar un estudio detallado del comportamiento termohidráulico de un sistema de GDV con CCPs es importante porque de esa manera podemos asegurar la factibilidad técnica, fijando condiciones de operación seguras y viables para la industria o proceso industrial. De tal modo que esta tecnología resulte rentable y atractiva para su pronta implementación y de esta manera reducir las emisiones de gases de efecto invernadero.
- Por último, el código RELAP ha mostrado su validez para el estudio termohidráulico de sistemas de GDV con CCPs.

1.3. OBJETIVO GENERAL

Realizar un estudio del comportamiento termohidráulico de un sistema de GDV con CCPs con temperatura de salida entre 420 y 500 K (147 y 227 °C).

1.3.1. Objetivos Específicos

- Incluir un análisis de sensibilidad en función de determinadas magnitudes de proceso (presión, temperatura, flujo másico, radiación solar) y de la eficiencia global del captador.
- Comparar dos modelos diferentes de flujo bifásico.
- Analizar los parámetros termohidráulicos más importantes para dos condiciones de operación propuestas.
- Determinar la potencia obtenida y la eficiencia global del sistema usando el modelo seleccionado.
- Establecer las condiciones de operación más adecuadas para el funcionamiento del campo solar y el rango de potencia obtenida.

1.4. ALCANCES

Realizar el estudio termo-hidráulico mediante el simulador comercial RELAP en estado permanente.

Comparar los resultados obtenidos con RELAP con datos experimentales proporcionados por la PSA del sistema DISS.

Verificar los resultados de este estudio con otros trabajos disponibles en la literatura.

1.5. DESCRIPCIÓN DE LOS CAPÍTULOS RESTANTES

Este trabajo consta de cuatro capítulos aparte del presente. A continuación se describe brevemente los capítulos restantes:

- Capítulo 2. En este capítulo se presenta el fundamento teórico de este trabajo, abarcando los aspectos más importantes del tubo absorbedor como pérdidas de calor y tipos de eficiencias. Además se incluye una descripción detallada del captador Capsol, que es el captador usado en este trabajo. Por último se habla de la teoría relacionada con el flujo bifásico así como los patrones de flujo, las generalidades de los modelos para flujos bifásicos y principales simuladores comerciales para sus estudios.
- Capítulo 3. Aquí se describe el modelo físico bajo estudio, así como también las principales consideraciones hechas. Además se exponen los modelos homogéneo y a dos fluidos, que son los modelos utilizados para el presente estudio. Por último, en este capítulo se incluye una comparación de los resultados numéricos con datos experimentales del sistema DISS.
- Capítulo 4. Se analizan y discuten los resultados numéricos obtenidos en este trabajo con los modelos a dos fluidos y homogéneo, así como también se presentan comparaciones con resultados disponibles en la literatura. Los estudios consisten en análisis de sensibilidad y del comportamiento termohidráulico del flujo bifásico. Finalmente, aquí se aterriza en algunas aplicaciones industriales en función de la capacidad del sistema analizado y los requerimientos del rango de temperaturas de los procesos industriales.
- Capítulo 5. En este capítulo se exponen las principales conclusiones obtenidas de los estudios realizados, y además se comentan aspectos importantes que se deben considerar para trabajos futuros.

CAPÍTULO 2.

MARCO TEÓRICO

En este capítulo se presenta el fundamento teórico de este trabajo, abarcando los aspectos más importantes del tubo absorbedor como pérdidas de calor y tipos de eficiencias. Además se incluye una descripción detallada del captador Capsol, que es el captador usado en este trabajo. Por último se habla de la teoría relacionada con el flujo bifásico así como los patrones de flujo, las generalidades de los modelos para flujos bifásicos y principales simuladores comerciales para sus estudios.

2.1. EL CAPTADOR SOLAR CILINDROPARABÓLICO (CCP)

Debido a la naturaleza de este trabajo se profundizará más en un sólo componente del CCP, y este es el tubo absorbedor. Por otra parte, más adelante se habla acerca de los tipos de eficiencias de un CCP, ya que estas juegan un papel muy importante para el estudio termohidráulico del fluido dentro del tubo absorbedor.

2.1.1. El tubo absorbedor

El tubo absorbedor es uno de los elementos fundamentales de todo CCP, ya que de él no sólo depende en gran medida el rendimiento global del captador, sino también ciertas condiciones de trabajo del CCP, ya que altos gradientes térmicos en él pueden provocar riesgos mecánicos. El tubo absorbedor de un CCP consta en realidad de dos tubos concéntricos unidos entre sí mediante una soldadura especial metal-cristal (ver Figura 2.1). El tubo interior es un tubo de acero recubierto de un material selectivo que posee una elevada absorptividad ($>90\%$) y una baja emisividad en el espectro infrarrojo ($<30\%$); por el interior de este tubo metálico circula el fluido de trabajo que es el fluido que se calienta.

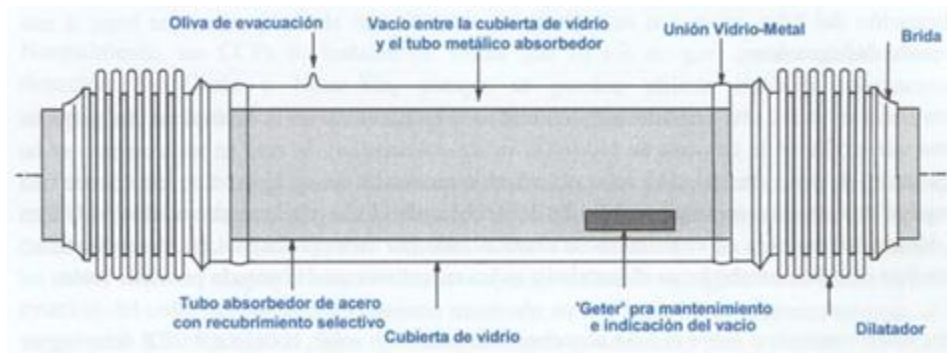


Figura 2.1 Tubo absorbedor de vacío de un CCP (Zarza, 2003).

El tubo exterior es de cristal, el cual tiene doble propósito: proteger el recubrimiento selectivo del tubo metálico de las inclemencias meteorológicas, y reducir las pérdidas térmicas por convección en el tubo absorbedor. Cabe destacar que hay un espacio entre el tubo metálico y el tubo de cristal, en ocasiones este espacio está vacío (10^{-4} Pa) con el fin de reducir pérdidas por convección-conducción del tubo de metal al tubo de cristal, solo quedando las pérdidas

por radiación.

En la figura 2.2 se muestran los diferentes tipos de mecanismos de transferencia de calor que presenta el tubo absorbedor.

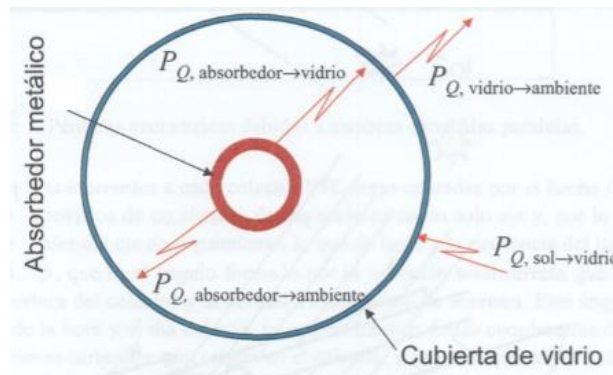


Figura 2.2 Esquema con los diferentes mecanismos de transferencia de calor en el tubo absorbedor (Zarza, 2003).

2.1.2. Pérdidas de calor y eficiencia global de un CCP

Es inevitable que no existan pérdidas de calor en un sistema, y por esta razón deben ser consideradas para cualquier cálculo si se quiere acercarse más a la realidad. Específicamente para la determinación de la eficiencia o rendimiento de un CCP se toman en cuenta aspectos ópticos, geométricos y térmicos.

2.1.2.1. Pérdidas de calor en un CCP

El total de las pérdidas que tienen lugar en un CCP pueden ser divididas en tres grupos:

- Pérdidas ópticas
- Pérdidas geométricas
- Pérdidas térmicas desde el tubo absorbedor al ambiente

Cuatro parámetros intervienen en las pérdidas ópticas, estas son:

- La reflectividad de la superficie reflectante del concentrador parabólico (r): Es el porcentaje de radiación solar que se refleja por la superficie reflectante.
- El factor de interceptación (γ): Es la fracción de la radiación solar reflejada por los espejos que llega al tubo absorberdor.
- La transmisividad de la cubierta de cristal (τ): Es la razón entre la radiación que pasa a través de la cubierta de cristal y la radiación total incidente sobre ella.
- La absorptividad de la superficie selectiva (α): Cuantifica la cantidad de radiación que es capaz de absorber la superficie selectiva que recubre al tubo metálico absorbedor, comparada con la cantidad de radiación que llega a dicha superficie.

Las pérdidas geométricas provocan una disminución en el área de captación de los captadores. Estas se pueden dividir en dos grupos:

- Aquellas debidas a la posición relativa de los captadores entre sí: Están causadas por la sombra parcial que algunos captadores proyectan sobre los captadores situados en filas paralelas.
- Aquellas inherentes a cada captador: Son ocasionados por el ángulo de incidencia (ángulo formado por la radiación solar directa que incide sobre el plano de abertura del captador y la normal a dicho plano de abertura).

La existencia de un ángulo de incidencia no solo reduce el área efectiva de captación que tiene el captador, también afecta a los valores de la reflectancia, absorptividad, y transmisividad, ya que estos parámetros presentan su valor máximo cuando el ángulo de incidencia es 0° . El efecto del ángulo de incidencia en la eficiencia del captador se cuantifica mediante un parámetro que se denomina *modificador por ángulo de incidencia* $K(\theta)$, cuyo valor depende directamente del ángulo de incidencia, siendo $K = 1$ para $\theta = 0^\circ$, y $K = 0$ para $\theta = 90^\circ$. El valor de $K(\theta)$ se da en forma polinomial, cuyos valores de los coeficientes polinomiales se

determinan experimentalmente (Zarza y Ajona, 1988).

Las pérdidas térmicas se producen principalmente en dos lugares: en el tubo absorbedor y en la tubería de transporte del fluido térmico.

Las pérdidas térmicas asociadas al tubo absorbedor están formadas por: pérdidas de calor por conducción a través de los soportes del tubo, pérdidas por radiación, convección y conducción desde el tubo metálico hacia la cubierta de cristal, y pérdidas por convección y radiación desde el tubo de cristal al ambiente. Para el caso especial en el cual el tubo de cristal está evacuado, las pérdidas térmicas por conducción y convección desde el tubo metálico a la cubierta de vidrio son despreciables, y solo se consideran las pérdidas por radiación.

2.1.2.2. Eficiencia global de un CCP

Como consecuencia de todas las pérdidas ópticas, geométricas y térmicas que existen en un CCP, su potencia térmica útil es menor a la que daría en condiciones ideales. A continuación, se explica cómo se calcula la potencia térmica útil de un CCP considerando las distintas eficiencias de un CCP (para más detalle consultar el trabajo de Zarza, 2003).

El flujo de calor solar (Q_{solar}) obtenido de la radiación solar directa (G_b) que incide sobre el área de apertura de un CCP se determina mediante la siguiente expresión:

$$Q_{solar} = L_a L_{col} G_b \cos \theta \quad (2.1)$$

Siendo L_a y L_{col} , el ancho de apertura y la longitud del captador, respectivamente.

La potencia térmica útil ($P_{útil}$) aprovechada por el fluido de trabajo se obtiene mediante un balance global de energía como sigue

$$P_{útil} = W(h_2 - h_1) \quad (2.2)$$

Siendo h_1 y h_2 las entalpías específicas a la entrada y a la salida del CCP, respectivamente.

En un CCP se suelen definir tres eficiencias diferentes:

- Eficiencia global (η_{global})
- Eficiencia óptica pico ($\eta_{opt,0^\circ}$)
- Eficiencia térmica (η_t)

y un parámetro:

- Modificador por ángulo de incidencia, $K(\theta)$

La eficiencia global del captador considera todas las pérdidas que tienen lugar en el CCP, y se calcula como el cociente entre la potencia térmica útil (cedida al fluido) y el flujo de calor solar, es decir:

$$\eta_{global} = \frac{P_{\acute{u}til}}{Q_{solar}} \quad (2.3)$$

La eficiencia $\eta_{opt,0^\circ}$ considera todas las pérdidas ópticas y geométricas que tienen lugar en el captador con un ángulo de incidencia de $\theta = 0^\circ$. Su valor se determina por:

$$\eta_{opt,0^\circ} = r \cdot \gamma \cdot \tau \cdot \alpha \quad (2.4)$$

donde los valores de r , γ , τ , α tienen su máximo valore cuando $\theta = 0^\circ$.

El valor de $\eta_{opt,0^\circ}$ es constante y no depende de la radiación solar ni de la temperatura de trabajo del fluido. Sin embargo, sí depende del grado de ensuciamiento del captador.

Por otra parte, $K(\theta)$ considera todas las pérdidas ópticas y geométricas que tienen lugar en el captador para un ángulo de incidencia $\theta > 0^\circ$ y que no están consideradas por $\eta_{opt,0^\circ}$.

La eficiencia η_t considera todas las pérdidas térmicas que tiene lugar en el CCP, y depende directamente de la temperatura de trabajo del tubo absorbedor metálico, de modo que tiene el valor de 1 para una temperatura del absorbedor igual a la temperatura de cielo o la temperatura ambiente, si esta última se toma como referencia.

Finalmente, la eficiencia global se determina por la siguiente ecuación:

$$\eta_{global} = K(\theta) \cdot \eta_{opt,0^\circ} \cdot \eta_t \quad (2.5)$$

2.1.3. Gradientes de temperatura máximos en el tubo absorbedor

Un aspecto muy importante que se debe analizar en los CCPs son los gradientes térmicos perimetrales, ya que en condiciones reales de radiación solar, el tubo absorbedor del CCP no recibe la misma concentración perimetral de flujo de calor. Lo anterior ocasiona que el material del tubo absorbedor presente un perfil perimetral de temperaturas no uniforme. Cuando el gradiente térmico es mayor a un valor crítico, el tubo absorbedor se expande de manera no uniforme y puede originar esfuerzos térmicos que pongan en juego la viabilidad del sistema, por ejemplo, deflexión crítica o permanente del tubo absorbedor de acero y rotura de la cubierta de vidrio (Zarza, 2003).

Un gradiente térmico máximo de 70 K resulta técnicamente admisible, en una sección transversal de un tubo de acero ferrítico A33 grado P22, con un diámetro interior/exterior de 50/70 mm, ya que el esfuerzo máximo que se produce en el material es inferior al máximo permitido, teniendo un factor de seguridad de 1.61, según el código ANSI/ASME B31.1 edición 1983 (Zarza, 2003). Por otra parte, Almanza *et al.* (2002), a partir de un estudio experimental, observaron deflexiones máximas de 4.5 cm en el tubo absorbedor SAE 1020 con diámetro nominal de 2.54 cm, con flujo estratificado durante el estado transitorio. Los gradientes de temperatura máximos que observaron fueron del orden de los 38 K. Sin embargo, las deformaciones, aunque fueron grandes, no fueron permanentes, ya que el tubo absorbedor regresó a su posición original.

Para poder analizar gradientes térmicos perimetrales se requiere considerar una concentración solar perimetral no uniforme en la pared externa del tubo absorbedor, sin embargo en este trabajo esta condición no se incluye y por ello no se determinan gradientes térmicos perimetrales críticos.

2.2. EL CAPTADOR CAPSOL

Los CCPs utilizados en el sistema DISS son demasiados robustos, llegando a tener filas de CCPs con una longitud de 500 m y 5.76 m de apertura del espejo reflector cilindro parabólico, lo que los hace demasiado robustos (y costosos). Debido a esto, su aplicación se limita a los sistemas de alta potencia, tales como la generación de vapor para generación de energía eléctrica. Sin embargo, para la mayoría de aplicaciones de calor de proceso industrial se requiere vapor a temperaturas mucho menores que para la generación de energía eléctrica. Es por ello que la GDV en un campo solar con CCPs de tamaño pequeño resulta más factible para aplicaciones de IPH, debido al rango de temperatura media de vapor que es capaz de proporcionar y además de que se reduce el espacio de tierra necesario para su instalación en la industria e inclusive su ligereza le permite colocarse en los techos de las industrias.

Uno de los captadores de tamaño pequeño disponibles en el mercado es el Capsol, y este presenta un gran potencial para ser aplicado a la GDV para aplicaciones IPH. En la Tabla 2.1 se presentan las características más importantes del captador Capsol (ver también Tabla 1.2). Dicho captador ha sido evaluado en la PSA con resultados bastante aceptables, y el cual tiene bajo costo (Fernández-García, 2011)

Tabla 2.1 Características del captador Capsol. (Lobón y Valenzuela, 2013)

Parámetro	Valor
Apertura (m)	1.0
Longitud (m)	2.0
Diámetro externo del absorbedor (mm)	18
Diámetro interno del absorbedor (mm)	15
Rugosidad absoluta del tubo (m)	$50 \cdot 10^{-6}$
Modificador de ángulo de incidencia (-)	$K(\theta) = 1 - 1.63 \cdot 10^{-3} \cdot \theta - 4.64 \cdot 10^{-5} \cdot \theta^2$
Eficiencia global (-)	$\eta_{global} = 0.63 + 4 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta T - 14 \cdot 10^{-6} \cdot \Delta T^2$

Donde el modificador de ángulo de incidencia está en $^{\circ}$ y el ΔT se considera en K (ΔT es indistinto que sea en $^{\circ}\text{C}$ o K). Las correlaciones del modificador por ángulo de incidencia y la eficiencia global son válidas para un amplio rango de temperaturas (desde la temperatura ambiente hasta 235°C), de flujos máxicos (hasta 0.075 kg/s) y de presiones de operación (de 0.1 hasta 3 MPa).



Figura 2.3 Captador Capsol (Fernández-García *et al.*, 2011).

2.3. CAÍDAS DE PRESIÓN PARA FLUJOS BIFÁSICOS

La mayoría de los trabajos publicados que modelan caídas de presión en tuberías consideran diversas correlaciones empíricas o semiempíricas y no resuelven las ecuaciones completas para el modelado del flujo bifásico como se hará en el presente trabajo. Sin embargo, en esta sección se describe la correlación de Friedel como un marco de referencia del trabajo a desarrollar.

Una manera de calcular las caídas de presión del flujo bifásico es calcular las caídas de presión como flujo monofásico (todo líquido) mediante la ecuación de Fanning y después utilizar un factor de corrección. La ecuación de Fanning es la siguiente (Collier y Thome, 1994; Hernández-Lobón, 2014):

$$\tilde{\tau}_l = -\frac{2F_f \rho_l v_l^2}{D} \Delta z \quad (2.6)$$

donde $\tilde{\tau}_l$ es la fricción considerando una sola fase (líquida), el subíndice l indica fase líquida. Así ρ_l es la densidad, v_l es la velocidad, D es el diámetro de la tubería, y F_f es el factor de fricción de Fanning, el cual se determina por la ecuación de Chen (la cual es una de las mejores ecuaciones para reproducir el diagrama de Moody):

$$\frac{1}{F_f} = \begin{cases} \frac{Re}{16} & \text{si } Re \leq 2300 \\ \left(-4 \log\left(0.2698\varepsilon - \frac{A}{Re}\right)\right)^2 & \text{si } Re > 2300 \end{cases} \quad (2.7)$$

Donde ε es la rugosidad relativa de la tubería y A es un factor que se determina como sigue:

$$A = 5.0452 \cdot \log\left((0.353894\varepsilon)^{1.1098} + \frac{5.8506}{Re^{0.8981}}\right) \quad (2.8)$$

Por tanto, la caída de presión bifásica se obtiene utilizando la siguiente expresión:

$$\tilde{\tau}_f|_{tp} = \phi^2 \tilde{\tau}_f \quad (2.9)$$

Donde para el cálculo del factor de corrección bifásica, ϕ^2 , existen diferentes correlaciones propuestas por diferentes autores, por ejemplo Awad, Bandel, Baroczy, Beattie, Chisholm, Fitzsimmons, Friedel, Homogéneo, Lockhart-Martinelli, Martinelli-Nelson, Thom, entre otras.

2.3.1. Correlación de Friedel

Cuando un fluido se evapora al fluir dentro de una tubería, las caídas de presión se incrementan. La determinación de dichas caídas no es tan sencilla como lo es para el flujo monofásico. Diversos autores que han contribuido en el modelado del flujo bifásico para CCPs, han hecho un estudio detallado de diversas correlaciones de las caídas de presión, para determinar cuál de ellas se apega más a su modelo, comparándola con datos experimentales del sistema DISS. Por ejemplo, Eck *et al.* (2003); Pye *et al.* (2006); y Hernández-Lobón (2014). Los primeros utilizaron la correlación de Friedel obteniendo buenos resultados. Los segundos también tuvieron buena aproximación con una sobreestimación del 5 %. Por otra parte, el último aplicó un modelo de flujo homogéneo (para una mezcla de agua/vapor como fluido de trabajo) y empleó varias correlaciones para el cálculo de las caídas de presión, comparándolas entre ellas y concluyó que la correlación que permite calcular resultados más apegados a los datos experimentales es la correlación de Friedel, seguida de la correlación de Fitzsimmons (para presiones de trabajo de 3, 6 y 10 MPa). En la figura 2.4 se muestran los resultados de Hernández-Lobón que corresponden al caso de 10 MPa, que es el que peor

compara con los datos experimentales del sistema DISS (11 % de desviación aproximadamente).

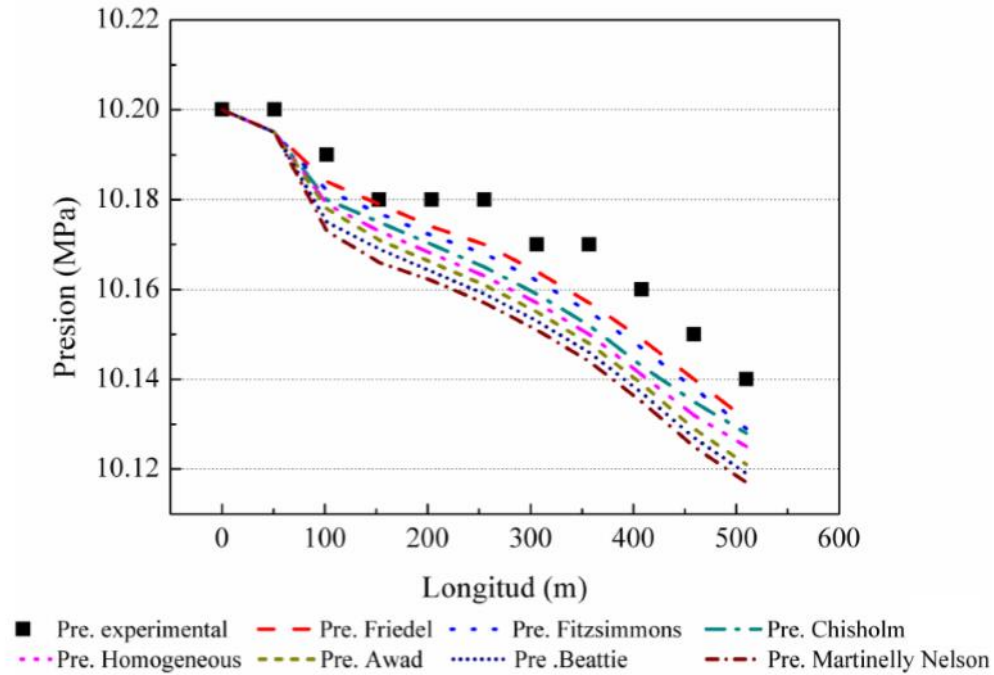


Figura 2.4 Comparaciones entre datos experimentales del sistema DISS y diferentes correlaciones de caídas de presión empleadas por Hernández-Lobón (2014).

La correlación de Friedel es la siguiente (Hernández-Lobón, 2014; Collier y Thome, 1994):

$$\phi^2 = A_1 + \frac{3.24A_2A_3}{Fr^{0.045}We^{0.035}} \quad (2.10)$$

donde

$$A_1 = (1 - x)^2 + x^2 \left(\frac{\rho_f F_{fg}}{\rho_g F_{fl}} \right) \quad (2.10a)$$

$$A_2 = x^{0.78} (1 - x)^{0.224} \quad (2.10b)$$

$$A_3 = \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{0.91} \left(\frac{\mu_g}{\mu_f} \right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_f} \right)^{0.7} \quad (2.10c)$$

$$Fr = \frac{G^2}{gD\rho_f^2} \quad (2.10d)$$

$$We = \frac{G^2}{\rho_f\sigma} \quad (2.10e)$$

siendo F_{fl} y F_{fg} los factores de fricción de Fanning considerando que toda la mezcla es líquido o vapor, respectivamente. El subíndice g indica fase gaseosa (vapor). La variable μ indica la viscosidad dinámica, mientras que σ indica la tensión superficial. Fr y We son el número de Froude y Weber, respectivamente. Fr se puede considerar como la razón de la fuerza inercial a la fuerza gravitacional. Por otro lado, We indica la razón de la fuerza inercial a la fuerza de tensión superficial.

A pesar de que la correlación de Friedel muestra buena concordancia con datos experimentales del sistema DISS, se debe considerar que dicho sistema funciona bajo ciertas condiciones de operación específicas (alta potencia), y no sería adecuado pensar que para sistemas de baja potencia (aplicaciones de IPH) será válida, al menos que ya se haya validado experimentalmente para dichas condiciones. La correlación de Friedel se recomienda usarla cuando se cumple $\mu_l/\mu_g < 1000$ y $G < 2000 \text{ kg/s}$ (Whalley, 1980).

2.4. PATRONES DE FLUJO BIFÁSICO

Cuando un líquido se evapora dentro de un canal calentado, el líquido y el vapor generado toman una variedad de configuraciones conocidas como patrones o regímenes de flujo. Un patrón de flujo particular depende de las condiciones de presión, velocidad del flujo, flujo de calor y geometría del canal. Algunos autores consideran que el estudio de los patrones de flujo es un enfoque sofisticado para el modelado de flujo bifásico ya que las dos fases están arregladas en cierta configuración o geometría. Las ecuaciones básicas se resuelven dentro del marco de cada una de estas representaciones idealizadas. Para aplicar estos modelos es necesario conocer cuándo cada uno debe ser usado y ser capaz para predecir la transición de un patrón a otro (Collier y Thome, 1994). Además, las condiciones de cerradura que se basan

en los patrones de flujo pueden ser empleados para describir la transferencia de masa, momentum y energía en las interfaces líquido/gas (Levy, 1999).

En la literatura se encuentran diversos patrones de flujos para una mezcla bifásica, ya que el flujo bifásico es muy común en la industria, la ingeniería nuclear, la refrigeración así como también en la geotermia y en los pozos petroleros. Para el estudio del flujo bifásico se han valido de diversas herramientas como los mapas de patrones de flujo y correlaciones empíricas. Los mapas de patrones de flujo más comunes son de mezclas agua/aire, agua/vapor y agua/aceite; y existen tanto para tuberías horizontales, verticales e inclinadas; con o sin calentamiento. Pero debido a que hay diversos parámetros que actúan en la configuración del patrón de flujo, no es una tarea sencilla obtener un mapa de patrón de flujo. Por otra parte, lo que muchos investigadores hacen es utilizar un mapa o varios mapas de patrones de flujo que fueron obtenidos bajo ciertas condiciones de operación específicas, y adaptarlas a sus condiciones de operación, pero esto nos lleva a tener una cierta incertidumbre de su validez. Algo similar ocurre con las correlaciones, ya que muchas correlaciones de flujos bifásicos se han obtenidos de refrigerantes u otras mezclas bifásicas, principalmente para las caídas de presión y el coeficiente de transferencia de calor por convección; y se debe de ser muy cuidadoso al aplicarlo a cierto problema en particular.

Los coeficientes de transferencia de calor y las caídas de presión dependen mucho del patrón de flujo que se presenta, por tal motivo la predicción de los patrones de flujo es importante para los problemas que involucran transferencia de calor.

Los patrones de flujo se pueden clasificar en tres clases de acuerdo a la geometría de su interfase, por ejemplo, flujos separados, flujos transicionales y flujos dispersos (Ishii, 1975), así de acuerdo a su clasificación, para tuberías horizontales, se tiene lo siguiente (Ishii, 1975; Collier y Thome, 1994; Levy, 1999; Benítez, 2004; Pålsson *et al.*, 2006; Aguilar-Gastelum, 2013):

2.4.1. Flujos dispersos

En este tipo de patrones de flujo, se tiene una fase continua y la otra fase se encuentra dispersa en la primera.

Flujo burbuja: Pequeñas burbujas de gas dispersas en la fase líquida, fluyendo en la mitad superior de la tubería debido a las fuerzas de flotación; a altas velocidades, las burbujas tienden a estar más dispersas. Las burbujas son por lo general esféricas y de diferentes tamaños, pero sus diámetros son varias veces menor que el diámetro de la tubería.

Flujo gotas: La fase gaseosa ocupa la mayoría del área de la sección transversal de la tubería y el líquido aparece en la forma de pequeñas gotas dispersas en la fase gaseosa, esta última se vuelve la fase continua.

2.4.2. Flujos separados

En los flujos separados se puede observar claramente que ambas fases se encuentran segregadas.

Flujo de película: Una de las fases se presenta como una pequeña película, mientras que la otra fase ocupa una mayor área transversal de flujo.

Flujo estratificado: Se presenta cuando las velocidades de ambas fases son bajas, que por efecto de la gravedad y la densidad, la fase líquida fluye en la parte inferior de la tubería.

Flujo estratificado ondulado: Es una variación del flujo estratificado y toma lugar cuando la velocidad de la fase gaseosa se incrementa, lo anterior ocasiona que se formen ondas en la interfase líquido/gas que viajan en la dirección del flujo (pero las ondas no tocan la parte superior de la tubería). La amplitud de la onda depende de la velocidad relativa del flujo y también de las propiedades del fluido como la densidad y la tensión superficial.

Flujo anular: La fase líquida forma una película o anillo alrededor de todo el perímetro de la tubería, mientras que la fase gaseosa fluye por el centro del anillo de líquido. Este patrón de flujo se origina cuando la velocidad de la fase gaseosa está muy por encima de la velocidad de

la fase líquida, lo que ocasiona que la fase gaseosa empuje a la fase líquida hacia las paredes de la tubería, siendo la película de líquido más grande en la parte inferior de la tubería que en la parte superior. Es común encontrar pequeñas gotas de líquido dispersas en la fase gaseosa y además que se presenten ciertas ondulaciones en la interfase.

Flujo dryout: Es similar al flujo anular, sólo que este se presenta por lo general después de él, cuando las fracciones de vapor son muy grandes, y la capa de líquido de la parte superior (que era más delgada) se seca por completo.

2.4.3. Flujos transicionales

Los cambios de la estructura en la interfase ocurren gradualmente, y en las transiciones de estos cambios se presentan los flujos transicionales, y se caracteriza por presentar ambas clases de flujos; dispersos y separados. Las transiciones frecuentemente ocurren para las mezclas líquido-vapor como un cambio de fase progresivo a lo largo de la tubería.

Flujo plug: Las burbujas elongadas de la fase gaseosa tiende a viajar en la mitad superior de la tubería (cerca del techo) ocasionando que la fase líquida presente secciones separadas. El diámetro de la burbuja es inferior que el de la tubería. A este patrón de flujo también se le conoce como flujo de burbujas elongadas.

Flujo slug: Al aumentar la velocidad de la fase gaseosa, el diámetro de las burbujas elongadas se aproxima al diámetro de la tubería. Tapones de líquido separados por burbujas elongadas pueden ser descritos como ondas de larga amplitud. Los tapones pueden causar mucha dificultad debido a los pulsos de presión repentinos y vibraciones de la tubería. En la realidad es muy difícil distinguir entre el flujo plug y el slug.

Flujo anular burbuja: Este flujo es una variación del flujo anular, en el que la película de líquido presenta pequeñas burbujas de gas dispersas en ella.

Flujo anular gotas: Este es otra variación del flujo anular (es el caso contrario del flujo anular burbuja), en este caso pequeñas gotas de líquido se presentan dispersas en la fase gaseosa.

Flujo anular gotas burbujas: Nuevamente este flujo es una variante del flujo anular, la cual es una combinación del flujo anular burbuja y el flujo anular gotas, es decir, se tiene una película circunferencial de líquido con burbujas de gas dispersas alrededor de un núcleo de gas con gotas de líquido disperso.

En la figura 2.5 (que se complementa con la Figura 2.6) se puede observar cómo el proceso de calentamiento de un tubo ocasiona diferentes patrones de flujo cuando el fluido circula por su interior.

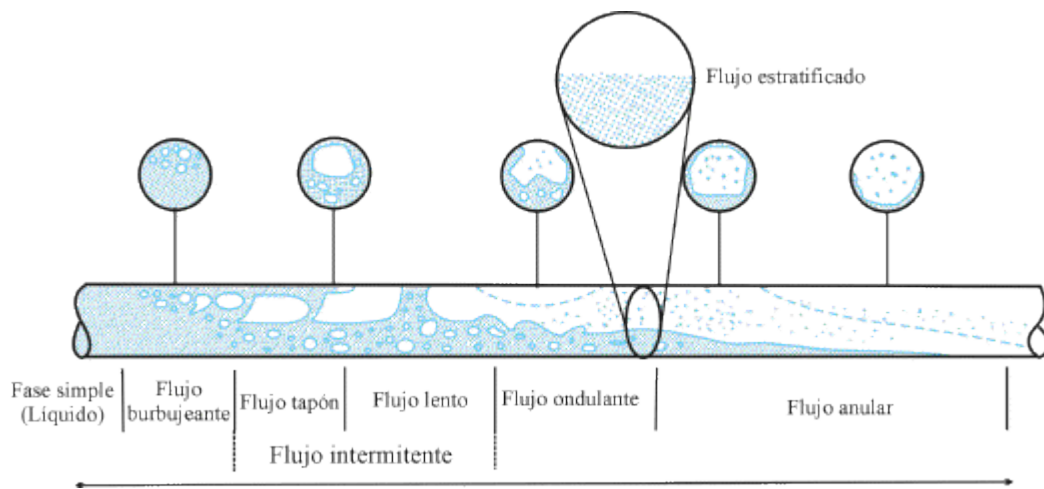


Figura 2.5 Patrones de flujo en una tubería con calentamiento (Collier y Thome, 1994)

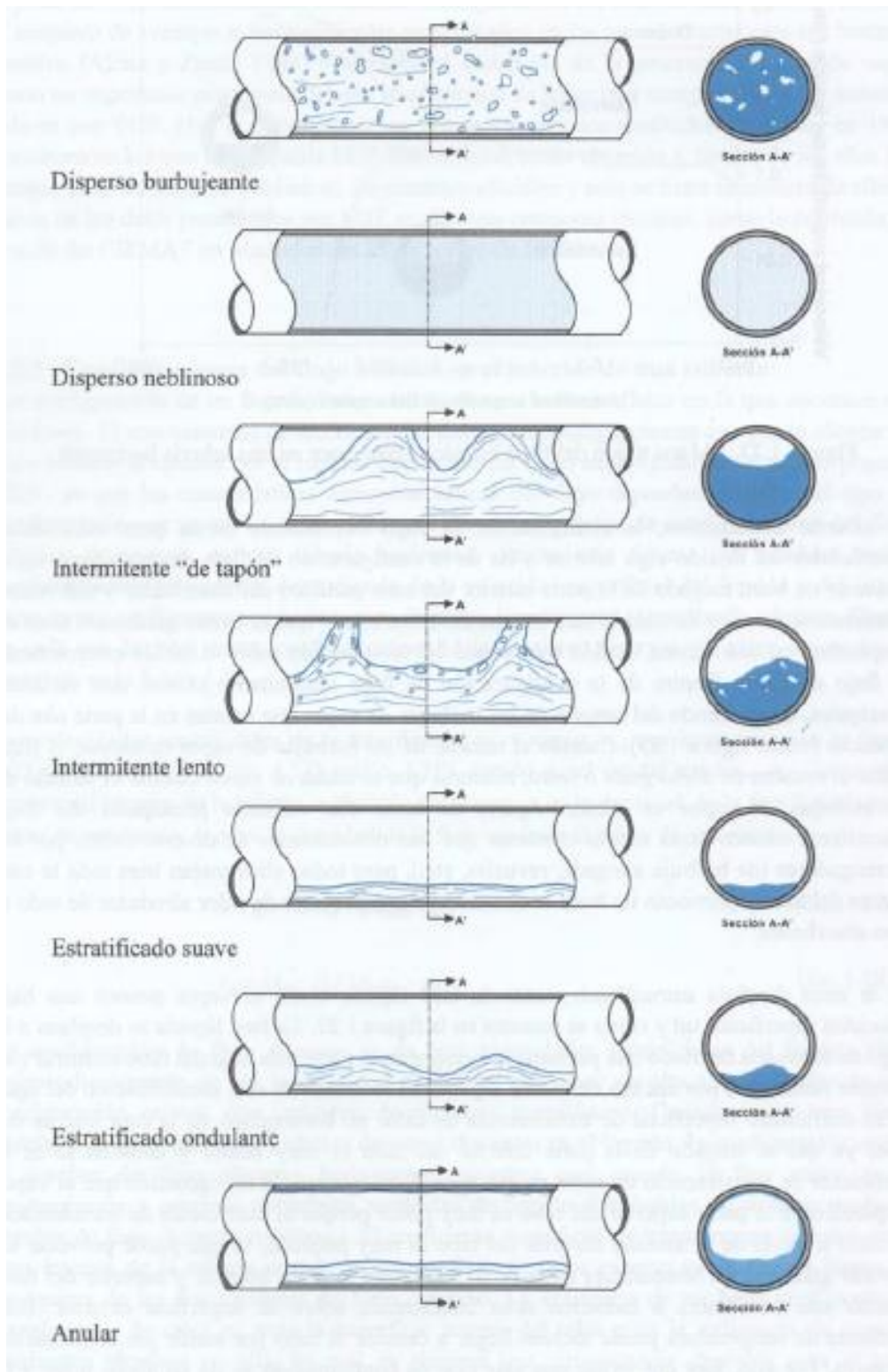


Figura 2.6 Patrones de flujo (Zarza, 2003).

2.5. DEFINICIONES DE PARÁMETROS DEL FLUJO BIFÁSICO

Antes de comenzar el estudio del flujo bifásico unidimensional, es importante aclarar ciertas definiciones de los parámetros a utilizar en esta tesis, con la finalidad de homogenizar el lenguaje empleado en el flujo bifásico y que en diversos textos a estos parámetros los llaman de una manera diferente, sin embargo la definición física y relaciones matemáticas es la misma.

2.5.1. Calidad

La calidad (x) se define como la razón del flujo másico de la fase vapor (W_g) respecto al flujo másico de la mezcla ($W = W_g + W_l$), es decir:

$$x = \frac{W_g}{W} = \frac{W_g}{W_g + W_l} \quad (2.11)$$

2.5.2. Fracción de vacío

La fracción de vacío de la fase vapor (α_g) también conocida sólo como fracción de vacío, se refiere a la fracción de la fase gaseosa promediado en el área, y representa la razón del área ocupada por la fase gaseosa (A_g) respecto al área transversal total del tubo o canal (A).

$$\alpha_g = \frac{A_g}{A} \quad (2.12)$$

Análogamente para la fracción de vacío de la fase líquida (α_l), se tiene:

$$\alpha_l = \frac{A_l}{A} \quad (2.13)$$

A partir de las dos ecuaciones anteriores se tiene lo siguiente:

$$\alpha_g + \alpha_l = 1 \quad (2.14)$$

2.5.3. Flux de masa

El flux de masa (G) es simplemente es el flujo másico dividido por unidad de área por la que fluye, es decir:

$$G = \frac{W}{A} \quad (2.15)$$

También se puede escribir como el producto de la densidad por la velocidad, de esta manera se tiene:

$$G = \rho v \quad (2.16)$$

El flux de masa para la fase gaseosa (G_g) y la fase líquida (G_l) se pueden obtener relacionando el flux de masa total y la calidad como sigue:

$$G_g = Gx \quad ; \quad G_l = G(1 - x) \quad (2.17)$$

2.5.4. Flujo volumétrico

El flujo volumétrico (Q) o caudal, es la razón de volumen (V) por unidad de tiempo, esto es:

$$Q = \frac{V}{\Delta t} \quad (2.18)$$

2.5.5. Velocidades de las fases

Debido a la naturaleza del flujo bifásico, la velocidad de la fase gaseosa (v_g) y la velocidad de la fase líquida (v_l), son diferentes. Estas pueden calcularse a partir de diferentes expresiones.

Usando el flujo másico

$$v_g = \frac{W_g}{\rho_g A_g} \quad ; \quad v_l = \frac{W_l}{\rho_l A_l} \quad (2.19)$$

Usando el flux de masa

$$v_g = \frac{Gx}{\rho_g \alpha_g} \quad ; \quad v_l = \frac{G(1-x)}{\rho_l(1-\alpha_g)} \quad (2.20)$$

Usando el flujo volumétrico

$$v_g = \frac{Q_g}{A_g} \quad ; \quad v_l = \frac{Q_l}{A_l} \quad (2.21)$$

2.5.6. Velocidad interfacial

La velocidad interfacial (j), también llamado flux volumétrico, es el flujo volumétrico dividido por el área de flujo, así que su valor se determina mediante la siguiente expresión:

$$j = \frac{Q}{A} \quad (2.22)$$

En base a lo anterior, las velocidades interfaciales para cada fase se determinan por:

$$j_g = \frac{Q_g}{A} \quad ; \quad j_l = \frac{Q_l}{A} \quad (2.23)$$

También puede obtenerse utilizando diferentes expresiones.

Usando el flux de masa

$$j_g = \frac{Gx}{\rho_g} \quad ; \quad j_l = \frac{G(1-x)}{\rho_l} \quad (2.24)$$

Usando la velocidad de la fase

$$j_g = v_g \alpha_g \quad ; \quad j_l = v_l (1 - \alpha_g) \quad (2.25)$$

2.5.7. Densidad de la mezcla

La densidad de la mezcla (ρ_m) se determina mediante la siguiente expresión:

$$\rho_m = (1 - \alpha_g) \rho_l + \alpha_g \rho_g \quad (2.26)$$

2.6. DETERMINACIÓN DEL FLUJO ESTRATIFICADO

Como ya se ha mencionado anteriormente, el flujo estratificado es un patrón de flujo que propicia sobrecalentamiento del tubo absorbedor, en la zona del tubo en contacto con la fase vapor, principalmente cuando la radiación solar concentrada incide en uno de los lados del tubo absorbedor, trayendo diversas consecuencias. Es por ello que este patrón de flujo se considera indeseable. Algunos autores afirman que la inclinación del CCP reduce el patrón de flujo estratificado y proponen que un valor de 8° es muy aceptable para disminuir en menor medida este patrón de flujo y propiciar el patrón de flujo anular. Este último es un patrón de flujo deseado porque el anillo líquido adyacente a la superficie interior de la pared del tubo absorbedor impide (o retrasa) el sobrecalentamiento del mismo.

Para que el flujo estratificado se presente con el modelo a dos fluidos se debe cumplir la siguiente condición (Ransom *et al.*, 2001):

$$|v_g - v_l| < V_{crit} \quad (2.27)$$

donde V_{crit} es la velocidad del vapor por encima de la cual las ondas de la interfase horizontal comienzan a crecer (inestabilidad de Helmholtz), se determina mediante la siguiente ecuación:

$$V_{crit} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{(\rho_l - \rho_g)g\alpha_g A}{\rho_g D \sin \theta}} \cdot (1 - \cos \theta) \quad (2.28)$$

siendo D el diámetro de la tubería y θ el ángulo que el nivel del líquido forma con respecto a la vertical (ver Figura 2.7).

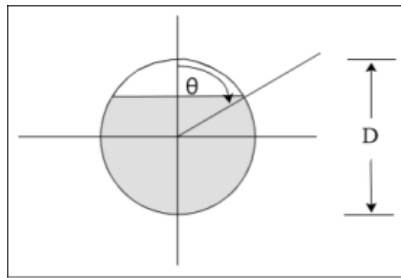


Figura 2.7 Esquema del flujo estratificado en una tubería (tomado de RELAP5-Vol.4).

La condición anterior es una modificación al criterio de Taitel y Dukler (1976) el cual es más apropiado para el modelo homogéneo asumiendo que la fase líquida se encuentra estancada. El criterio de Taitel y Dukler (1976) establece:

$$|v_g| < V_{crit} \quad (2.29)$$

2.7. MODELOS MATEMÁTICOS PARA EL ESTUDIO DEL FLUJO BIFÁSICO

Los métodos usados para analizar un flujo bifásico son extensiones de aquellos ya bien tratados para flujos monofásicos. El procedimiento invariablemente es escribir bajo las ecuaciones básicas que gobiernan la conservación de masa, momentum y energía, en ocasiones en una forma unidimensional para buscar resolver estas ecuaciones mediante el uso

de varias suposiciones simplificadoras (Collier y Thome, 1994).

Los principales tipos de simplificaciones que han sido hechas son:

(a) *El modelo de flujo homogéneo*. También conocido como modelo de factor fricción o de flujo niebla. Este es el enfoque más simple al problema, el flujo bifásico se asume ser un flujo monofásico teniendo pseudo-propiedades mediante un adecuado promediado de las propiedades de las fases individuales. Las premisas sobre las cuales este modelo se basa son las siguientes: las dos fases tienen la misma velocidad y además se presentan condiciones de equilibrio termodinámico entre las fases. Aunque este modelo solo es válido para patrones de flujo como burbuja y anular wispy a presiones y velocidades lineales altas.

(b) *Modelo Drift-Flux o de flujos separados*. Este modelo es esencialmente un modelo a flujos separados en el cual la atención es enfocada al movimiento relativo más que al movimiento individual de ambas fases. Las dos fases, por lo tanto, se asumen tener la misma presión y temperatura en cualquier sección transversal del tubo. El movimiento relativo es determinado mediante algunos parámetros importantes como fuerzas de flotación y fuerzas de arrastre, y es independiente de la razón de flujo de cada fase.

(c) *Modelo a dos fluidos*. En este enfoque las dos fases del flujo se consideran que están artificialmente segregados en dos corrientes de flujo (por ejemplo, una de líquido y otra de vapor) y además se permite la posibilidad de no equilibrio termodinámico entre las dos fases. Dos conjuntos de ecuaciones básicas ahora pueden ser escritas, una para cada fase. Alternativamente, las ecuaciones pueden ser combinadas. Este es el modelo más completo para estudios de flujo bifásicos ya que además considera los esfuerzos interfaciales y en la intercara pared-fluido.

Más detalles del modelo homogéneo y del modelo a dos fluidos se dan en el Capítulo 3 de este trabajo.

2.8. PRINCIPALES SIMULADORES DE FLUJO BIFÁSICO

Debido a que el estudio del flujo bifásico no ha sido sencillo, la ingeniería se ha valido de herramientas tales como los simuladores de flujo bifásico. Los simuladores de flujo bifásico han sido muy usados en la ingeniería nuclear, geotérmica, petrolera, mecánica, etc.

A continuación, se hace una breve descripción de dos simuladores que diversos investigadores han empleado para sus estudios del flujo bifásico agua/vapor.

2.8.1. Simulador RELAP5/MOD3.3

RELAP es un código comercial robusto empleado principalmente en centrales nucleares para la simulación del flujo bifásico en los reactores nucleares, así como también para simular fallas en la planta.

La serie de los códigos de RELAP comenzó con RELAPSE (*Reactor Leak And Power Safety Excursion*), el cual fue lanzado en 1966. Las subsecuentes versiones de este código son RELAP2, RELAP3 y RELAP4, en los cuales el nombre original se recortó a RELAP (*Reactor Excursion and Leak Analysis Program*). Todos estos códigos se basaban en el HEM (*Modelo de Equilibrio Homogéneo, por sus siglas en inglés*) del proceso de flujo bifásico. En 1976, el desarrollo de un modelo no homogéneo con no equilibrio fue emprendido para RELAP4. Todo el código se volvió a escribir para optimizarlo, el resultado de este esfuerzo fue el proyecto RELAP5, aunque mantiene la arquitectura de los códigos previos.

El modelo hidrodinámico de RELAP5 (de aquí en adelante sólo RELAP) es un modelo a dos fluidos, unidimensional y transitorio para flujo de una mezcla bifásica agua/vapor que pudiera contener componentes no condensables en la fase vapor y/o un componente soluble en la fase líquida. Las ecuaciones de movimiento que son usadas como las bases para el modelo hidrodinámico se formulan en términos de parámetros promediados en tiempo y volumen. El fenómeno que depende de gradientes transversales, tal como la fricción y la transferencia de calor, se formulan en términos de las propiedades de bulk, propiedades usando formulaciones de coeficientes de transferencia empíricos. El modelo del sistema se resuelve numéricamente usando una técnica de diferencias finitas semi-implícita (Ransom *et al*, 2001).

2.8.2. Simulador STAR-CCM+

STAR-CCM+ es un código comercial de dinámica de fluido computacional capaz de hacer frente a los problemas multifísicos y de geometrías complejas (<http://www.cd-adapco.com/>). Una particularidad de STAR-CCM+ es su generación de mallas (geometrías complejas y mallas no uniformes), lo cual optimiza tiempo y esfuerzo del usuario. Algunos autores, tales como Hernández-Lobón *et al.*, 2014a; y Hernández-Lobón *et al.*, 2014b, mencionan que STAR-CCM+ utiliza un modelo de flujo bifásico localmente homogéneo (como ya se ha dicho en la discusión de literatura), y ellos emplearon dicho software para simular la GDV con CCP. Para el cálculo del flux de calor de ebullición en la pared emplea la correlación de Rohsenow.

CAPÍTULO 3.

MODELOS FÍSICO Y MATEMÁTICOS

En este capítulo se describe el modelo físico bajo estudio, así como también las principales consideraciones hechas. Además se exponen los modelos homogéneo y a dos fluidos, que son los modelos utilizados para el presente estudio. Por último, se incluye una comparación de los resultados numéricos con datos experimentales del sistema DISS.

3.1. MODELO FÍSICO

El sistema bajo estudio se muestra en la figura 3.1. Consiste en un campo solar de GDV con CCP acoplado a un proceso industrial. El campo solar está compuesto de un lazo de 38 colectores tipo Capsol (con las características que se mostraron en la Tabla 2.1), con longitud total de 76 m (no considerando las longitudes de unión entre colectores).

El funcionamiento del sistema bajo estudio es el siguiente: agua subenfriada entra al campo solar mediante una bomba que la hace circular por todo el lazo. Al circular el agua dentro del lazo colector recibe energía en forma de calor la cual ocasiona que se incremente su temperatura alcanzando la temperatura de saturación. Finalmente, el vapor saturado o sobrecalentado que se obtiene a la salida, puede adecuarse o aplicarse directamente a un proceso industrial.

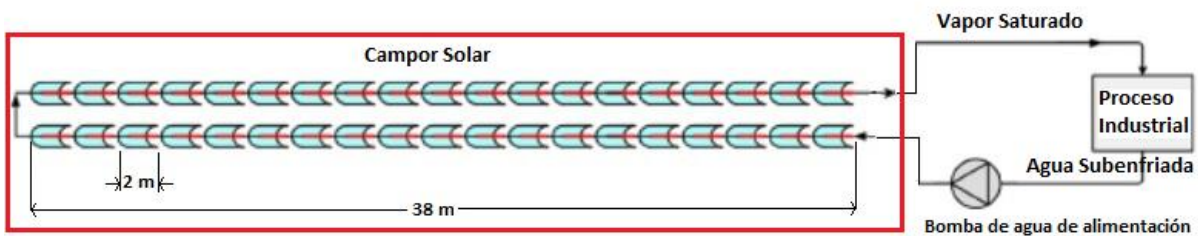


Figura 3.1 Sistema físico bajo estudio (Adaptado de Lobón y Valenzuela, 2013).

Se hicieron algunas adecuaciones para facilitar su estudio, una de ellas fue considerar el lazo colector como una sola fila de 76 m de longitud, de esta manera no se considera la vuelta de 180° a la mitad del lazo (la Figura 3.2 muestra esta simplificación).

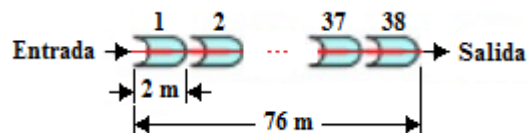


Figura 3.2 Sistema físico simplificado.

El sistema se analizó con presiones de entrada de 1 MPa a 2.5 MPa, temperatura de entrada de 353 K a 413 K, flujo másico de alimentación de 0.01 kg/s hasta 0.025 kg/s, y radiación solar de 450 W/m² hasta 900 W/m².

3.2. MODELOS MATEMÁTICOS

Los modelos matemáticos que gobiernan el comportamiento termohidráulico del flujo bifásico agua/vapor están fundamentados en las ecuaciones de conservación de masa, momentum y energía para un fluido newtoniano. En este estudio se aplican dos modelos de flujo bifásico: el modelo homogéneo y el modelo a dos fluidos. Para ambos modelos se considera flujo unidimensional en estado transitorio y flujo de calor radial distribuido de forma homogénea alrededor del tubo.

3.2.1. Modelo Homogéneo

Este es el enfoque más simple al problema, el flujo bifásico se asume por ser un flujo monofásico teniendo pseudo-propiedades mediante un adecuado promediado a partir de las propiedades de las fases individuales. Las premisas sobre las cuales este modelo se basa son que las dos fases tienen la misma velocidad y además se presentan condiciones de equilibrio termodinámico entre ellas.

3.2.1.1. Ecuación de Conservación de Masa

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_m v_m) = 0 \quad (3.1)$$

donde ρ_m es la densidad de la mezcla agua/vapor, v_m la velocidad promedio del flujo, t es la coordenada temporal y z es la coordenada espacial paralela al flujo.

3.2.1.2. Ecuación de Conservación de Momentum

$$\rho_m \frac{\partial v_m}{\partial t} + \rho_m v_m \frac{\partial v_m}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial z} - \frac{1}{A} \frac{\partial F_k}{\partial z} - \rho_m g \sin \beta \quad (3.2)$$

donde β es el ángulo de inclinación de la tubería respecto a la horizontal, P es la presión, F_k es la fuerza de fricción y g es la aceleración de la gravedad.

El primer término del lado izquierdo de la Ec. (3.2) es la aceleración temporal mientras que el segundo término es la aceleración convectiva. Por otra parte, los tres términos del lado derecho de la Ec. (3.2) representan las fuerzas debido a la presión, la fricción y la gravedad, respectivamente.

3.2.1.3. Ecuación de Conservación de Energía

$$\begin{aligned} \rho_m \frac{\partial}{\partial t} \left(U + \frac{v_m^2}{2} - g \sin \alpha \right) + \rho_m v_m \frac{\partial}{\partial z} \left(U + \frac{v_m^2}{2} - g \sin \alpha \right) \\ = -\frac{\partial}{\partial z} (v_m^2 P) + \frac{q_w}{A} \frac{\partial A_w}{\partial z} \end{aligned} \quad (3.3)$$

donde U es la energía interna específica, q_w es el flux de calor y A_w es el área de la pared para la transferencia de calor.

Los términos del lado izquierdo de la Ec. (3.3) representan la rapidez de cambio de la energía interna, siendo el primero la variación temporal y el segundo la variación convectiva. Con respecto al lado derecho, el primer término representa la conversión de la energía mecánica a energía térmica debido a la presión, y el último es el término fuente.

3.2.1.4. Ecuaciones de cerradura

La correlación empleada para el cálculo del factor de fricción de Fanning, para flujo turbulento en tuberías lisas se basa en la ecuación de Karman-Nikuradse. Por otra parte, las correlaciones utilizadas para la transferencia de calor se eligen en base al modo de transferencia de calor que se presente. Los modos de transferencia de calor que podrían ocurrir en el modelo homogéneo y a dos fluidos se comentan más adelante.

3.2.2. Modelo a Dos Fluidos

El modelo matemático más completo que gobierna el comportamiento del flujo bifásico agua/vapor es el modelo a dos fluidos, el cual establece las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía en estado transitorio para cada fase; promediadas en espacio y tiempo. El modelo incluye también las ecuaciones de conservación en la interfase líquido-vapor. Se consideran los esfuerzos interfaciales y los esfuerzos en la intercara pared-fluido. Las ecuaciones de conservación para cada fase k (g vapor, l líquido) son las que se presentan a continuación.

3.2.2.1. Ecuación de Conservación de Masa

$$\frac{\partial}{\partial t} [\alpha_k \rho_k] + \frac{1}{A} \frac{\partial}{\partial z} \cdot [\alpha_k \rho_k v_k A] = \Gamma_k \quad (3.4)$$

donde ρ_k denota la densidad, α_k la fracción volumétrica, A el área de flujo, v_k la velocidad, Γ_k la transferencia de masa en la interfase debido a la evaporación o condensación. La condición de continuidad requiere que el término de la generación de líquido debe ser el negativo del término de generación de vapor (cuando no se incluyen fuentes o sumideros de masa).

$$\Gamma_l = -\Gamma_g \quad (3.5)$$

El modelo de transferencia de masa interfacial asume que el total de la masa transferida incluye la masa transferida en la interfase líquido/vapor en el fluido (Γ_{ig}) y la transferencia de masa en la interfase fluido-pared (Γ_w), esto es:

$$\Gamma_g = \Gamma_{ig} + \Gamma_w \quad (3.6)$$

3.2.2.2. Ecuación de Conservación de Cantidad de Movimiento

$$\begin{aligned} \alpha_k \rho_k A \frac{\partial v_k}{\partial t} + \frac{1}{2} \alpha_k \rho_k A \frac{\partial v_k^2}{\partial z} = & -\alpha_k A \frac{\partial P}{\partial z} + \alpha_k \rho_k B_z A - (\alpha_k \rho_k A) F W_k (v_k) \\ & - \Gamma_k A (v_{kl} - v_k) \cdot (-1)^{k*} + (\alpha_k \rho_k A) F I_k (v_g - v_l) \cdot (-1)^{k*} \\ & + C \alpha_g \alpha_l \rho_m A \left[\frac{\partial (v_g - v_l)}{\partial t} + v_l \frac{\partial v_g}{\partial z} - v_g \frac{\partial v_l}{\partial z} \right] \cdot (-1)^{k*} \end{aligned} \quad (3.7)$$

donde el exponente k^* tiene el valor de 1 para $k = g$ y 2 para $k = l$.

Los términos del lado izquierdo de la Ec. (3.7) representan los términos temporales y convectivos, respectivamente. Los términos del lado derecho son, respectivamente, el gradiente de presión, las fuerzas de cuerpo, fricción en la pared, transferencia de momentum a causa de la transferencia de masa en la interfase, la fricción de arrastre en la interfase y las fuerzas debido a la masa virtual. Donde el término B_z representa la fuerza de cuerpo (gravedad), el término FW_k es parte del arrastre friccional en la intercara pared-fluido, el coeficiente FI_k denota la fricción de arrastre en la interfase (obtenida por el método del coeficiente de arrastre), C es el coeficiente de masa virtual ($C > 0.5$ para todos los patrones de flujo).

La conservación de momentum en la interfase requiere que los términos de fuerza asociados con el intercambio de masa y momentum en la interfase sumen cero.

$$\begin{aligned} \Gamma_g A v_{gI} - (\alpha_g \rho_g A) FI_g (v_g - v_l) - C \alpha_g \alpha_l \rho_m A \left[\frac{\partial (v_g - v_l)}{\partial t} \right] - \Gamma_g A v_{lI} \\ - (\alpha_l \rho_l A) FI_l (v_l - v_g) - C \alpha_l \alpha_g \rho_m A \left[\frac{\partial (v_l - v_g)}{\partial t} \right] = 0 \end{aligned} \quad (3.8)$$

Los términos de fuerza asociados con la aceleración de la masa virtual en la ecuación (3.8) suman cero. Además usualmente se asume que la transferencia de momentum debido a la fricción y debido a la aceleración de la masa virtual sumen cero, independientemente, esto es:

$$v_{gI} = v_{lI} = v_l \quad (3.9)$$

y

$$\alpha_g \rho_g FI_g = \alpha_l \rho_l FI_l = \alpha_g \alpha_l \rho_g \rho_l FI \quad (3.10)$$

donde FI es el coeficiente de arrastre en la interfase. Estas condiciones son suficientes para asegurar que la ecuación (3.8) se satisfaga.

3.2.2.3. Ecuación de Conservación de Energía

$$\begin{aligned}
\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_k \rho_k U_k) + \frac{1}{A} \frac{\partial}{\partial z}(\alpha_k \rho_k U_k v_k A) = \\
-P \frac{\partial \alpha_k}{\partial t} - \frac{P}{A} \frac{\partial}{\partial z}(\alpha_k v_k A) + Q_{wk} + Q_{ik} \\
-\Gamma_{ik} h_k^* \cdot (-1)^{k^*} + \Gamma_w h'_k \cdot (-1)^{k^*} + DISS_k
\end{aligned} \tag{3.11}$$

donde U_k es la energía interna específica, Q_{wk} y Q_{ik} los flujos de calor volumétricos en la intercara pared-fluido y en la interfase líquido-vapor, respectivamente; $DISS_k$ es el término de disipación de energía, h_k^* es la entalpía asociada con la transferencia de masa en la interfase, y h'_k es la entalpía de fase asociada con la transferencia de masa en la intercara pared-fluido.

Los términos de energía del lado izquierdo de la Ec. (3.11) representan los términos temporales y convectivos, respectivamente. El lado derecho corresponde, en orden de aparición, a los términos de presión, el flujo de calor en la pared, el flujo de calor en la interfase, la transferencia de energía debido al cambio de fase en la interfase, la transferencia de energía debido al cambio de fase cerca de la pared y el término de disipación.

La transferencia de calor total por unidad de volumen (Q) a través de la pared de la tubería hacia el fluido es igual a la suma de la transferencia de calor para cada fase, es decir:

$$Q = Q_{wg} + Q_{wl} \tag{3.12}$$

Las entalpías para cada fase (h_g^* y h_l^*) asociadas con la transferencia de masa en la interfase en la Ec. (3.11) son definidas de tal forma que las condiciones de salto de energía en la interfase vapor-líquido se satisfagan. En particular, h_g^* y h_l^* son sustituidas por h_g^s y h_l respectivamente para el caso de evaporación, y h_g y h_l^s para el caso de condensación. De igual forma ocurre para las entalpías de fase (h'_g y h'_l) asociadas con la transferencia de masa en la intercara fluido-pared (capa límite térmica).

3.2.2.4. Condiciones de cerradura

Para que las ecuaciones de conservación se satisfagan se deben cumplir con ciertas condiciones en la interfase, que prácticamente vienen siendo condiciones de equilibrio. Además de algunas relaciones constitutivas para cerrar el sistema, las cuales incluyen modelos para definir regímenes de flujo y modelos relacionados al régimen de flujo para el arrastre interfacial y cortante, el coeficiente de masa virtual, la fricción en la pared, la transferencia de calor en la pared, la transferencia de calor y masa en la interfase. Generalmente para la masa virtual, se usa una ecuación basada en la fracción de vacío. El hecho de analizar el flujo bifásico en función de los patrones de flujo que se presenten es la técnica más sofisticada para el análisis de flujo bifásico (Collier y Thome, 1994). A continuación se presentan las condiciones de cerradura más representativas del modelo a dos fluidos.

Generación de vapor

La generación de vapor consiste en dos partes, la generación de vapor que resulta del intercambio de energía en la interfase (Γ_{ig}) y la generación de vapor debido a los efectos de transferencia de calor en la pared (Γ_w). La ecuación de energía de mezcla que se origina al sumar la Ec. (3.11) para líquido y vapor, requiere que los términos de transferencia en la interfase sumen cero, es decir:

$$Q_{ig} + Q_{il} + \Gamma_{ig}(h_g^* - h_l^*) + \Gamma_w(h_g' - h_l') = 0 \quad (3.13)$$

donde Q_{ig} y Q_{il} son los términos de transferencia de calor en la interfase líquido/vapor. Para cada fase, dicho término es la suma algebraica de Q_{ik}^B (transferencia de calor interfacial en la mezcla de fluido) y Q_{ik}^W (transferencia de calor en la intercara pared-fluido ,capa límite térmica), cuyo valor se calcula en función del proceso de generación de vapor o condensación), es decir:

$$Q_{ik} = Q_{ik}^B + Q_{ik}^W \quad (3.14)$$

Los términos de transferencia de calor interfaciales y en la intercara muestran en la figura 3.3, para el caso de vapor subenfriado.

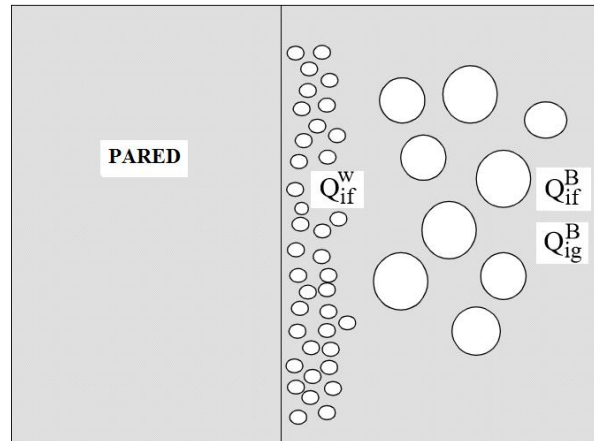


Figura 3.3 Transferencia de calor en la mezcla de fluido (interfacial) y en la pared para líquido subenfriado (Ransom *et al.*, 2001).

La transferencia de calor interfacial de bulto para la fase k está dada por:

$$Q_{ik}^B = H_{ik}(T^s - T_k) \quad (3.15)$$

siendo H_{ik} el coeficiente de transferencia de calor interfacial para la fase k por unidad de volumen, T^s la temperatura de saturación y T_k la temperatura de la fase k .

Sustituyendo la Ec. (3.15) en la Ec. (3.14) se tiene:

$$Q_{ik} = H_{ik}(T^s - T_k) + Q_{ik}^w \quad (3.16)$$

Se asume que la Ec. (3.13) se satisface requiriendo que los términos de intercambio de energía en la interfase líquido-vapor y los términos de intercambio de energía en la intercara fluido-pared sumen cero, independientemente cada uno, es decir:

$$H_{ig}(T^s - T_g) + H_{il}(T^s - T_l) + \Gamma_{ig}(h_g^* - h_l^*) = 0 \quad (3.17)$$

y

$$Q_{ig}^w + Q_{il}^w + \Gamma_w(h_g' - h_l') = 0 \quad (3.18)$$

Además, debido a que se asume que el vapor aparece en la saturación, $Q_{ig}^w = 0$ para procesos

de ebullición en la capa límite (cerca de la pared). La Ec. (3.18) puede ser usada para obtener la razón de vaporización en la interfase cerca de las paredes

$$\Gamma_w = \frac{-Q_{ig}^w}{h'_g - h'_l} \quad (3.19)$$

De la misma manera se asume que el líquido aparece en la saturación, por lo que $Q_{il}^w = 0$ para procesos de condensación cerca de la pared. La Ec. (3.18) puede ser utilizada para obtener la razón de condensación en la interfase cerca de las paredes.

$$\Gamma_w = \frac{-Q_{il}^w}{h'_g - h'_l} \quad (3.20)$$

Resolviendo las Ecs. (3.19) y (3.20) para Q_{ig}^w y Q_{il}^w , y sustituyendo estos términos en la Ec. (3.16) para cada fase, el término de transferencia de energía en la interfase para cada fase, Q_{ik} puede ser expresado en forma general como:

$$Q_{ik} = H_{ik}(T^s - T_k) - \left(\frac{1 - \varepsilon}{2}\right) \Gamma_w (h'_g - h'_l) \quad (3.21)$$

donde ε es el coeficiente de generación o condensación de vapor en la pared, siendo $\varepsilon = 1$ para ebullición cerca de la pared, y $\varepsilon = -1$ para condensación cerca de la pared. Finalmente la Ec. (3.13) puede ser usada para resolver la rapidez de vaporización (o condensación) en la interfase en el bulto del fluido

$$\Gamma_{ig} = -\frac{Q_{ig} + Q_{il}}{h_g^* - h_l^*} - \Gamma_w \frac{h'_g - h'_l}{h_g^* - h_l^*} \quad (3.22)$$

Sustituyendo la Ec. (3.21) para cada fase en la Ec. (3.22), se convierte en:

$$\Gamma_{ig} = - \left[\frac{H_{ig}(T^s - T_g) + H_{il}(T^s - T_l)}{h_g^* - h_l^*} \right] \quad (3.23)$$

El proceso de cambio de fase que ocurre en la interfase es planteado como un proceso en el cual el fluido es calentado o enfriado hasta la temperatura de saturación y los cambios de fase

ocurren.

$$h_k^* = \frac{1}{2} [(h_k^s + h_k) + \eta(h_k^s - h_k)(-1)^{k*}] \quad (3.24)$$

$$h_k' = \frac{1}{2} [(h_k^s + h_k) + \varepsilon(h_k^s - h_k)(-1)^{k*}] \quad (3.25)$$

donde

$$\eta = \begin{cases} 1 & \text{para } \Gamma_{ig} \geq 0 \\ -1 & \text{para } \Gamma_{ig} < 0 \end{cases} \quad (3.26)$$

y

$$\varepsilon = \begin{cases} 1 & \text{para } \Gamma_w \geq 0 \\ -1 & \text{para } \Gamma_w < 0 \end{cases} \quad (3.27)$$

Finalmente, sustituyendo la Ec. (3.23) en la Ec. (3.6) se obtiene la razón de evaporación o condensación del fluido:

$$\Gamma_g = \frac{H_{ig}(T^s - T_g) + H_{il}(T^s - T_l)}{h_g^* - h_l^*} + \Gamma_w \quad (3.28)$$

Términos de disipación

El término de disipación de energía de la fase k , $DISS_k$ es la suma de la fricción de la pared y los efectos de la bomba. Los efectos de disipación debidos a la transferencia de masa en la interfase, la fricción en la interfase y masa virtual son importantes y no se desprecian. La disipación de la fricción de la pared se define como:

$$DISS_k = \alpha_k \rho_k F W_k v_k^2 \quad (3.29)$$

Los términos de disipación en la interface satisfacen la relación

$$DISS = DISS_g + DISS_l \quad (3.30)$$

donde $DISS$ es la energía de disipación.

Fricción en la interfase

La fricción en la interfase por unidad de volumen en la ecuación de momentum de la fase k se expresa en términos de coeficientes de fricción interfacial como:

$$F_{ik} = \alpha_k \rho_k FI_k (v_g - v_l) (-1)^{k*} \quad (3.31)$$

donde F_{ik} es la magnitud de la fuerza de fricción interfacial por unidad de volumen de la fase k . La magnitud de la fuerza de arrastre interfacial por unidad de volumen en el líquido se considera igual a la magnitud de la fuerza de arrastre de la fase vapor. Esta suposición conduce a la siguiente condición:

$$\alpha_g \rho_g FI_g = \alpha_l \rho_l FI_l = \alpha_g \rho_g \alpha_l \rho_l FI \quad (3.32)$$

donde el coeficiente global de fricción interfacial FI es definido en términos de los coeficientes de fricción interfacial para cada fase (FI_g y FI_l).

El término de fuerza de fricción interfacial en la ecuación diferencial de momentum puede expresarse como:

$$\frac{F_{ig}}{\alpha_g \rho_g} + \frac{F_{il}}{\alpha_l \rho_l} = \rho_m FI (v_g - v_l) \quad (3.33)$$

donde los coeficientes de arrastre interfacial son representados en términos del coeficiente global de arrastre interfacial, FI . Esta expresión puede ser re arreglada para proporcionar una relación constitutiva para el coeficiente global de fricción interfacial.

$$FI = \frac{\left(\frac{F_{ig}}{\alpha_g \rho_g} + \frac{F_{il}}{\alpha_l \rho_l} \right)}{\rho_m (v_g - v_l)} \quad (3.34)$$

Cuando las fuerzas de fricción interfacial por unidad de volumen para cada fase han sido calculadas, el coeficiente global de fricción interfacial (FI) puede ser determinado. El código

RELAP utiliza dos modelos para el cálculo de la fuerza de fricción interfacial, el método drift-flux y el método de coeficiente de arrastre (Ransom *et al.*, 2001).

3.2.3. Coeficientes de transferencia de calor por convección

Para la determinación del coeficiente de transferencia de calor para cualquiera de los dos modelos de flujo bifásico, se debe conocer el Modo de Transferencia de Calor (MTC). Los MTC se definen y emplean para la transferencia de calor en la pared, e indican qué régimen está siendo usado para la transferencia de calor entre la pared del tubo absorbedor y el fluido circulando al interior del absorbedor (ver Tabla 3.1).

Tabla 3.1 Correlaciones para el cálculo de h .

Modo	Descripción	Correlación	Condiciones
2	Convección de líquido monofásico	Dittus-Boelter	$T_1 < T_s$ y $T_w < T_s$
3	Ebullición nucleada subenfriada	Chen	$T_w > T_s$ y $T_1 < T_s$
4	Ebullición nucleada saturada	Chen	$T_1 > T_s$, $\alpha_g < 0.999$ y $q'' < CHF$
6	Ebullición de transición saturada	Chen-Sundaram-Ozkaynak	$q'' > CHF$, $q'_{FB} < q'_{TB}$ y $T_1 > T_s - 0.05$
8	Ebullición de película saturada	Bromley	$q'' > CHF$ y $\alpha_g < 0.999$,
9	vapor sobrecalentado	Dittus-Boelter	$\alpha_g > 0.999$

donde

CHF: Flux de calor crítico

q'_{FB} : Flux de calor de ebullición de película

q'_{TB} : Flux de calor de ebullición de transición

3.2.4. Propiedades del agua y del vapor

Para el cálculo de las propiedades termodinámicas del agua y del vapor, se emplearon las tablas de vapor para agua ligera basada en IAPWS-1995 (*International Association for the Properties of Water and Steam Formulation 1995*) para uso general y científico.

3.2.5. Obtención del flujo de calor de entrada

La potencia térmica útil transferida al fluido, $P_{\text{útil}}$, se calcula mediante la expresión:

$$P_{\text{útil}} = \eta_{\text{global}} Q_{\text{solar}} \quad (3.35)$$

donde η_{global} es la eficiencia total y Q_{solar} es la cantidad de radiación solar directa que incide en el espejo reflector y que es dirigida hacia el tubo absorbedor de los CCPs. En base a lo anterior, el flujo de calor transferido al volumen de control (VC) se expresa de la siguiente manera (en condiciones cuasi-estacionarias):

$$Q_{\text{total}} = L_a \Delta z G_b \cos \theta K(\theta) \cdot (0.63 + 4 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta T - 14 \cdot 10^{-6} \cdot \Delta T^2) \quad (3.36)$$

donde L_a es la apertura del captador, Δz es la longitud del VC, G_b es la radiación solar directa, θ es el ángulo de incidencia (en grados) de la radiación solar, y ΔT es la diferencia entre la temperatura promedio del fluido y la temperatura ambiente (en °C o K).

3.3. TÉCNICAS NUMÉRICAS DE SOLUCIÓN

Para la solución de las ecuaciones de los dos modelos matemáticos descritos arriba, se empleó el simulador comercial RELAP5/Mod3.3 (Ransom *et al.*, 2001). Este código fue desarrollado para modelar sistemas de reactores de agua ligera (LWR) y ha sido ampliamente aceptado en el campo de la ingeniería nuclear. Sin embargo, en años recientes, este código se ha aplicado también para estudios termohidráulicos de sistemas de GDV, en tubos absorbedores de CCP de plantas termosolares para generación de energía eléctrica, por ejemplo, Moya 2009, Moya *et al.*, 2010, y Aguilar-Gastelum *et al.*, 2014, quienes entre sus resultados numéricos reportan una buena concordancia con datos experimentales del sistema DISS.

Para el modelo homogéneo de RELAP, se resuelven las tres ecuaciones de conservación para las tres variables dependientes (P , U y vg). Para obtener los valores de la masa, velocidad y energía, las ecuaciones de conservación se integran sobre un VC matemático, con la presión termodinámica definida por las relaciones de estado-propiedad en términos de la energía

interna específica y la densidad. El resultado de este conjunto de ecuaciones simultáneas se discretiza y avanzan para un pequeño incremento de tiempo mediante una técnica numérica completamente implícita (Moore y Rettig, 1973).

Con respecto al modelo termohidráulico a dos fluidos, RELAP resuelve las seis ecuaciones de conservación para seis variables primarias dependientes (P, U_g, U_l, v_g, v_l , y α_g). Las variables independientes son las coordenadas temporal y espacial, t y z , respectivamente. Las variables secundarias usadas en dichas ecuaciones son ρ_g, ρ_l, T_g, T_l y T^s . El código RELAP emplea la técnica numérica de diferencias finitas para la solución de las ecuaciones gobernantes, mediante un esquema semi-implícito, es decir, se obtienen las variables en cada VC y la salida de ese VC es la entrada del siguiente VC.

3.4. VALIDEZ DEL CÓDIGO RELAP

Moya (2009), Moya *et al.* (2011), Enríquez (2012), Aguilar (2013), Saynes (2014) y Aguilar *et al.* (2015), han comprobado la validez del simulador RELAP comparando sus resultados numéricos con datos experimentales del sistema DISS proporcionados PSA. Sin embargo, a manera de ejercicio se incluye un breve análisis para la comprobación de la validez del simulador RELAP. Las características del sistema DISS y las condiciones de operación se incluyen en las Tablas 3.2 y 3.3, respectivamente.

Tabla 3.2 Características del tubo absorbedor del sistema DISS.

Parámetro	Valor
Longitud total (m)	450
Diámetro interno (mm)	50
Diámetro externo (mm)	70
Eficiencia global (%)	57
Conductividad térmica	Dependientes de T
Calor específico	

Tabla 3.3 Condiciones de operación para la simulación del sistema DISS.

Parámetro	Valor
Datos de sitio	PSA, España (37°05'28" N y 2°21'19" O)
Fecha y hora	14/mayo/2003 a las 14:00 (tiempo solar)
Radiación Solar Directa (W/m ²)	865.0479
Temperatura de entrada (K)	471.25
Flujo másico de alimentación (kg/s)	0.581
Presión de entrada (MPa)	3.555

3.4.1. Análisis de independencia de malla

Con la finalidad de obtener los resultados más exactos y con un menor tiempo de cómputo se procede a realizar un análisis de independencia de malla del sistema DISS. En la Tabla 3.4 se muestra tres tamaños diferentes de malla.

Tabla 3.4 Tamaños de mallas empleados

Malla	Cantidad de VCs	Tamaño del VC (m)
Malla 1	89	5.0562
Malla 2	134	3.3582
Malla 3	278	1.6187

Las figuras 3.4 – 3.6 muestran, respectivamente, los perfiles de temperaturas a lo largo de toda la tubería, en la región de líquido precalentado y en la región de vapor sobrecalentado.

En la figura 3.4 puede apreciarse las tres zonas que el fluido experimenta, precalentamiento, evaporación y vapor sobrecalentado.

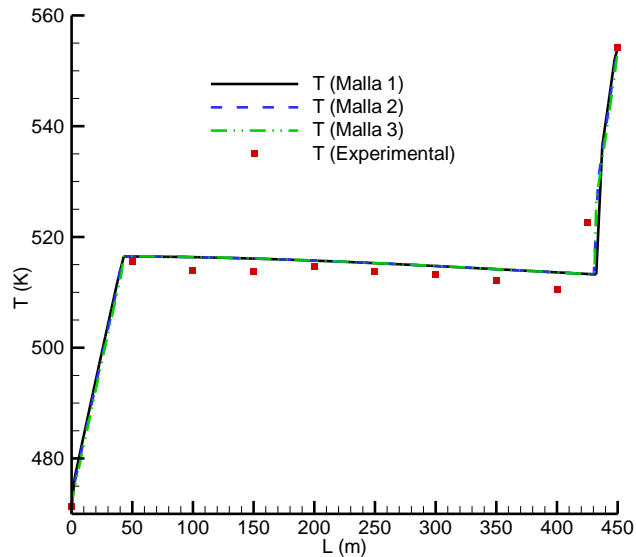


Figura 3.4 Perfiles longitudinales de temperaturas para cada malla comparados con datos del sistema DISS.

En la figura 3.5 es notorio cómo el tamaño de la malla no tiene tanto impacto en la región de precalentado. Por otra parte, se nota que la longitud a la cual se lleva a cabo la transición de líquido subenfriado a vapor saturado, para las tres mallas consideradas, casi coinciden. Sin embargo, el valor experimental del comienzo de la región de evaporación está desfasado aproximadamente 10 m (aunque esto no se puede afirmar con certeza debido a la falta de datos experimentales en el intervalo de 0 a 50 m). Esta diferencia es atribuida, principalmente, al valor de la eficiencia considerada, ya que en la realidad la eficiencia de un colector está en función de la diferencia de temperatura entre el fluido en el VC y el aire exterior; y no es un valor fijo para todo el sistema, como se consideró aquí. En base a lo anterior, la eficiencia en la región de precalentado comenzaría siendo grande y enseguida disminuiría conforme la temperatura del fluido de trabajo se incrementa hasta la temperatura de saturación. Por esta razón, la transición de líquido subenfriado a vapor saturado no coincide con los datos experimentales.

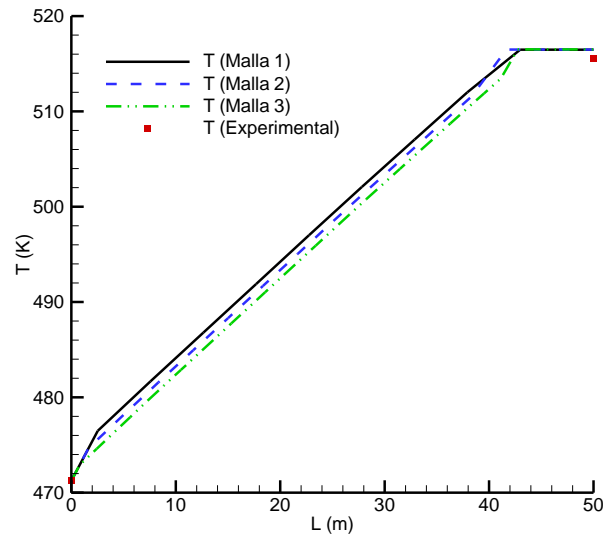


Figura 3.5 Perfiles de temperaturas (región de líquido precalentado) para cada malla comparados con datos del sistema DISS.

En la figura 3.6 se puede apreciar de una mejor manera el impacto que tiene considerar diferentes tamaños de malla. En dicha figura se nota que la malla 2 resulta ser la más adecuada ya que la diferencia con la malla más fina (malla 3) no es significativa y el tiempo de cómputo para la malla 2 es menor. A su vez, la malla más burda (malla 1) difiere en mayor medida con respecto a las otras dos mallas en la región de sobrecalentado. Al igual que para la transición de líquido subenfriado a vapor saturado se presentó diferencia con el valor experimental, en la transición de vapor saturado a vapor sobrecalentado también se presenta esta diferencia, sin embargo aquí no se puede identificar con claridad en cuántos metros difieren debido a la falta de datos experimentales en el intervalo de 400 a 425 m. La explicación de esta diferencia es la misma que se dio para la figura 3.5.

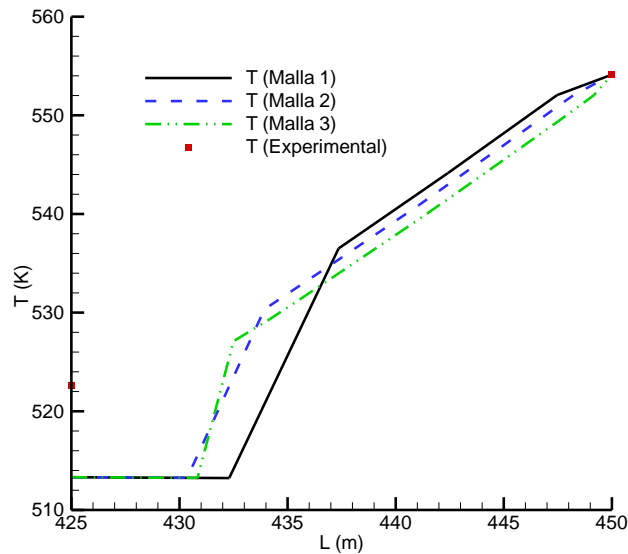


Figura 3.6 Perfiles de temperaturas (región de vapor sobrecalentado) para cada malla comparados con datos del sistema DISS.

La figura 3 muestra los perfiles de presiones longitudinales de cada malla y a su vez se compara con datos experimentales. En dicha figura se aprecia que en la región de precalentamiento las caídas de presión son suaves y la presión se mantiene casi constante, sin embargo en la región de evaporación las caídas de presión son mucho mayores debido a la generación del vapor. De hecho, para las condiciones de operación manejadas en esta sección, en la región de evaporación es donde se presenta el mayor porcentaje de la caída de presión total.

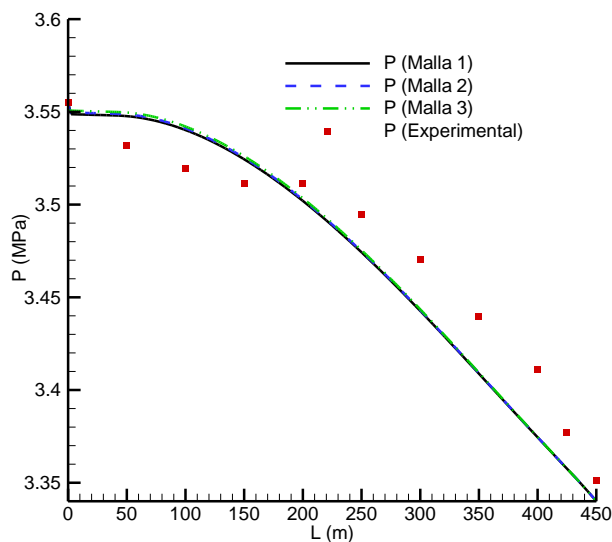


Figura 3.7. Perfiles de presiones para cada malla comparados con datos del sistema DISS.

En base a los resultados obtenidos de este análisis, se puede decir que el simulador RELAP es bastante fiable para este tipo de estudios ya que las desviaciones con respecto a los datos experimentales del sistema DISS son muy aceptables, presentándose máximos porcentajes de desviación de 1.78 % para temperatura y de 1.07 % para la presión; a 425 y 400 m, respectivamente. Se presume que de haber sido considerado una eficiencia más adecuada para cada colector (ya que cada colector tendrá diferente eficiencia) se hubiera podido atenuar estas diferencias.

CAPÍTULO 4.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS

Se analizan y discuten los resultados numéricos obtenidos en este trabajo con los modelos a dos fluidos y homogéneo, así como también se presentan comparaciones con resultados disponibles en la literatura. Los estudios consisten en análisis de sensibilidad y del comportamiento termohidráulico del flujo bifásico. Finalmente, aquí se aterriza en algunas aplicaciones industriales en función de la capacidad del sistema analizado y los requerimientos del rango de temperaturas de los procesos industriales.

4.1. DESCRIPCIÓN GENERAL DE LOS ESTUDIOS

Los estudios realizados en este trabajo se presentan y discuten en este capítulo, con la siguiente estructura: primero se realiza un análisis de independencia de malla considerando un solo caso de estudio; posteriormente se realiza una evaluación acerca del impacto que tiene el considerar una eficiencia individual con respecto a considerar una eficiencia promedio para todo el lazo colector; después se procede a realizar los estudios de sensibilidad a diversos parámetros de operación; por último, con el fin de profundizar en el conocimiento de la GDV y su factibilidad técnica se realizan estudios termohidráulicos para dos casos seleccionados. En relación a los estudios de sensibilidad y termohidráulicos se presentan y se comparan los resultados obtenidos con dos modelos matemáticos diferentes del comportamiento del flujo bifásico: el Modelo Homogéneo y el Modelo a Dos Fases. Además se hace una comparación de estos resultados, con los resultados obtenidos por Lobón y Valenzuela (2013) para el mismo sistema físico mediante un modelo homogéneo simplificado y la correlación de Friedel (ver sección 2.3.1) para el cálculo de la caída de presión. Lo anterior para realizar una evaluación de la importancia de considerar modelos matemáticos adecuados en función del tipo de estudio a realizar.

4.2. ANÁLISIS DE INDEPENDENCIA DE MALLA

Antes de realizar los estudios propios de este trabajo, se requiere efectuar un Análisis de Independencia de Malla (AIM), para el sistema físico considerado (Figura 3.2), con la finalidad de asegurar un adecuado tamaño de malla numérica y obtener resultados en el menor tiempo de cómputo. En las Tablas 4.1 y 4.2 se muestran las condiciones de operación y tamaños de mallas considerados en el análisis de independencia de malla, respectivamente. Para este análisis se empleó una eficiencia global del 35% para cada colector. Las características del colector Capsol ya se han mencionado en la Tabla 2.1. En cuanto al modelo de flujo bifásico, para el AIM se utilizó el modelo a dos fluidos.

Tabla 4.1 Datos de sitio y condiciones de operación.

Parámetro	θ (°)	G_b (W/m ²)	T_l (K)	W (kg/s)	P_l (MPa)
Valor	14	850	363.15	0.01	1

Tabla 4.2 Tamaños de las mallas consideradas.

Malla	Cantidad de VCs	Δz (m)
Malla 1	38	2.0
Malla 2	190	0.4
Malla 3	380	0.2

En la figura 4.1 se muestran los perfiles de presión y de temperatura a lo largo de toda la tubería, obtenidos para las diferentes mallas. De donde se concluye que la malla 2 es la más adecuada porque las desviaciones entre los resultados con esta malla y la más fina (malla 3) no son significativas (menos del 0.2 % de desviación para la temperatura).

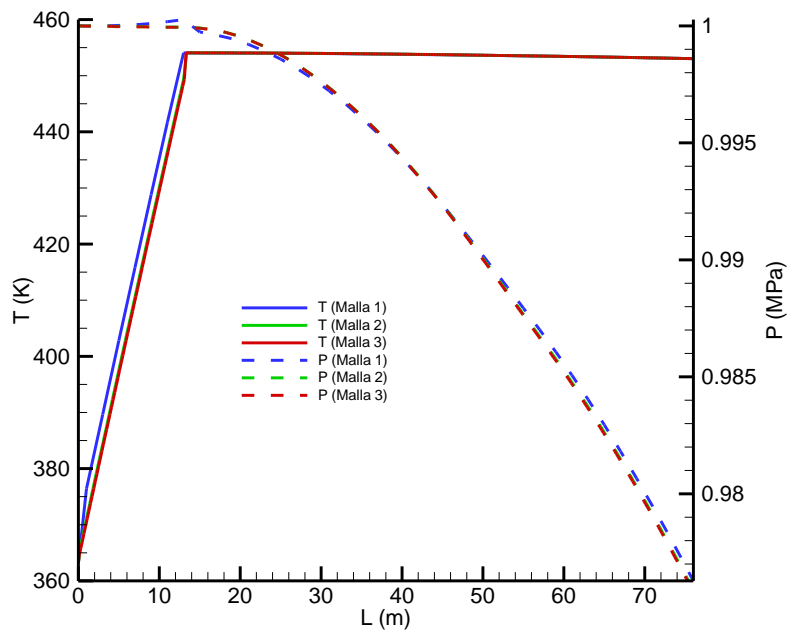


Figura 4.1 Perfiles longitudinales de temperatura y presión para mallas de diferentes tamaños (Modelo a dos fluidos).

4.3. IMPORTANCIA DE CONSIDERAR EFICIENCIAS INDIVIDUALES PARA CADA CAPTADOR

Cuando el fluido de trabajo pasa a través del tubo absorbedor de un CCP, este comienza a ganar energía térmica, y esto hace que su temperatura incremente. Las pérdidas de calor están asociadas al gradiente térmico entre el fluido de trabajo y el aire exterior del ambiente, siendo más grandes a mayores gradientes térmicos. Como las pérdidas de calor son generalmente inevitables, la eficiencia del colector disminuye. Para fines prácticos, se puede considerar una eficiencia promedio adecuada para todo el lazo colector y obtener valores estimados de los parámetros termohidráulicos. Sin embargo, para un estudio más exhaustivo y más apegado a la realidad es necesario considerar eficiencias individuales para cada colector o para un conjunto de colectores en función del gradiente térmico. En esta sección se discute el impacto que tendría considerar ambos criterios para un caso tipo.

Como se mencionó en la sección 2.2, la eficiencia de un colector Capsol está dada por la Ec. (4.1).

$$\eta_{global} = 0.63 + 4 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta T - 14 \cdot 10^{-6} \cdot \Delta T^2 \quad (4.1)$$

donde se aprecia que la eficiencia es función de la diferencia de temperatura (ΔT) entre el fluido de trabajo que fluye al interior del tubo absorbedor (T_f) y el aire exterior del ambiente (T_a), es decir, $\eta = f(\Delta T)$.

En base a la Ec. (4.1), se consideran tres opciones:

- T_f se determina a partir de la temperatura promedio de cada colector para calcular eficiencias individuales.
- T_f se determina en base la temperatura media del fluido de trabajo entre la entrada y la salida del lazo colector, para calcular una sólo eficiencia.
- T_f se determina en función a la temperatura promedio de todos los VCs en el lazo para calcular una sólo eficiencia promedio.

4.3.1. Comparación entre el uso de eficiencias individuales de cada colector y una eficiencia global en base a la temperatura media

A partir de las mismas condiciones de operación y los resultados obtenidos de la sección 4.1, se tiene que la $T_1 = 363.15$ K y $T_2 = 453.15$ K y suponiendo que la $T_a = 298.15$ K; así que la temperatura media es de 408.15 K y el $\Delta T = 210$ K. Utilizando la Ec. (4.1) se tiene que $\eta = 50.46$ %.

En la figura 4.2 se muestran los perfiles longitudinales de temperaturas y las variaciones de la eficiencia a lo largo de la tubería, para el caso de considerar $\eta = f(\Delta T)$ y $\eta = 50.46$ % (constante). En dicha figura se aprecia, para el criterio de eficiencia constante, que la transición de líquido subenfriado a vapor saturado se presenta ligeramente antes que para el criterio de eficiencia variable, además que la temperatura de saturación es un poco menor. Otro aspecto muy importante es que con $\eta = 50.46$ % se alcanza el vapor sobrecalentado desde los 60 m, mientras que para $\eta = f(\Delta T)$ no se obtiene vapor sobrecalentado.

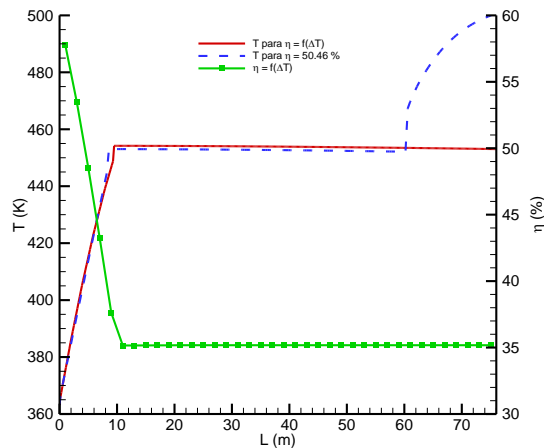


Figura 4.2 Perfiles longitudinales de temperaturas con eficiencia variable y constante, y perfil longitudinal de eficiencias.

Por otra parte, para el criterio de eficiencia variable se puede afirmar que conforme el fluido recorre la tubería su temperatura incrementa (como era de esperarse), lo cual hace que la ΔT sea cada vez más grande y por tanto la eficiencia disminuya. Esto se ve más significativo en la

región de precalentado, debido a que a determinada presión le corresponde una temperatura de saturación y al no ser alcanzada aún, la adición de energía causa un incremento de temperatura. Por otra parte, en la región de evaporación, la temperatura se mantiene casi constante y la eficiencia también permanece casi constante ($\approx 35\%$).

4.3.2. Comparación entre el uso de eficiencias individuales de cada colector y una eficiencia global en base a la temperatura promedio

Una alternativa al uso de eficiencias individuales es calcular una eficiencia promedio y en base a ella obtener un perfil de temperaturas similar al caso de eficiencias variables, sin embargo, es lógico pensar que la transición de líquido subenfriado a vapor saturado no sería real, así como tampoco los patrones de flujo, la calidad, los modos de transferencia de calor ni los coeficientes convectivos de transferencia de calor, y además que para cada VC no se cumpliría $\eta = f(\Delta T)$ dada por la Ec. (4.1). Otro aspecto que mencionar es que no es lo mismo distribuir una fuente de calor de manera uniforme a lo largo de todo el tubo a tener una distribución no uniforme, a pesar de que el calor total suministrado sea el mismo. Sin embargo, a pesar de todos esos prejuicios se procede a comparar el uso de una eficiencia promedio con respecto a usar la Ec. (4.1).

En la figura 4.3 se muestran los perfiles longitudinales de temperaturas y calidades, así como los patrones de flujo que se manifiestan para el caso de considerar una eficiencia promedio de 38.84 % (este valor se obtuvo del perfil de temperaturas de la Figura 4.2) para todos los colectores y la Ec. (4.1). En dicha figura se aprecia desviaciones pequeñas entre los perfiles de las temperaturas y calidades, sin embargo la primera consideración presenta cuatro patrones de flujo (aunque no se alcanza a persuadir el patrón de flujo dryout porque se presenta a los últimos 40 cm), mientras que la segunda presenta solo tres. Además, se aprecia claramente desfases de los patrones de flujo, si se comparan los dos casos, tal como se había supuesto. Es lógico que para el criterio de $\eta = f(\Delta T)$, la región de saturación se presente antes que el criterio de $\eta = 38.84\%$, porque en la región de precalentado la eficiencia comienza siendo grande. Por otra parte, también es congruente que para $\eta = 38.84\%$ se presente una transición de patrón de flujo estratificado a anular antes que para $\eta = f(\Delta T)$ ya que en la región de evaporación la

eficiencia es de 35 % aproximadamente, que es menor a 38.84 %. Esto último también explica por qué se obtuvo una mayor calidad para $\eta = 38.84 \%$.

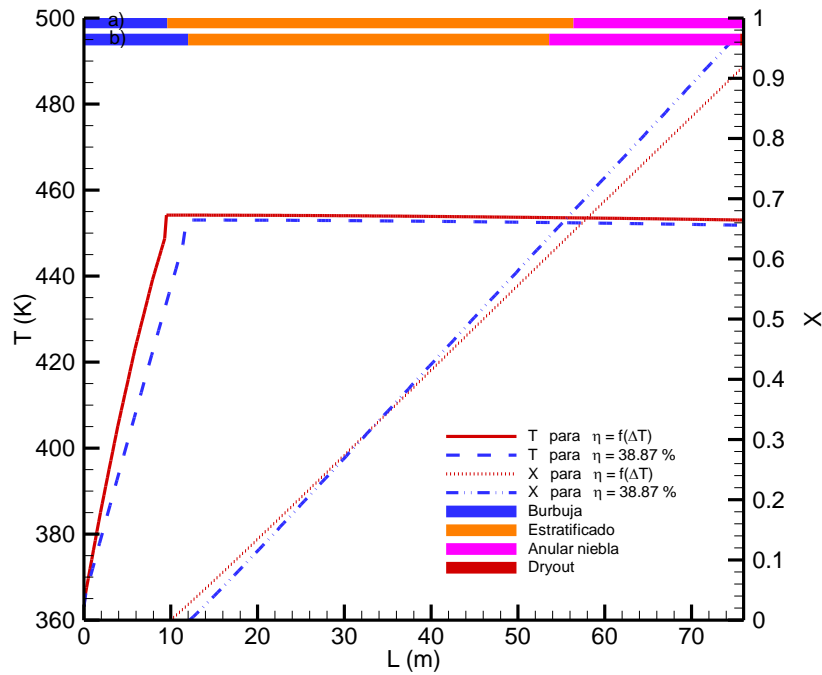


Figura 4.3 Perfiles de temperaturas, calidades y patrones de flujo a lo largo de la tubería a) $\eta = f(\Delta T)$ y b) $\eta = 38.84 \%$.

A pesar de que el uso de una eficiencia promedio puede dar un perfil de temperaturas similar al hecho de considerar eficiencias individuales, esto no asegura tan buenos resultados con respecto a los demás parámetros termohidráulicos. Por otra parte, el uso de eficiencias individuales asegura resultados más reales, sin embargo, la obtención de este perfil de eficiencia requiere de iterar varias veces hasta alcanzar la convergencia, lo que hace que este proceso sea algo tedioso y tardado. A pesar de lo anterior, este resulta el criterio más adecuado para un estudio minucioso del análisis termohidráulico, como se presenta en el resto de este trabajo. Por esto último, es importante considerar las eficiencias variables ya que eso permitiría un estudio termohidráulico más real.

4.3.3. Metodología

En base al estudio realizado anteriormente se establece la siguiente metodología de trabajo para el uso de la Ec. (4.1), que de aquí en adelante es la metodología que se usará para los siguientes estudios con RELAP:

- 1.- Se propone un perfil de eficiencias (η^*), el cual es constante para todos los colectores.
- 2.- De los resultados obtenidos se extrae el perfil de temperatura y que se calcula la temperatura promedio (\bar{T}) de cada colector.
- 3.- En base a las temperaturas promedios para cada colector se calcula la eficiencia individual (η) para cada colector utilizando la Ec. (4.1).
- 4.- Se determina la desviación que hay entre las eficiencias obtenidas y las propuestas, y de ser significativas se procede al paso 5 (criterio de convergencia), si no es significativa, se procede al paso 6.
- 5.- Se remplazan las eficiencias propuestas por las obtenidas en el paso 3, y se repite el paso 1.
- 6.- Fin.

El diagrama de flujo mostrado en la figura 4.4, resume la metodología previamente mencionada, cabe destacar que en él no se discute el modelo matemático que RELAP maneja para la solución de las ecuaciones de flujo bifásico.

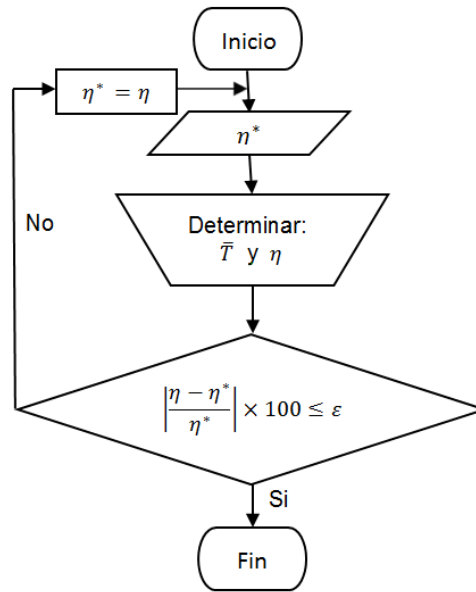


Figura 4.4 Diagrama de flujo de la metodología empleada.

4.4. ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD

A continuación, se presentan los resultados del análisis de sensibilidad obtenidos en este estudio; y a su vez se comparan con los reportados por Lobón y Valenzuela (2013) mediante un modelo homogéneo simplificado. Para los casos de la sensibilidad a la presión y temperatura de entrada, dos modelos de flujo bifásico se emplearon, Homogéneo (H) y a Dos Fluidos (TF); mientras que para la sensibilidad al flujo másico de alimentación y a la radiación solar incidente sólo se considera el modelo a dos fluidos por ser un modelo más completo. A pesar que las diferencias de los resultados a la salida entre los modelos homogéneo y a dos fluidos no son muy diferentes, en la región bifásica se presentan grandes diferencias en los parámetros termohidráulicos (como se verá más adelante), y por esa razón es el modelo a dos fluidos es el que permite describir un comportamiento termohidráulico más apegado a la realidad.

En la Tabla 4.3 se muestran los casos a analizar. Para todos los casos se consideraron tuberías horizontales ($\beta = 0$).

Tabla 4.3 Datos de sitio y condiciones de operación para el análisis de sensibilidad.

Parámetro	Valor
θ (°)	14
T_a (K)	298.15
T_1 (K)	$\{363, 398\}^2/\{353, 373, 393, 413\}^3$
P_1 (MPa)	$\{1.0, 2.0\}^2/\{1.0, 1.5, 2.0, 2.5\}^3$
W (kg/s)	$\{0.01, 0.02\}^2/\{0.01, 0.015, 0.02, 0.025\}^3$
G_b (W/m ²)	$850^2/\{450, 600, 750, 900\}^3$

Los parámetros analizados en esta sección son la temperatura a la salida, la calidad y la caída de presión. Para ambos modelos homogéneos, una sólo temperatura de la mezcla agua/vapor se presenta en los resultados, mientras que para el modelo a dos fluidos se presentan las temperaturas de cada fase a la salida (T_{2l} , para líquido; T_{2g} , para vapor). Ya que para este último no se considera equilibrio termodinámico. Además de las gráficas, para el modelo a dos fluidos, se presentan unas tablas de desviaciones con respecto al modelo de Lobón y Valenzuela, así como también una tabla de índices de sensibilidad. Finalmente se presenta otra tabla que presenta la ganancia de potencia y la eficiencia de cada subcaso de estudio.

El *Índice de Sensibilidad* (S_{Var_2}) se determina de la siguiente manera:

$$S_{Var_2} = \frac{\% \Delta Var_2}{\% \Delta Var_1} \quad (4.2)$$

Donde Var_2 representa la variable de interés o de salida (ΔP , X , T_{2l} o T_{2g}), mientras Var_1 es la variable independiente o de entrada en cada caso de sensibilidad (P_1 , T_1 , W o G_b).

Prácticamente lo que S_{Var_2} representa es la variación de la variable de interés conforme la variable independiente cambia, donde un valor cercano a 1 significa que varían en la misma proporción. Por otra parte, un valor positivo indica que la variable de interés incrementa, mientras que un valor negativo indica lo contrario.

² Condiciones bases.

³ Condiciones para el análisis de sensibilidad

4.4.1. Sensibilidad a la presión de entrada

En las figuras 4.5 - 4.8 se muestran los resultados obtenidos para la sensibilidad a la presión de entrada. En ellas se pueden apreciar una comparación entre tres modelos diferentes, el modelo homogéneo y a dos fluidos de RELAP y el modelo homogéneo de Lobón y Valenzuela.

En las figuras 4.5 - 4.8 se observan, de manera general, que conforme se incrementa la presión de entrada del fluido (manteniendo la misma temperatura de alimentación, 363.15 K o 398.15 K), la calidad del vapor a la salida y la caída total de presión disminuyen; mientras que la temperatura de salida se incrementa a causa del calentamiento solar aunado al hecho de que a mayor presión la temperatura de saturación del fluido es mayor. Este incremento de temperatura es hasta la temperatura de saturación correspondiente a cada presión de salida, la cual a su vez depende de la caída total de presión. Dadas las características del modelo a dos fluidos (en no equilibrio), con este modelo se determinan temperaturas de cada fase, las cuales resultan diferentes solamente para las presiones más bajas, cuando la cantidad de vapor es importante (aproximadamente 0.87). T_l vendría siendo la temperatura de saturación correspondiente y resulta la misma que la temperatura del modelo homogéneo.

En cuanto a la influencia del flujo másico de alimentación, la calidad del vapor producido es menor para el caso del flujo másico mayor (0.02 kg/s), como era de esperarse. Por otro lado, para $P_l \geq 1.5$ MPa, la temperatura prácticamente no cambia al incrementarse el flujo másico, y todos los modelos predicen la misma temperatura a la salida para ambos flujos másicos. Para el caso de $P_l = 1$ MPa y $T_l = 363.15$ K, la temperatura calculada por Lobón y Valenzuela sí difieren para los dos flujos másicos, siendo mucho menor con el flujo másico menor, lo anterior se debe a que la caída de presión, para el caso de 0.01 kg/s, es aproximadamente el 50 % y el vapor saturado obtenido ligeramente alcanza una calidad de 1 siendo su temperatura igual a la temperatura de saturación correspondiente a una presión de 0.5 MPa. Algo similar ocurre para $P_l = 1$ MPa y $T_l = 398.15$ K, con la única de diferencia que para este caso sí se alcanza vapor sobrecalentado y la temperatura del vapor a la salida incrementa muy por encima de la temperatura de saturación (443 K) correspondiente a una presión de 0.5 MPa.

Por otro lado, al incrementarse el flujo másico, las caídas de presión cambian en función del

modelo matemático. Para $P_I \geq 1.5$ MPa, las caídas de presión disminuyen en promedio 37% para el modelo de Lobón y Valenzuela, y se incrementan en promedio 15% para los modelos homogéneo y a dos fluidos (21% considerando todo el intervalo de presión). En contraste, para la presión de entrada de 1 MPa, la disminución en la caída de presión de Lobón y Valenzuela es del 59% mientras que la temperatura se incrementa 19 K (4.29%), lo anterior para $T_I = 363.15$ K, ya que los resultados no cambian mucho con respecto a $T_I = 398.15$ K.

De acuerdo a estos resultados, es posible establecer que los diferentes modelos matemáticos tienen un impacto importante en los resultados a bajas presiones, principalmente para el caso de flujo másico menor. Las caídas de presión obtenidas en este trabajo con los modelos homogéneo y a dos fluidos son muy similares entre sí, pero son muy diferentes en relación a los valores del modelo de Lobón y Valenzuela. El porcentaje máximo de desviación entre las caídas de presión de los modelos homogéneo y a dos fluidos es del 1% en todo el intervalo de presión de entrada, considerando ambos flujos másicos y temperaturas de entrada. En cambio, en relación a los valores del modelo de Lobón y Valenzuela las desviaciones máximas para cada flujo másico (y 363.15 K) son de 95% y 78% (en 1 MPa), respectivamente; y las desviaciones promedio son de 59% y 32%. Las calidades de vapor de los modelos homogéneo y a dos fluidos son muy similares y tienen una desviación máxima y promedio de 9% y 3.5% (para 1 MPa y 0.01 kg/s), respectivamente, con respecto a las calidades del modelo homogéneo de Lobón y Valenzuela.

Cabe mencionar que, para ambos modelos de RELAP, las caídas de presión incrementan al aumentar el flujo másico, mientras que lo inverso ocurre para el modelo de Lobón y Valenzuela. Además, es importante mencionar que para los casos en los que la calidad a la salida es menor a 0.87 las temperaturas de ambas fases son iguales, sin embargo, no ocurre lo mismo para calidades mayores a 0.87 ya que la fase vapor incrementa su temperatura ligeramente por encima de la temperatura de saturación de la mezcla agua/vapor, mientras que la fase líquida se mantiene a la temperatura de saturación. Una discusión más a fondo se realizará más adelante, mediante el análisis del comportamiento termohidráulico a lo largo del tubo absorbedor.

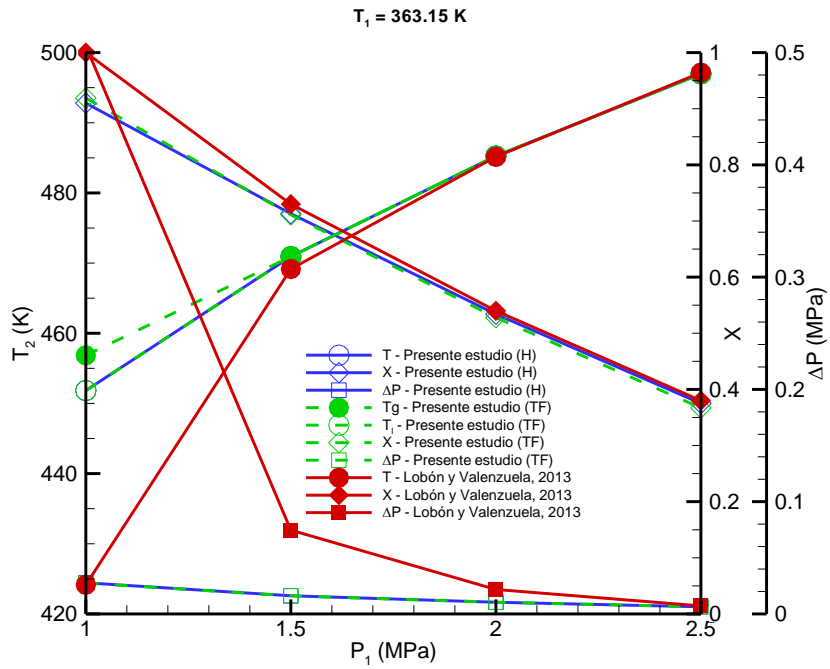


Figura 4.5 Sensibilidad a la presión de entrada ($T_1 = 363.15 \text{ K}$ y $W = 0.01 \text{ kg/s}$).

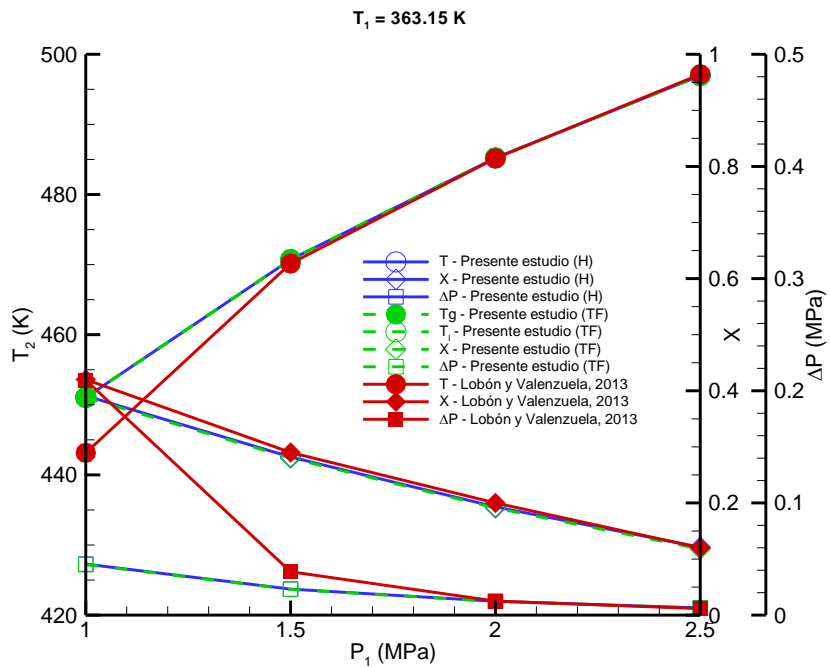


Figura 4.6 Sensibilidad a la presión de entrada ($T_1 = 363.15 \text{ K}$ y $W = 0.02 \text{ kg/s}$).

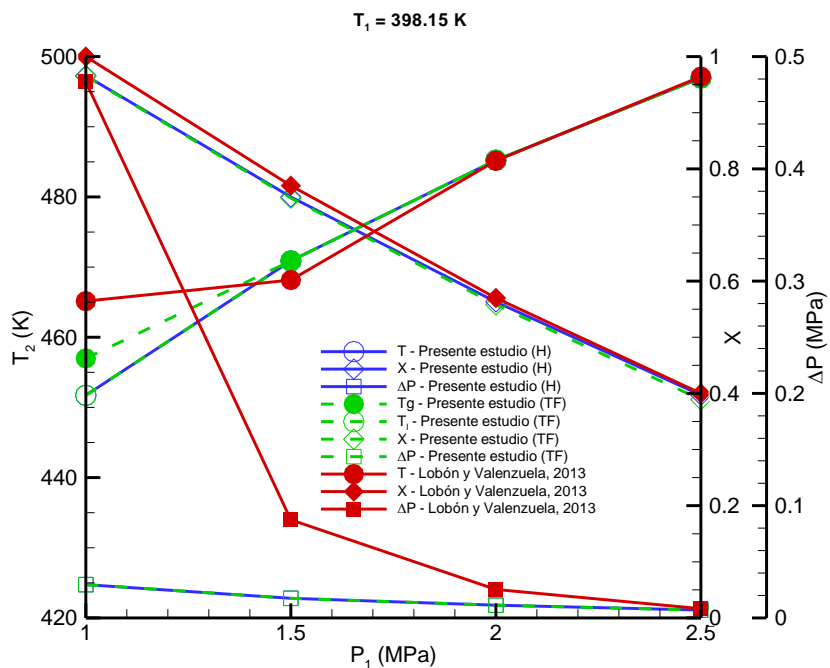


Figura 4.7 Sensibilidad a la presión de entrada ($T_1 = 398.15 \text{ K}$ y $W = 0.01 \text{ kg/s}$).

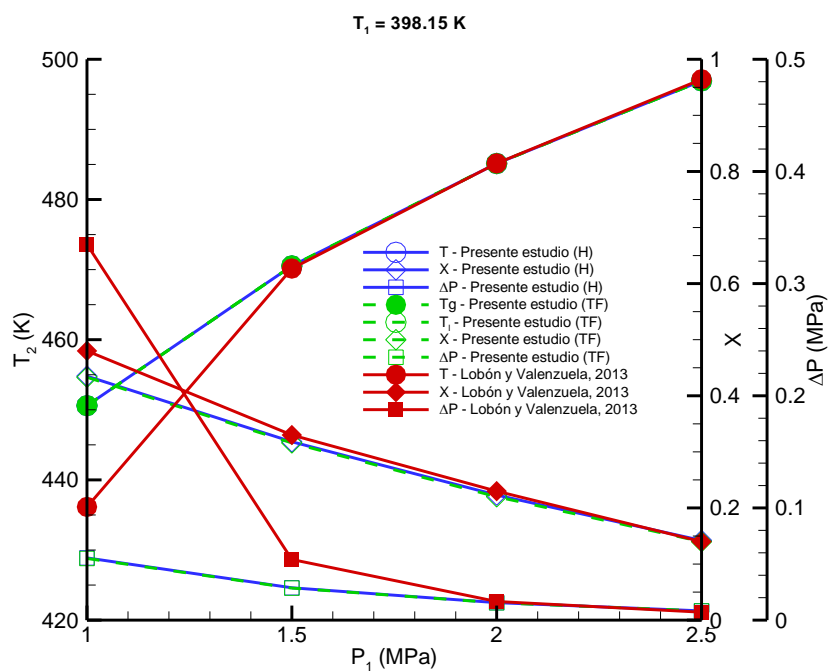


Figura 4.8 Sensibilidad a la presión de entrada ($T_1 = 398.15 \text{ K}$ y $W = 0.02 \text{ kg/s}$).

En las Tablas 4.4 y 4.5 se muestran las desviaciones entre los resultados obtenidos con el modelo a dos fluidos y los reportados por Lobón y Valenzuela; y los índices de sensibilidad a P_I , respectivamente.

Tabla 4.4 Desviaciones de los resultados del modelo a dos fluidos con respecto al modelo de Lobón y Valenzuela (Impacto de P_I).

T_I (K)	W (kg/s)	P_I (MPa)	Modelo a dos fluidos				Lobón y Valenzuela, 2013			Desviación (%)			
			ΔP (MPa)	X	T_{2l} (K)	T_{2g} (K)	ΔP (MPa)	X	T_2 (K)	ΔP	X	T_{2l}	T_{2g}
363.15	0.01	1	0.02740	0.919	451.834	456.852	0.50584	1.00	424.15	94.58	8.10	6.53	7.71
		1.5	0.01617	0.711	470.927	470.927	0.07466	0.73	469.15	78.34	2.60	0.38	0.38
		2	0.01041	0.528	485.263	485.263	0.02178	0.54	485.15	52.20	2.22	0.02	0.02
		2.5	0.00636	0.367	496.958	496.958	0.00719	0.38	497.15	11.54	3.42	0.04	0.04
	0.02	1	0.04503	0.388	451.050	451.046	0.20950	0.42	443.15	78.51	7.62	1.78	1.78
		1.5	0.02299	0.280	470.710	470.710	0.03870	0.29	470.15	40.59	3.45	0.12	0.12
		2	0.01223	0.191	485.216	485.216	0.01250	0.20	485.15	2.160	4.50	0.01	0.01
		2.5	0.00633	0.118	496.959	496.958	0.00580	0.12	497.15	9.140	1.67	0.04	0.04
398.15	0.01	1	0.02974	0.965	451.730	456.992	0.47753	1.00	465.15	93.77	3.50	2.89	1.75
		1.5	0.01747	0.748	470.886	470.885	0.08744	0.77	468.15	80.02	2.86	0.58	0.58
		2	0.01137	0.558	485.238	485.237	0.02536	0.57	485.15	55.17	2.11	0.02	0.02
		2.5	0.00700	0.389	496.944	496.944	0.00828	0.40	497.15	15.46	2.75	0.04	0.04
	0.02	1	0.05499	0.433	450.600	450.596	0.33490	0.48	436.15	83.58	9.79	3.31	3.31
		1.5	0.02857	0.316	470.533	470.531	0.05410	0.33	470.15	47.19	4.24	0.08	0.08
		2	0.01550	0.220	485.133	485.133	0.01660	0.23	485.15	6.630	4.35	0.00	0.00
		2.5	0.00818	0.140	496.920	496.919	0.00710	0.14	497.15	15.21	0.00	0.05	0.05

Tabla 4.5 Índices de sensibilidad a la presión de entrada.

T_I (K)	W (kg/s)	ΔP_I (%)	Modelo a dos fluidos			
			$S_{\Delta P}$	S_X	$S_{T_{2l}}$	$S_{T_{2g}}$
363.15	0.01	50	-0.82	-0.45	0.08	0.06
		100	-0.62	-0.43	0.07	0.06
		150	-0.51	-0.40	0.07	0.06
	0.02	50	-0.98	-1.42	0.08	0.06
		100	-0.73	-0.51	0.08	0.08
		150	-0.57	-0.46	0.07	0.07
398.15	0.01	50	-0.83	-0.45	0.08	0.06
		100	-0.62	-0.42	0.07	0.06
		150	-0.51	-0.40	0.07	0.06
	0.02	50	-0.96	-0.54	0.09	0.09
		100	-0.72	-0.49	0.08	0.08
		150	-0.57	-0.45	0.07	0.07

En la Tabla 4.6 se presentan, para cada caso de sensibilidad a la presión, la potencia útil obtenida y la eficiencia del sistema en general. En esta última tabla se nota que el sistema tiene

una mayor eficiencia cuando la temperatura y presión de entrada son menores y el flujo másico es mayor, esto es de suponerse porque a dichas condiciones de entrada la entalpía del fluido es menor, y como el flujo másico es mayor, el incremento de temperatura del fluido es menor y por consiguiente el gradiente de temperatura, entre el fluido de trabajo y el aire de exterior, será menor y esto ocasiona, en base a la Ec. (4.1), que la eficiencia sea mayor. Ahora bien, el hecho de que se tenga la máxima ganancia de calor para estas condiciones, no asegura que se cumpla con los requerimientos de vapor, pues la calidad será baja (ver Tabla 4.4).

Tabla 4.6 Potencias obtenidas por cada caso (Impacto de P_I).

T_I (K)	W (kg/s)	P_I (MPa)	$P_{\text{útil}}$ (kW)	η (%)
363.15	0.01	1	22.35	36.84
		1.5	18.5	30.49
		2	15.28	25.17
		2.5	12.58	20.73
	0.02	1	23.22	38.26
		1.5	20.19	33.27
		2	17.8	29.33
		2.5	15.99	26.36
398.15	0.01	1	21.8	35.93
		1.5	17.74	29.24
		2	14.36	23.67
		2.5	11.51	18.96
	0.02	1	22.05	36.34
		1.5	18.62	30.69
		2	15.93	26.26
		2.5	13.84	22.82

4.4.2. Sensibilidad a la temperatura de entrada

Los resultados de la sensibilidad a la temperatura de entrada pueden apreciarse en las figuras 4.9 - 4.12, en las cuales, en concordancia a lo comentado en la sección anterior, el modelo de Lobón y Valenzuela predice caídas de presión muy elevadas para el caso de presión de entrada de 1 MPa y flujo másico de alimentación de 0.01 kg/s (ver Figura 4.5). Los porcentajes de desviación son mayores al 90% en relación a los valores obtenidos en este trabajo con los modelos homogéneo y a dos fluidos. Estas caídas de presión tan elevadas son a causa de la gran evaporación de fluido, que probablemente se presenta desde los primeros colectores, propiciando condiciones de sobrecalentamiento a la salida del campo colector,

específicamente para las temperaturas de alimentación más elevadas ($T_I > 353$ K). Al ser el vapor casi seco en las secciones finales del tubo absorbedor, se incrementa fuertemente la temperatura, obteniéndose a la salida vapor notoriamente sobrecalentado para prácticamente todo el intervalo de temperaturas de alimentación ($T_I > 353$ K). En contraste, las temperaturas obtenidas en este trabajo con el modelo homogéneo y las de la fase líquida del modelo a dos fluidos son siempre la temperatura de saturación correspondiente a 1 MPa, es decir, 453 K, a causa de que la caída de presión es muy pequeña y se incrementa ligeramente en todo el intervalo. Las calidades son mayores a 0.90 pero no se alcanza el valor de 1.0 sino hasta la temperatura de alimentación más elevada ($T_I = 413$ K). En cuanto a la temperatura de la fase gaseosa del modelo a dos fluidos esta es aproximadamente 5 K más elevada que la temperatura de saturación de la fase líquida, a excepción de la temperatura de entrada de 413 K para la cual la temperatura de la fase gaseosa es aproximadamente 7 K más elevada.

Por otra parte, para $P_I = 2$ MPa y ambos flujos másicos de alimentación, los resultados obtenidos con los tres modelos presentan una ligera independencia a la temperatura de entrada. Lo anterior se debe a que para esos casos se tienen condiciones de saturación con poca variación en la calidad en función de la temperatura de entrada. Sin embargo, se puede apreciar variaciones en la calidad al incrementar el flujo másico, siendo esta menor a mayor flujo másico. Por último, una diferencia notoria entre los modelos de RELAP y el de Lobón y Valenzuela, es que en este último las caídas de presión disminuyen conforme el flujo másico se incrementa, sin embargo lo contrario ocurre con los modelos a homogéneo y a dos fluidos de RELAP.

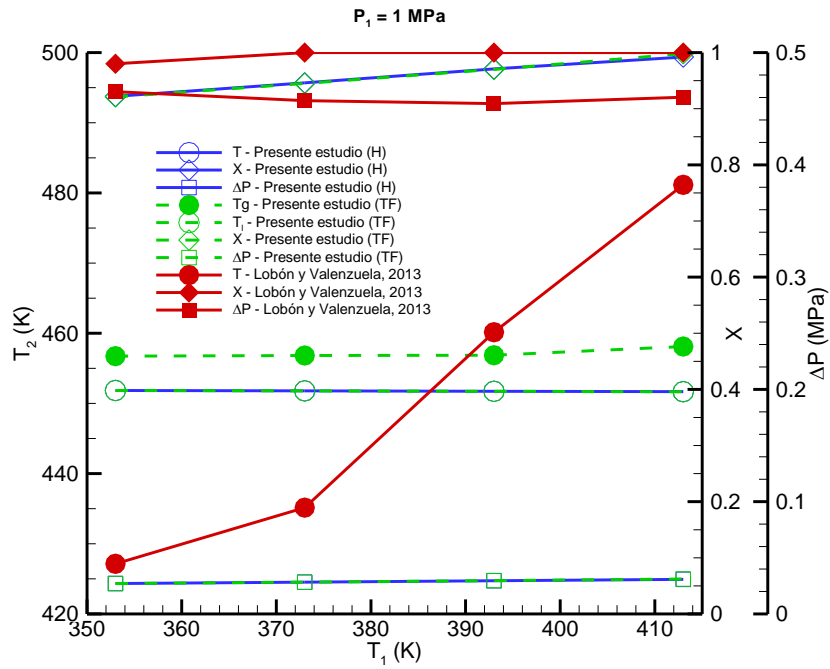


Figura 4.9 Sensibilidad a la temperatura de entrada ($P_1 = 1$ MPa y $W = 0.01$ kg/s).

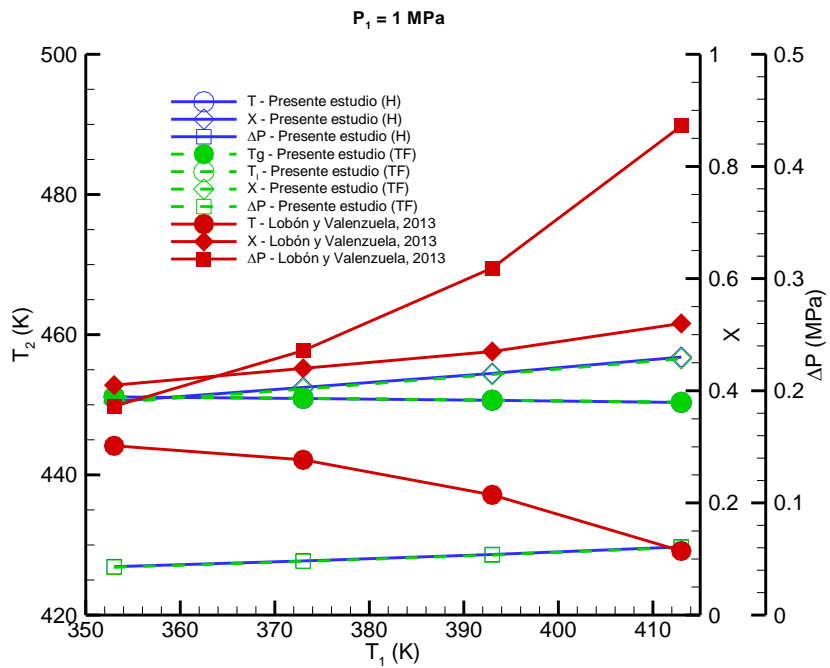


Figura 4.10 Sensibilidad a la temperatura de entrada ($P_1 = 1$ MPa y $W = 0.02$ kg/s).

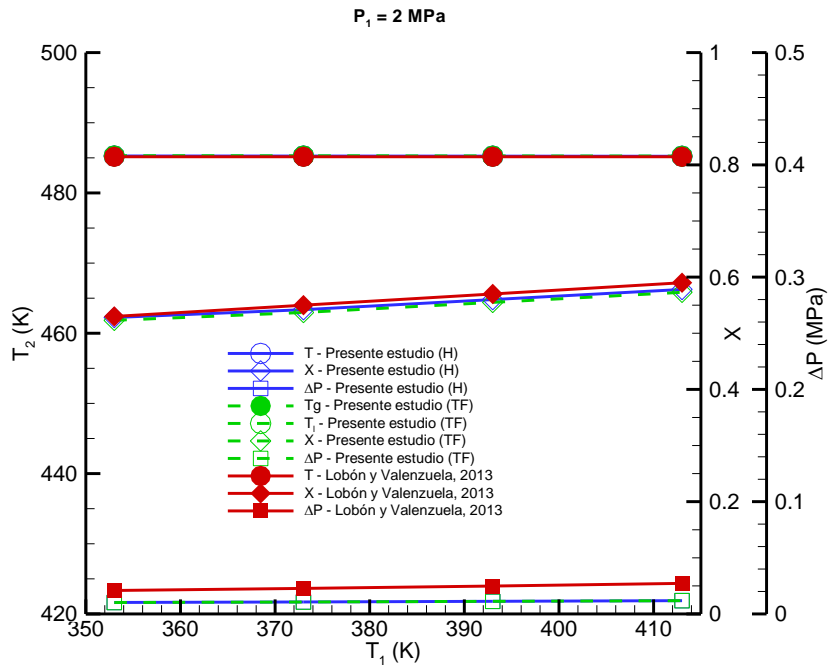


Figura 4.11 Sensibilidad a la temperatura de entrada ($P_1 = 2 \text{ MPa}$ y $W = 0.01 \text{ kg/s}$).

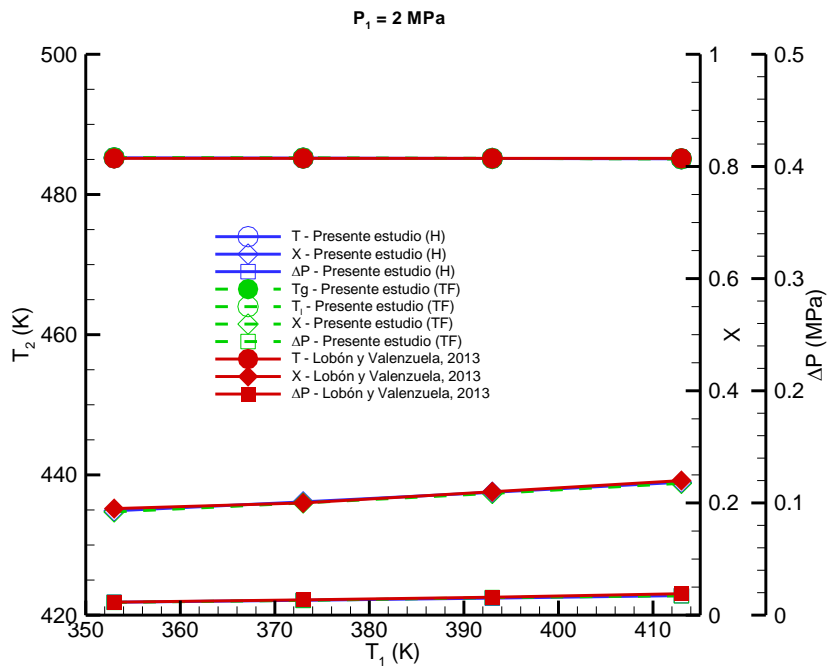


Figura 4.12 Sensibilidad a la temperatura de entrada ($P_1 = 2 \text{ MPa}$ y $W = 0.02 \text{ kg/s}$).

En la Tabla 4.7 se presentan los valores numéricos de los resultados de este estudio con el modelo a dos fluidos y los de Lobón y Valenzuela, y a su vez estos resultados se comparan entre sí. En dicha tabla se observa que las caídas de presión son las que presentan mayor desviaciones, como se mencionó anteriormente, siendo estas desviaciones hasta 94.18 %.

Tabla 4.7 Desviaciones de los resultados del modelo a dos fluidos con respecto al modelo de Lobón y Valenzuela (Impacto de T_I).

P_I (MPa)	W (kg/s)	T_I (K)	Modelo a dos fluidos				Lobón y Valenzuela, 2013			Desviación (%)			
			ΔP (MPa)	X	T_{2l} (K)	T_{2g} (K)	ΔP (MPa)	X	T_2 (K)	ΔP	X	T_{2l}	T_{2g}
1	0.01	353.15	0.02709	0.921	451.845	456.736	0.46515	0.98	427.15	94.18	6.02	5.78	6.93
		373.15	0.02834	0.945	451.789	456.83	0.45714	1.00	435.15	93.80	5.50	3.82	4.98
		393.15	0.029677	0.97	451.727	456.869	0.45453	1.00	460.15	93.47	3.00	1.83	0.71
		413.15	0.03114	0.998	451.665	458.11	0.46022	1.00	481.15	93.23	0.20	6.13	4.79
	0.02	353.15	0.04266	0.379	451.15	451.153	0.1862	0.41	444.15	77.09	7.56	1.58	1.58
		373.15	0.047796	0.403	450.918	450.922	0.2358	0.44	442.15	79.73	8.41	1.98	1.98
		393.15	0.053524	0.429	450.658	450.662	0.3094	0.47	437.15	82.70	8.72	3.09	3.09
		413.15	0.06026	0.457	450.352	450.357	0.4361	0.52	429.15	86.18	12.12	4.94	4.94
2	0.01	353.15	0.01019	0.523	485.266	485.266	0.02088	0.53	485.15	51.20	1.32	0.02	0.02
		373.15	0.01064	0.537	485.255	485.255	0.02277	0.55	485.15	53.27	2.36	0.02	0.02
		393.15	0.01124	0.555	485.241	485.24	0.02486	0.57	485.15	54.79	2.63	0.02	0.02
		413.15	0.01181	0.573	485.226	485.226	0.02725	0.59	485.15	56.66	2.88	0.02	0.02
	0.02	353.15	0.0114	0.184	485.236	485.236	0.0116	0.19	485.15	1.72	3.16	0.02	0.02
		373.15	0.01312	0.2	485.192	485.192	0.0136	0.2	485.15	3.53	0.00	0.01	0.01
		393.15	0.01563	0.217	485.144	485.144	0.016	0.22	485.15	2.31	1.36	0.00	0.00
		413.15	0.017235	0.235	485.087	485.087	0.0191	0.24	485.15	9.76	2.08	0.01	0.01

Tabla 4.8 Índices de sensibilidad a la temperatura de entrada.

P_I (MPa)	W (kg/s)	ΔT_I (%)	Modelo a dos fluidos			
			$S_{\Delta P}$	S_X	$S_{T_{2l}}$	$S_{T_{2g}}$
1	0.01	5.66	0.81	0.46	0.00	0.00
		11.33	0.84	0.47	0.00	0.00
		16.99	0.88	0.49	0.00	0.02
	0.02	5.66	2.13	-4.05	-1.25	-1.25
		11.33	2.25	1.16	-0.01	-0.01
		16.99	2.43	1.21	-0.01	-0.01
2	0.01	5.66	0.78	0.47	0.00	0.00
		11.33	0.91	0.54	0.00	0.00
		16.99	0.94	0.56	0.00	0.00
	0.02	5.66	2.66	1.54	0.00	0.00
		11.33	3.28	1.58	0.00	0.00
		16.99	3.01	1.63	0.00	0.00

Sin embargo para los subcasos de $W = 0.02$ kg/s, $P_I = 2$ MPa, y cualquier temperatura de entrada, las desviaciones son bajas (en comparación a los otros subcasos) desde 1.72 % (a

353.15 K) hasta 9.76 % (en 413.15 K). Por otra parte, la Tabla 4.8 presenta los índices de sensibilidad a la temperatura de entrada, mientras que la Tabla 4.9 muestra la ganancia de potencia y eficiencia del colector para cada subcaso.

Tabla 4.9 Potencias obtenidas por cada caso (Impacto de T_I).

P_I (MPa)	W (kg/s)	T_I (K)	$P_{\text{útil}}$ (kW)	η (%)
1	0.01	353.15	22.81	37.6
		373.15	22.46	37.01
		393.15	22.12	36.45
		413.15	21.83	35.97
	0.02	353.15	23.7	39.06
		373.15	22.97	37.86
		393.15	22.32	36.78
		413.15	21.73	35.81
2	0.01	353.15	15.6	25.71
		373.15	15.02	24.76
		393.15	14.52	23.93
		413.15	14.01	23.08
	0.02	353.15	18.38	30.28
		373.15	17.3	28.51
		393.15	16.25	26.77
		413.15	15.22	25.08

4.4.3. Sensibilidad al flujo másico de alimentación

Otro parámetro analizado en este estudio es el flujo másico de alimentación, y los resultados obtenidos del estudio se muestran en las figuras 4.13 – 4.16.

En primer lugar, para $P_I = 1$ MPa, se nota de manera general cómo los resultados obtenidos en este estudio presentan un comportamiento progresivo en todo el intervalo de W (la temperatura se mantiene casi constante, la calidad disminuye y las caídas de presión incrementan; cuando el flujo másico de alimentación aumenta); se puede decir que para el subcaso de $T_I = 363.15$ K (con el modelo de Lobón y Valenzuela) también se tiene un comportamiento predecible, hasta cierto punto, sin embargo para el subcaso de $T_I = 398.15$ K y $W = 0.01$ kg/s no se tienen resultados tan predecibles, ya que la temperatura de salida no sigue el mismo comportamiento que para los otros valores de W . Lo anterior se debe, como se explicó en la sección 4.3.1, a las caídas grandes de presión, al bajo flujo másico y a una mayor temperatura de entrada, lo que

propicia condiciones de vapor sobrecalentado (ver Figura 4.14) y la temperatura a la salida es alta (arriba de la temperatura de saturación a la presión de salida), por eso se puede apreciar un decremento en la temperatura desde un valor de 465 K (con 0.01 kg/s) a 425 K (con 0.015 kg/s), aproximadamente. En segundo lugar, acerca de los valores de temperatura obtenidos con RELAP, se muestra que solo para los subcasos de $W = 0.01$ kg/s la temperatura de la fase gaseosa está ligeramente arriba de la temperatura de la fase líquida (aproximadamente en 5 K), esto se debe, como ya se ha mencionado, a la alta calidad que tiene la mezcla agua/vapor bajo estas condiciones de operación. Sin embargo, para $W \geq 0.15$ kg/s la temperatura de ambas fases son iguales y dicho valor corresponde a la temperatura de saturación a una presión de aproximadamente 1 MPa (para cualquiera de los dos valores de T_1). En cuanto a la comparación de los resultados con este trabajo y los resultados reportados por Lobón y Valenzuela se puede decir que nuevamente las caídas de presión son las que presenta las máximas desviaciones para $P_1 = 1$ MPa, específicamente con $T_1 = 398.15$ K. También la calidad presenta desviaciones aunque en menor magnitud, siendo el mínimo de 1.94 % y el máximo de 10.54 %. Por último, en cuanto a las temperaturas a la salida, a pesar de que en las figuras 4.13 y 4.14 se muestran las gráficas separadas una de la otra, numéricamente esta desviación es baja, teniendo una máxima desviación del 7.71 % (considerando la temperatura de la fase gaseosa con $P_1 = 1$ MPa, $T_1 = 363.15$ K y $W = 0.01$ kg/s).

En segundo lugar, para 2 MPa, se puede apreciar que RELAP muestra resultados muy estables, con cambios suaves en la calidad y las caídas de presión al variar el flujo másico, esto se debe a que las condiciones de saturación alcanzadas en estos subcasos. Y en comparación a los resultados de Lobón, las desviaciones son muy pequeñas para las temperaturas a la salida y la calidad, sin embargo, numéricamente las caídas de presión siguen manteniendo grandes desviaciones de 95 % pero progresivamente disminuye hasta casi 2 %.

Por otro lado, los demás parámetros se comportan de la misma manera que los resultados obtenidos con el modelo a dos fluidos.

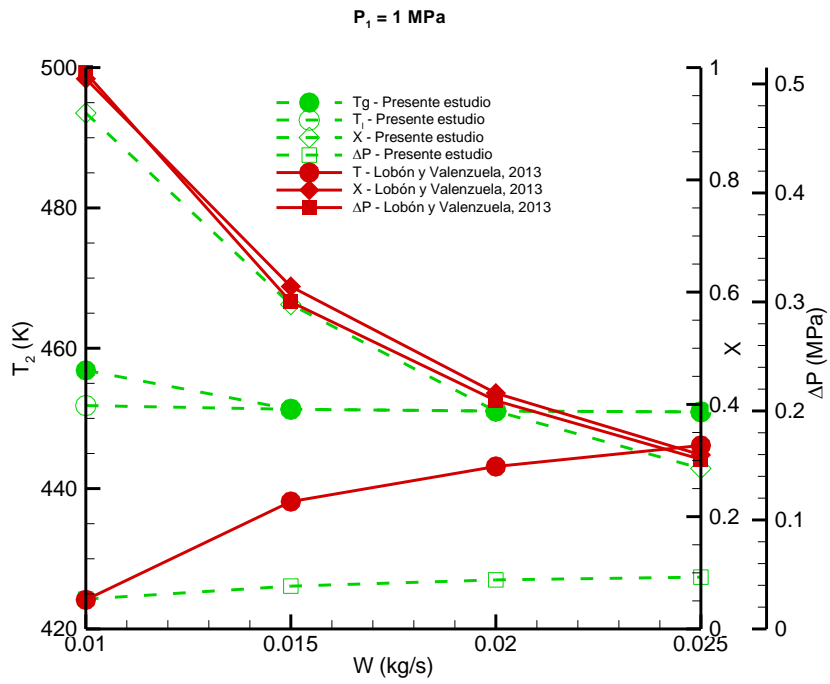


Figura 4.13 Sensibilidad al flujo másico de alimentación ($P_1 = 1$ MPa y $T_1 = 363.15$ K).

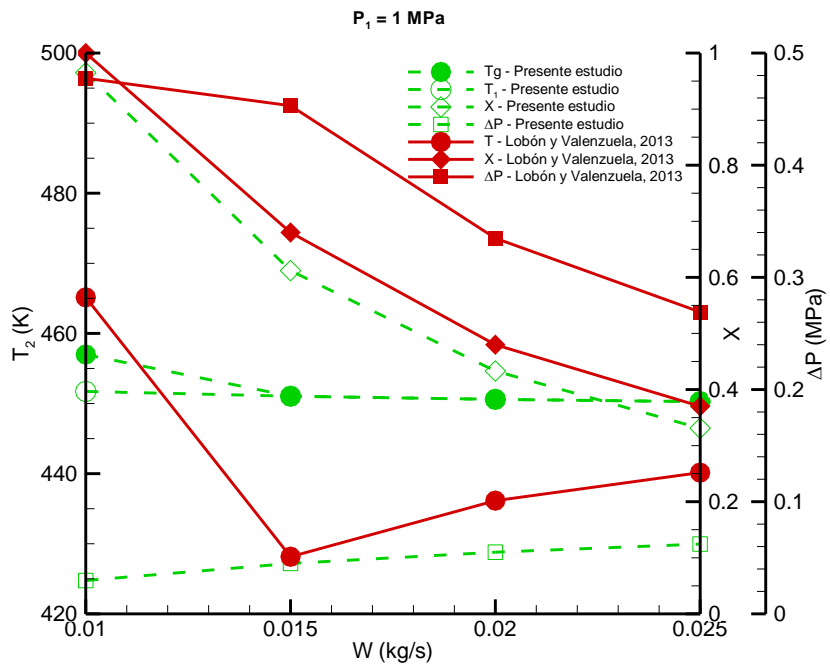


Figura 4.14 Sensibilidad al flujo másico de alimentación ($P_1 = 1$ MPa y $T_1 = 398.15$ K).

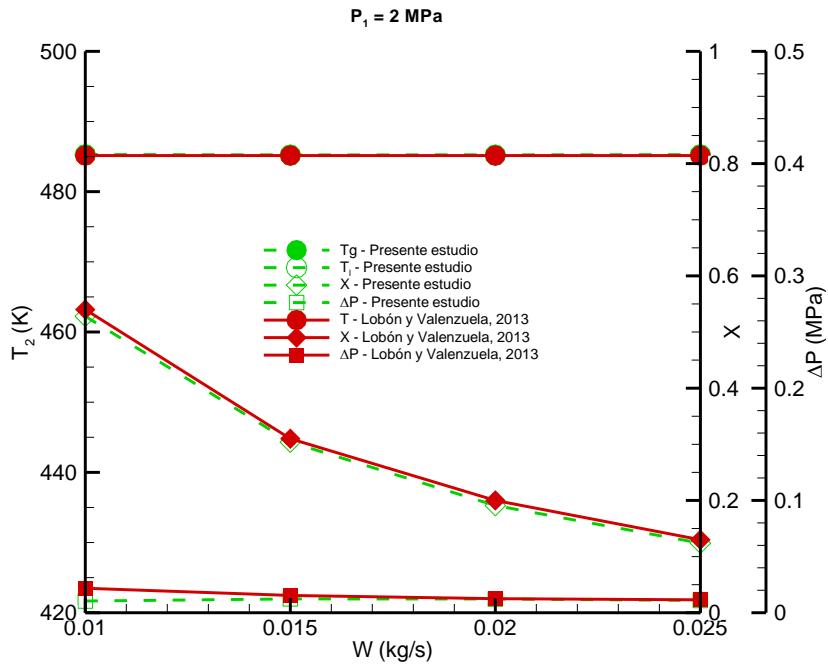


Figura 4.15 Sensibilidad al flujo másico de alimentación ($P_1 = 2$ MPa y $T_1 = 363.15$ K).

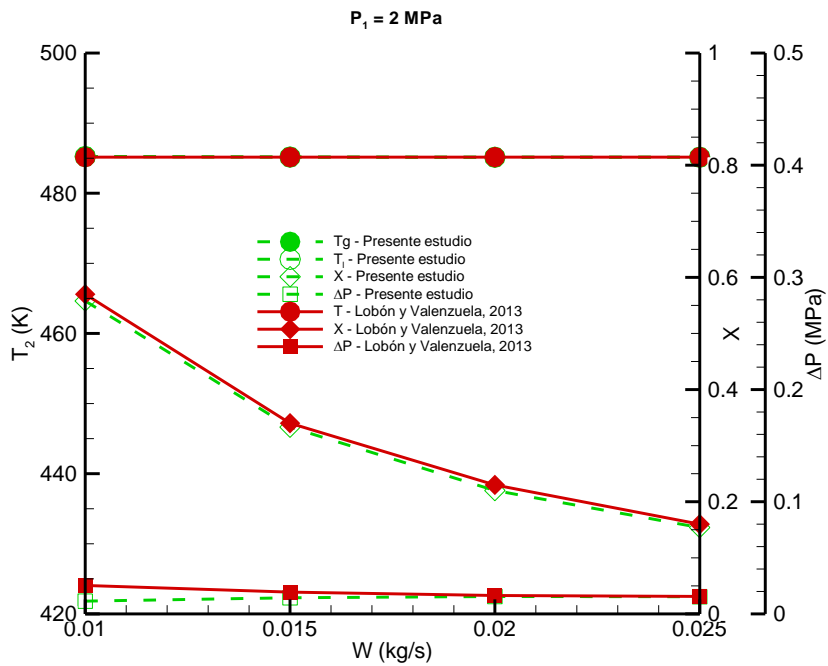


Figura 4.16 Sensibilidad al flujo másico de alimentación ($P_1 = 2$ MPa y $T_1 = 398.15$ K).

En complemento a lo comentado anteriormente, en las Tablas 4.10 y 4.11 se pueden apreciar, respectivamente, las desviaciones de los resultados obtenidos con el modelo a dos fluidos y los reportados por Lobón y Valenzuela; y los índices de sensibilidad con el modelo a dos fluidos. Por último, la Tabla 4.12 presenta los valores de las potencias útiles obtenidas con los CCPs y las eficiencias del campo solar para cada subcaso.

Tabla 4.10 Desviaciones de los resultados del modelo a dos fluidos con respecto al modelo de Lobón y Valenzuela, 2013 (Impacto de W).

P_1 (MPa)	T_1 (K)	W (kg/s)	Modelo a dos fluidos				Lobón y Valenzuela, 2013			Desviación (%)			
			ΔP (MPa)	X	T_{2l} (K)	T_{2g} (K)	ΔP (MPa)	X	T_2 (K)	ΔP	X	T_{2l}	T_{2g}
1	363.15	0.01	0.0274	0.919	451.834	456.852	0.5101	0.98	424.15	94.63	6.22	6.53	7.71
		0.015	0.03928	0.578	451.301	451.301	0.3	0.61	438.15	86.91	5.25	3.00	3.00
		0.02	0.04503	0.388	451.05	451.046	0.2095	0.42	443.15	78.51	7.62	1.78	1.78
		0.025	0.04754	0.286	450.938	450.934	0.1556	0.31	446.15	69.45	7.74	1.07	1.07
	398.15	0.01	0.02974	0.965	451.73	456.992	0.47753	1	465.15	93.77	3.50	2.89	1.75
		0.015	0.04496	0.612	451.051	451.049	0.45308	0.68	428.15	90.08	10.00	5.35	5.35
		0.02	0.05499	0.433	450.6	450.596	0.3349	0.48	436.15	83.58	9.79	3.31	3.31
	0.025	0.06222	0.331	450.273	450.268	0.2691	0.37	440.15	76.88	10.54	2.30	2.30	
2	363.15	0.01	0.01041	0.528	485.263	485.263	0.02178	0.54	485.15	52.20	2.22	0.02	0.02
		0.015	0.01231	0.304	485.214	485.214	0.0154	0.31	485.15	20.06	1.94	0.01	0.01
		0.02	0.01223	0.191	485.216	485.216	0.0125	0.2	485.15	2.16	4.50	0.01	0.01
		0.025	0.01095	0.124	485.249	485.248	0.0115	0.13	485.15	4.78	4.62	0.02	0.02
	398.15	0.01	0.01137	0.558	485.238	485.237	0.02536	0.57	485.15	55.17	2.11	0.02	0.02
		0.015	0.0144	0.333	485.161	485.16	0.0194	0.34	485.15	25.77	2.06	0.00	0.00
		0.02	0.0155	0.22	485.133	485.133	0.0164	0.23	485.15	5.49	4.35	0.00	0.00
	0.025	0.01533	0.154	485.138	485.137	0.0156	0.16	485.15	1.73	3.75	0.00	0.00	

Tabla 4.11 Índices de sensibilidad al flujo másico de alimentación.

P_1 (MPa)	T_1 (K)	ΔW (%)	Modelo a dos fluidos			
			$S_{\Delta P}$	S_X	$S_{T_{2l}}$	$S_{T_{2g}}$
1	363.15	50	0.87	-0.74	0.00	-0.02
		100	0.64	-0.58	0.00	-0.01
		150	0.49	-0.46	0.00	-0.01
	363.15	50	1.02	0.32	-0.14	-0.14
		100	0.85	-0.55	0.00	-0.01
		150	0.73	-0.44	0.00	-0.01
2	398.15	50	0.37	-0.85	0.00	0.00
		100	0.17	-0.64	0.00	0.00
		150	0.03	-0.51	0.00	0.00
	398.15	50	0.53	-0.81	0.00	0.00
		100	0.36	-0.61	0.00	0.00
		150	0.23	-0.48	0.00	0.00

Tabla 4.12 Potencias obtenidas por cada caso (Impacto de W).

P_I (MPa)	T_I (K)	W (kg/s)	$P_{\text{útil}}$ (kW)	η (%)
1	363.15	0.01	22.35	36.84
		0.015	23.18	38.21
		0.02	23.22	38.26
		0.025	23.86	39.31
	398.15	0.01	21.8	35.93
		0.015	21.99	36.23
		0.02	22.05	36.34
		0.025	22.38	36.88
2	363.15	0.01	15.28	25.17
		0.015	16.56	27.28
		0.02	17.8	29.33
		0.025	19.09	31.45
	398.15	0.01	14.36	23.67
		0.015	15.16	24.98
		0.02	15.93	26.26
		0.025	16.8	27.68

4.4.4. Sensibilidad a la radiación solar directa

En las figuras.4.17 – 4.20 se presentan los resultados obtenidos con RELAP y nuevamente se comparan con los reportados por Lobón y Valenzuela; en donde se aprecian para el subcaso de $P_I = 1$ MPa y $W = 0.01$ kg/s, que los resultados de RELAP se muestran muy estables en comparación con los de Lobón y Valenzuela. Esto último, en congruencia con lo discutido en los análisis previos, se debe a la obtención de vapor sobrecalentado a la salida (para el modelo de Lobón y Valenzuela), específicamente con $G_b = 900$ W/m². Para ambos modelos con $P_I = 1$ MPa (y ambos valores de W) se nota que la temperatura del fluido es menor conforme la radiación solar aumenta (excepto para la temperatura de mezcla de Lobón y Valenzuela y la de la fase gaseosa cuando $G_b = 900$ W/m² y $W = 0.01$ kg/s, que aumenta), lo cual parecería incongruente, sin embargo eso se explica en base a que la temperatura de salida para cada subcaso corresponde a la temperatura de saturación a la presión de salida, y debido a que las caídas de presión aumentan conforme la radiación solar directa incrementa, en consecuencia se tiene una presión menor a la salida y de esa manera su temperatura de saturación es menor. Para el caso particular de $P_I = 1$ MPa, $W = 0.01$ kg/s y $G_b = 900$ W/m², con el modelo de Lobón y Valenzuela se alcanza el vapor sobrecalentado y por esa razón la temperatura de

mezcla a la salida es mayor que todas las anteriores; por otra parte, aunque con RELAP no se alcanza el sobrecalentado, la alta calidad de la mezcla agua/vapor a la salida hace que haya un pequeño incremento de la temperatura de la fase gaseosa con respecto a la fase líquida. Los resultados con ambos modelos se muestran congruentes en que la calidad incrementa y además en consecuencia las caídas de presión incrementan conforme la radiación solar incrementa. Nuevamente aquí, las máximas desviaciones entre ambos modelos se llevan a cabo en las caídas de presión con una desviación máxima de 93.75 % (con $W = 0.01$ kg/s y $G_b = 900$ W/m²); mientras que las otras variables presentan desviaciones máximas, menores a 5 % para la calidad y ligeramente mayor a 2 % para la temperatura.

Para el caso de $P_1 = 2$ MPa, se presentan para ambos modelos el mismo comportamiento (ver Figuras 4.19 y 4.20) ya que las condiciones a la salida son vapor saturado a aproximadamente 2 MPa; y la calidad aumenta conforme incrementa la radiación solar directa. Además, las desviaciones entre ambos modelos son mínimas, con valores máximos de 2.43 % y 8.26 % para la temperatura y la calidad, respectivamente; aunque para las caídas de presión siguen siendo grandes para ciertas condiciones de operación (máxima desviación de 81.27 %).

Por último, se aprecia que la radiación solar afecta mayormente cuando el flujo másico de alimentación y la presión de trabajo son mayores (ver Tabla 4.14).

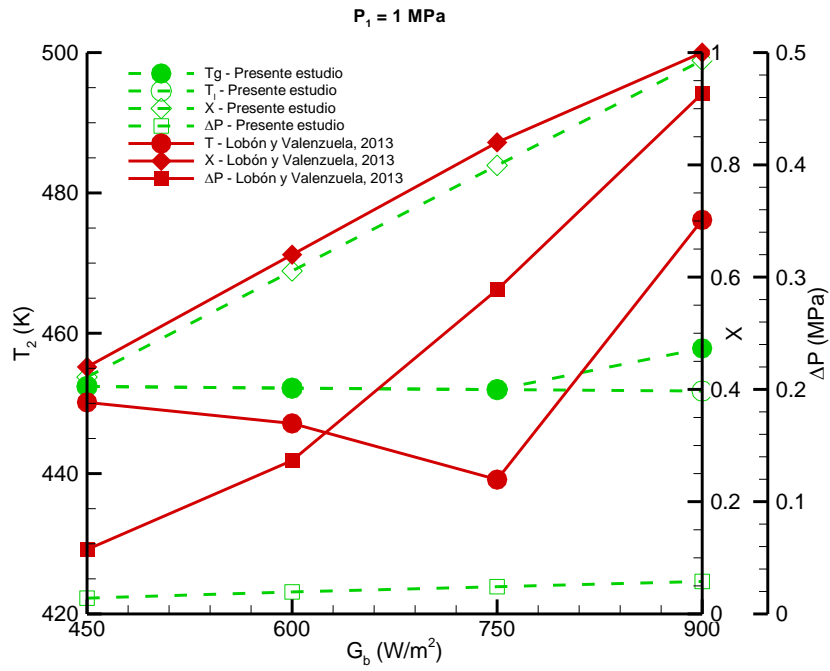


Figura 4.17 Sensibilidad a la radiación solar directa ($P_1 = 1$ MPa y $W = 0.01$ kg/s).

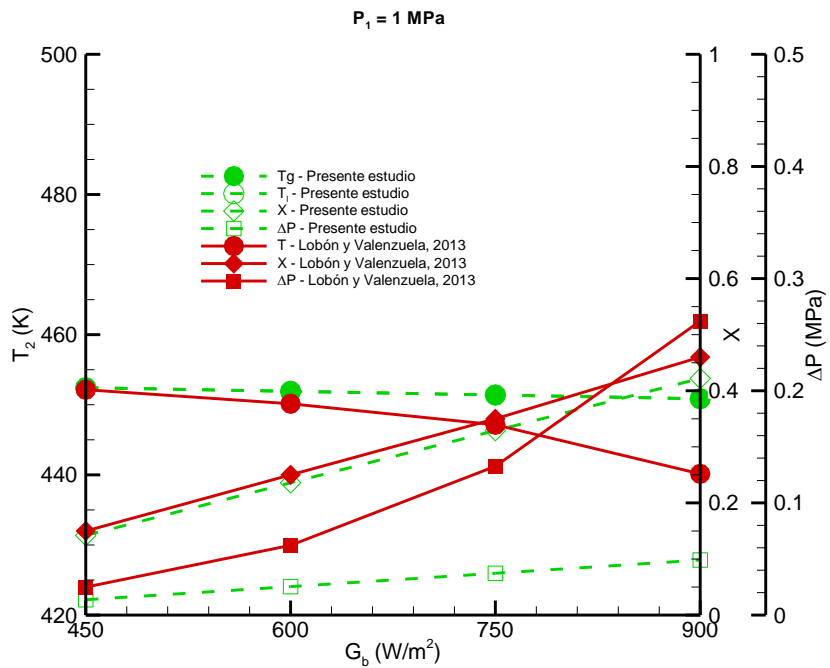


Figura 4.18 Sensibilidad a la radiación solar directa ($P_1 = 1$ MPa y $W = 0.02$ kg/s).

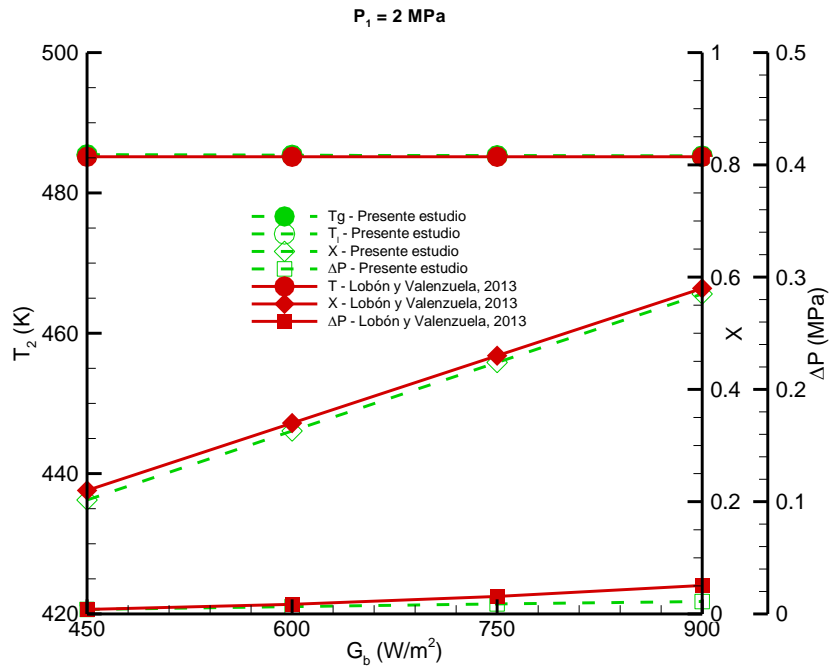


Figura 4.19 Sensibilidad a la radiación solar directa ($P_1 = 2$ MPa y $W = 0.01$ kg/s).

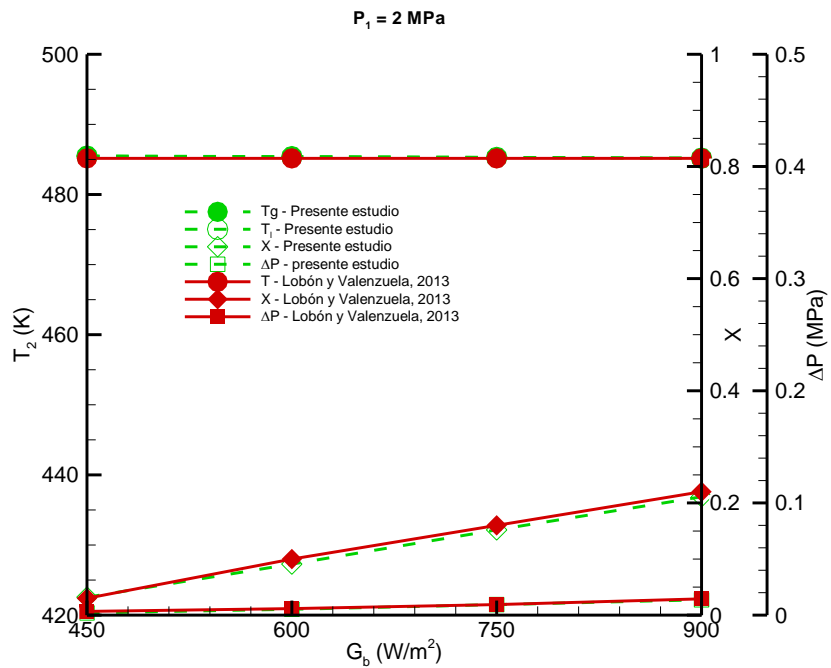


Figura 4.20 Sensibilidad a la radiación solar directa $P_1 = 2$ MPa y $W = 0.02$ kg/s).

Al igual que los casos anteriores, se presentan las desviaciones numéricas entre ambos modelos (Tabla 4.13), los índices de sensibilidad para el modelo a dos fluidos (Tabla 4.14) y las potencias útiles obtenidas y eficiencias del campo solar para cada subcaso (Tabla 4.15).

Tabla 4.13 Desviaciones de los resultados del modelo a dos fluidos con respecto al modelo de Lobón y Valenzuela (Impacto de G_b).

P_I (MPa)	W (kg/s)	G_b (W/m ²)	Modelo a dos fluidos				Lobón y Valenzuela, 2013			Desviación (%)			
			ΔP (MPa)	X	T_{2l} (K)	T_{2g} (K)	ΔP (MPa)	X	T_2 (K)	ΔP	X	T_{2l}	T_{2g}
1	0.01	450	0.01409	0.422	452.421	452.42	0.05738	0.44	450.15	75.44	4.09	0.50	0.50
		600	0.01962	0.611	452.178	452.177	0.13667	0.64	447.15	85.64	4.53	1.12	1.12
		750	0.02427	0.799	451.973	451.972	0.28875	0.84	439.15	91.59	4.88	2.92	2.92
		900	0.02896	0.986	451.766	457.849	0.46354	1	476.15	93.75	1.40	5.12	3.84
	0.02	450	0.01368	0.142	452.439	452.438	0.0249	0.15	452.15	45.04	5.33	0.06	0.06
		600	0.02539	0.236	451.926	451.924	0.0622	0.25	450.15	59.18	5.60	0.39	0.39
		750	0.03727	0.329	451.399	451.396	0.1327	0.35	447.15	71.91	6.00	0.95	0.95
		900	0.04908	0.422	450.868	450.864	0.2621	0.46	440.15	81.27	8.26	2.44	2.43
2	0.01	450	0.00402	0.203	485.424	485.424	0.004	0.22	485.15	0.50	7.73	0.06	0.06
		600	0.00654	0.326	485.36	485.36	0.0086	0.34	485.15	23.95	4.12	0.04	0.04
		750	0.00893	0.448	485.3	485.3	0.01559	0.46	485.15	42.72	2.61	0.03	0.03
		900	0.01109	0.57	485.246	485.246	0.02537	0.58	485.15	56.29	1.72	0.02	0.02
	0.02	450	0.00199	0.032	485.475	485.475	0.0033	0.03	485.15	39.70	6.67	0.07	0.07
		600	0.00522	0.091	485.393	485.393	0.0058	0.1	485.15	10.00	9.00	0.05	0.05
		750	0.00937	0.152	485.288	485.288	0.0094	0.16	485.15	0.32	5.00	0.03	0.03
		900	0.01367	0.211	485.179	485.179	0.0145	0.22	485.15	5.72	4.09	0.01	0.01

Tabla 4.14 Índices de sensibilidad a la radiación solar directa

P_I (MPa)	W (kg/s)	ΔG_b (%)	Modelo a dos fluidos			
			$S_{\Delta P}$	S_X	$S_{T_{2l}}$	$S_{T_{2g}}$
1	0.01	33.33	1.18	1.34	0.00	0.00
		66.67	1.08	1.34	0.00	0.00
		100	1.06	1.34	0.00	0.01
	0.02	33.33	2.57	0.49	-0.21	-0.21
		66.67	2.59	1.98	0.00	0.00
		100	2.59	1.97	0.00	0.00
2	0.01	33.33	1.88	1.82	0.00	0.00
		66.67	1.83	1.81	0.00	0.00
		100	1.76	1.81	0.00	0.00
	0.02	33.33	4.87	5.53	0.00	0.00
		66.67	5.56	5.63	0.00	0.00
		100	5.87	5.59	0.00	0.00

En la Tabla 4.15 puede notarse que cuando la G_b es menor, la eficiencia del campo solar es mayor, alcanzando valores ligeramente arriba del 40 %. Esto se debe a la disminución de las

pérdidas térmicas, ya que se tiene una baja radiación solar. Sin embargo, la potencia útil es menor a 20 kW en la mayoría de los casos. Esto último podría no ser tan factible para ciertos procesos industriales.

Tabla 4.15 Potencias obtenidas por cada caso (Impacto de G_b).

T_I (K)	P_I (MPa)	W (kg/s)	G_b (W/m ²)	$P_{útil}$ (kW)	η (%)
363.15	1	0.01	450	12.34	38.4
			600	16.14	37.69
			750	19.93	37.23
			900	23.71	36.9
		0.02	450	13.38	41.64
			600	17.13	40
			750	20.85	38.95
			900	24.58	38.26
	2	0.01	450	9.135	28.44
			600	11.46	26.75
			750	13.76	25.71
			900	16.07	25.01
		0.02	450	11.81	36.76
			600	14.03	32.76
			750	16.33	30.5
			900	18.55	28.88

4.4.5. Condiciones deseables de operación

Para poder establecer las condiciones deseables de operación del sistema estudiado, para determinado proceso industrial se deben de considerar varios aspectos como las condiciones de vapor que se requieren a la salida (presión, temperatura, calidad, etc.), así como los límites de operación del sistema (presión y temperatura máxima) y los datos de sitio (radiación solar directa de la región y temperatura ambiente). A manera de ejercicio se establece un criterio propio para determinar las condiciones deseables de operación: que el sistema tenga una eficiencia térmica alrededor del 30 % o más, y que la potencia útil obtenida sea aproximadamente 20 kW o mayor. Además, que las condiciones de la mezcla agua/vapor propicien que ambas fases tengan la misma temperatura; lo anterior se puede conseguir con una calidad menor a 0.87, ya que cuando se rebasa este valor se pueden presentar gradientes térmicos importantes que si no se estudian con atención pueden poner en riesgo la seguridad

del campo solar⁴.

En base al criterio mencionado anteriormente, se tiene que las condiciones deseables de operación del sistema son las que se muestran en la Tabla 4.16, la cual toma datos de las Tablas 4.6, 4.9, 4.12 y 4.15. En general, el sistema es capaz de entregar vapor con una calidad entre 0.15 y 0.8, con una temperatura de salida entre 443 K y 497 K. Además, con este sistema se puede obtener un incremento de temperatura en el rango de 35 K a 135 K.

Tabla 4.16 Condiciones deseables de operación.

T_i (K)	P_i (MPa)	W (kg/s)	G_b (W/m ²)	$P_{útil}$ (kW)	η (%)
353.15	1	0.020	850	23.7	39.06
	2	0.020	850	18.38	30.28
363.15	1	0.010	750	19.93	37.23
		0.015	850	23.18	38.21
		0.020	750	20.85	38.95
			850	23.22	38.26
			900	24.58	38.26
	0.025	850	23.86	39.31	
		1.5	0.010	850	18.5
	0.020		850	20.19	33.27
	2	0.020	900	18.55	28.88
		0.025	850	19.09	31.45
373.15	1	0.020	850	22.97	37.86
393.15	1	0.020	850	22.32	36.78
398.15	1	0.015	850	21.99	36.23
		0.020	850	22.05	36.34
		0.025	850	22.38	36.88
	1.5	0.020	850	18.62	30.69
413.15	1	0.020	850	21.73	35.81

En la Tabla 1.1 se presentan los requerimientos de temperaturas de algunos procesos industriales. Ahora bien, con el fin de mostrar el potencial que el sistema estudiado tiene para aplicarse a procesos industriales que requieran calor, de la Tabla 1.1 se extrae la información de los procesos que caen dentro del rango de temperaturas alcanzadas con el sistema estudiado en este trabajo, el resultado de ello se muestra en la Tabla 4.17.

⁴ Aunque en este trabajo no se estudiaron gradientes térmicos perimetrales en el tubo absorbedor para determinar el máximo gradiente térmico permitido, se recomienda evitar cualquier diferencia de temperatura que se pudiera presentar entre las fases, principalmente cuando se manifiesta el patrón de flujo estratificado.

Tabla 4.17 Procesos industriales potenciales para el uso del presente sistema.

Industria	Proceso	Temperatura (K)
Lechera	Secado	393-453
Madera y derivados	Pulpa de preparación	393-443
Plásticos	Secado	453-473
	Separación	473-493
Química	Calor de proceso	393-443
	Caucho sintético	423-473
	Jabones	473-533
Textil	Fijación	433-453

Por último, cabe destacar que este sistema puede resultar muy útil para calentamiento de agua, lo que permitiría poder calentar agua a un flujo másico mayor de 0.025 kg/s si lo que se requiere es agua caliente. Sin embargo, el puro calentamiento de agua se descartó debido a que en esa aplicación no se produce vapor, y ya no se estaría cumpliendo el propósito de este trabajo que es la DGV.

4.5. ANÁLISIS TERMOHIDRÁULICO DE LOS CASOS SELECCIONADOS

En esta sección se realiza el análisis comparativo del comportamiento termohidráulico del flujo a lo largo del tubo absorbedor, para el caso de $P_l = 1$ MPa y $W = 0.01$ kg/s. Este análisis permitirá profundizar un poco más en las causas de las diferencias que se presentan en los resultados de los tres modelos para estas condiciones. Como referencia, también se discute brevemente el comportamiento termohidráulico del caso de $P_l = 2$ MPa y $W = 0.02$ kg/s, para el cual los resultados de los tres modelos son muy similares. Para ambos casos $G_b = 850$ W/m² y $T_l = 363.15$ K. El análisis comparativo de los perfiles es posible realizarlo solamente para los resultados obtenidos en este trabajo con ambos modelos de flujo bifásico, ya que los resultados obtenidos por Lobón y Valenzuela (2013) comprenden únicamente condiciones a la salida del tubo absorbedor.

4.5.1. Caso 1: $P_1 = 1$ MPa y $W = 0.01$ kg/s

En las figuras 4.21 y 4.22 se muestran los perfiles de densidades y de fracciones de vacío a lo largo del tubo absorbedor obtenidos en este trabajo mediante los modelos homogéneo y a dos fluidos, respectivamente. Se observa que para ambos modelos la región de precalentamiento abarca los diez primeros metros del tubo absorbedor y que a la salida del tubo la fracción de vacío es casi 1.0. No obstante, en la región bifásica existen diferencias importantes en los resultados de ambos modelos, especialmente al inicio de la evaporación. El modelo homogéneo predice una fracción de vacío mayor a 0.8 a partir de los 12 m de longitud del tubo y una caída abrupta de la densidad de mezcla desde un valor cercano a 900 kg/m^3 a un valor menor de 100 kg/m^3 . Para el modelo a dos fluidos la transición ocurre de una manera más suave, alcanzando la densidad de mezcla un valor de 100 kg/m^3 a una longitud del tubo de 34 m, correspondiendo una fracción de vacío de 0.90. Es notorio que cuando no hay presencia de vapor (flujo monofásico), ambos modelos predicen el mismo valor de la densidad de la mezcla, que prácticamente es la densidad del líquido calentado.

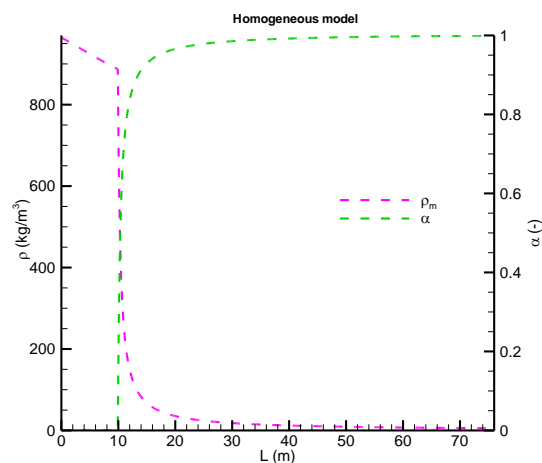


Figura 4.21 Perfiles de las densidades de mezcla y fracciones de vacío (caso 1).

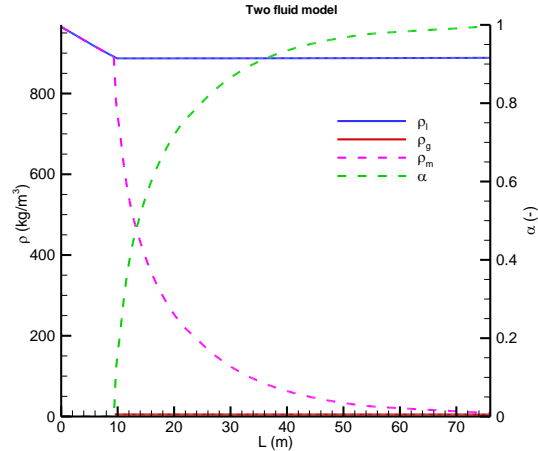


Figura 4.22 Perfiles de las densidades de las fases líquida, vapor y de mezcla; fracciones de vacío (caso 1).

En cuanto a los perfiles de presiones, de calidades y de los patrones de flujo se muestran, respectivamente para el modelo homogéneo y a dos fluidos, en las figuras 4.23 y 4.24. En las cuales se observan que los perfiles de presiones para ambos modelos son muy similares y que las caídas de presión son mayores en la región bifásica como era de esperarse. Para ambos modelos, la calidad del vapor se incrementa de forma lineal desde el inicio de la región de evaporación hasta alcanzar un valor de 0.92 a la salida del tubo. En cuanto a los diversos patrones de flujo que transcurren a lo largo del tubo absorbedor se delimitan en las barras que se encuentran en la parte superior de las figuras 4.23 y 4.24; cada color indica un patrón de flujo diferente (Tabla 4.18). Se observa en primera instancia que el modelo homogéneo no predice el patrón de flujo anular, a diferencia del modelo a dos fluidos. Para que se establezca el patrón de flujo anular después del patrón de flujo estratificado es necesario que la velocidad de la fase vapor sea mucho mayor que la velocidad de la fase líquida. En estas condiciones la corriente de vapor empuja a la corriente líquida hacia toda la superficie envolvente del tubo, estableciéndose el anillo líquido. El modelo homogéneo no es apropiado para predecir el patrón de flujo anular porque en este modelo la velocidad de ambas fases es la misma y porque el patrón anular es esencialmente un modelo de fases separadas (Collier y Thome, 1994). El valor de la fracción de vacío en el cual se da el inicio el patrón de flujo anular para el modelo a dos fluidos es de aproximadamente 0.97 (ver Figuras 4.22 y 4.24), a una longitud del tubo de 55 m. Por otro lado, aun cuando en el tramo de 10-55 m ambos modelos coinciden en

predecir el patrón de flujo estratificado, las fracciones de vacío son muy diferentes como ya fue discutido; por lo tanto, el porcentaje de ocupación de cada fase es diferente. En todo este tramo, el espesor de la capa líquida inferior es muy delgado para el modelo homogéneo, ocupando menos del 5% de la sección transversal del tubo desde los 20 m de longitud. Para el modelo a dos fluidos, la capa líquida inferior ocupa casi el 30% a los 20 m de longitud y va disminuyendo paulatinamente hasta evaporarse completamente.

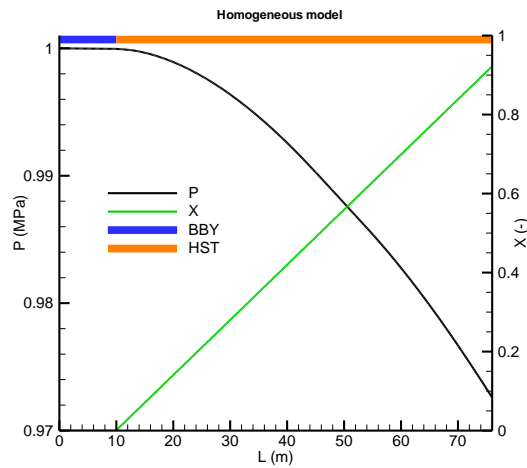


Figura 4.23 Perfiles de presiones, calidades de la mezcla, y patrones de flujo (caso 1 y modelo H).

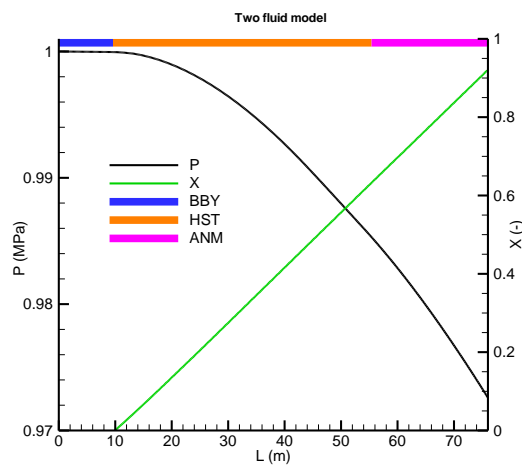


Figura 4.24 Perfiles de presiones, calidades de la mezcla, y patrones de flujo (caso 1 y modelo TF)

Tabla 4.18 Patrones de Flujo

Abreviación	Patrón de Flujo
BBY	Burbuja
HST	Estratificado horizontal
ANM	Anular niebla

En las gráficas de la figura 4.25 se muestran los perfiles de las velocidades críticas y de las fases en la región de evaporación para cada modelo, siguiendo el criterio de la sección 2.6.

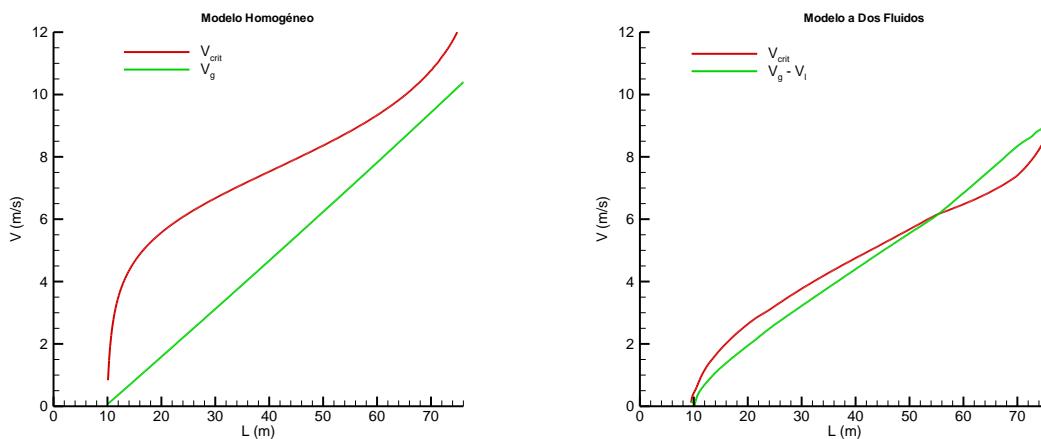


Figura 4.25 Corroboración del patrón de flujo estratificado para ambos modelos (caso 1).

Es evidente desde la figura 4.25 que para el modelo homogéneo la velocidad crítica siempre es mayor que la velocidad de ambas fases en toda la región de evaporación; corroborándose de este modo el patrón de flujo estratificado indicado en la figura 4.23. Para el modelo a dos fluidos el criterio de Taitel y Dukler (modificado) se satisface hasta antes de los 55 m de longitud del tubo absorbedor, en coincidencia con la figura 4.24; después de este tramo se establece patrón de flujo anular.

Uno de los mapas más apegados a condiciones de GDV es el presentado por Zarza (2003) en su tesis doctoral, el cual es similar a los mapas de Odeh *et al.* (2000) para 38 y 54 mm de diámetro interior del tubo absorbedor, obtenidos en base al modelo unificado de Taitel *et al.* (1980). El mapa presentado por Zarza cubre el intervalo de velocidades superficiales que fueron obtenidos en el presente trabajo y es por tanto el apropiado para la discusión. En la

figura 4.26 se muestra este mapa con las trayectorias de la evolución de los patrones de flujo para ambos modelos. Se observa en primera instancia que ambos modelos predicen patrón de flujo estratificado y patrón de flujo anular. De acuerdo a este mapa, las transiciones para ambos modelos ocurrirían a los 36 m de longitud del tubo absorbedor; es decir, 19 m antes de la posición predicha en este trabajo mediante el código RELAP para el modelo a dos fluidos, lo cual constituye una diferencia importante. El efecto que Odeh *et al.* (2000) encontraron en sus mapas de patrones de flujo en cuanto al diámetro del tubo es que, al disminuir el diámetro, desde 54 mm a 38 mm, las líneas de transición se ven ligeramente afectadas, en especial la línea inferior, desplazándose hacia abajo y hacia la izquierda. Esto significaría que para un diámetro de tubo más pequeño como el analizado en este trabajo (15 mm), la aparición del patrón de flujo anular debería ocurrir antes de los 36 m; reduciéndose el tramo de patrón de flujo estratificado. El patrón de flujo anular en el tubo absorbedor es una condición deseable en sistemas de GDV ya que el anillo líquido protege al tubo de sobrecalentamiento. El patrón de flujo estratificado propicia sobrecalentamiento en la superficie superior del tubo en contacto con la fase vapor casi seca (ver Figuras 4.27 y 4.28) provocando fuertes gradientes de temperatura circunferenciales. De aquí la relevancia de una buena predicción de los patrones de flujo y sus transiciones en sistemas de GDV. Los modelos matemáticos juegan un papel primordial en tales predicciones y para corroborar la presencia de determinados patrones de flujo es necesario comparar con datos experimentales como lo hicieron Eck *et al.* (2003) y Moya *et al.* (2011) para el sistema DISS. Por consiguiente, sería recomendable realizar investigación experimental para tubos absorbedores de diámetro pequeño, para las condiciones de operación del presente trabajo.

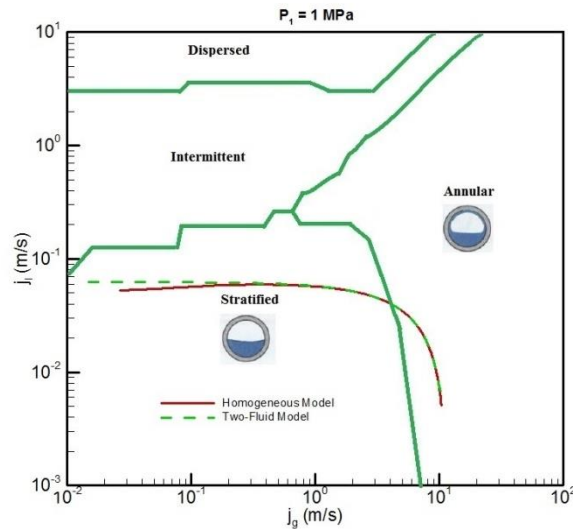


Figura 4.26 Velocidades superficiales de ambos modelos en un mapa de patrones de flujo presentado por Zarza (2003) para GDV (caso 1).

Los perfiles de las temperaturas de mezcla (T_m) para el modelo homogéneo a lo largo del tubo absorbedor y de las temperaturas de ambas fases para el modelo a dos fluidos se presentan en las figuras 4.27 y 4.28, respectivamente. Asimismo se presentan los perfiles de temperaturas en la superficie interior de la pared del tubo absorbedor metálico (T_w), del coeficiente de transferencia de calor por convección (h) y de los MTC (ver también la Tabla 4.19). Para ambos modelos se distinguen claramente las regiones de precalentamiento y de evaporación, disminuyendo las diferencias de temperaturas entre el tubo y el fluido conforme el fluido alcanza la temperatura de saturación. Los valores de h corresponden a un calentamiento de convección forzada de agua líquida (región de precalentamiento) y posteriormente a valores de agua en evaporación, con un fuerte incremento en la posición de la transición entre ambas regiones. En el último tramo del tubo el coeficiente disminuye bruscamente a valores típicos de convección forzada de vapor sobrecalentado. Esta disminución se da a longitudes menores para el modelo homogéneo para el cual no se presenta el patrón de flujo anular en el último tramo del tubo, por lo cual la pared del tubo experimenta un sobrecalentamiento importante a partir de los 66 m, de entre 15-20 K, aproximadamente. No obstante que ninguno de los dos modelos predice condiciones de vapor sobrecalentado, el modelo a dos fluidos (en no equilibrio térmico) predice que la temperatura de la fase vapor se incrementa 5 K por encima

de la temperatura de saturación en los últimos 3 metros del tubo, tramo en el cual la temperatura de la pared del tubo experimenta un sobrecalentamiento de hasta 20 K. En ambos modelos el sobrecalentamiento de la pared del tubo ocurre bruscamente desde la posición en la que el coeficiente de transferencia de calor disminuye drásticamente. Por otra parte, la presencia del patrón de flujo anular en el modelo a dos fluidos incrementa notoriamente el valor del coeficiente de transferencia de calor entre los 60 y 73 m.

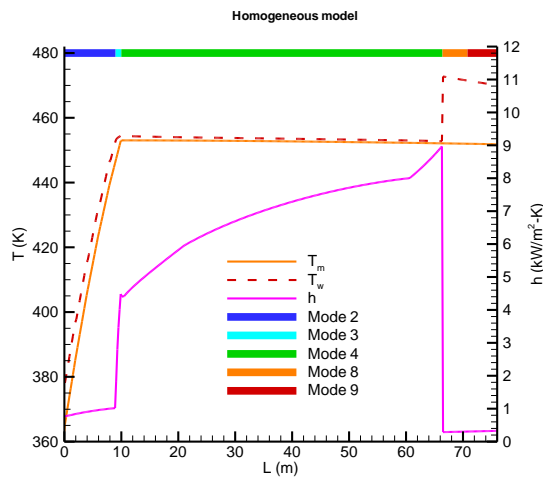


Figura 4.27 Perfiles de temperaturas de mezcla y la pared, coeficientes de transferencia de calor por convección y modos de transferencia de calor (caso 1).

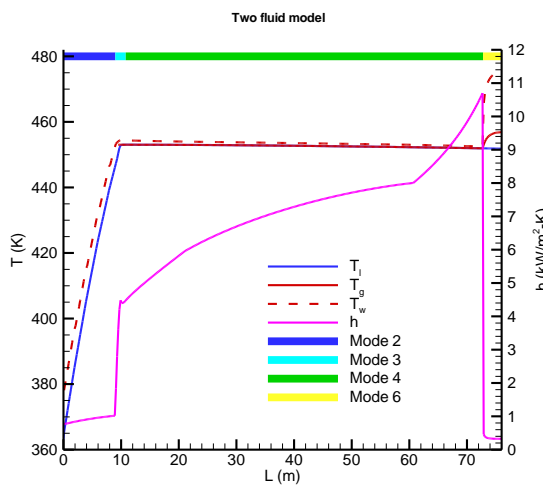


Figura 4.28 Perfiles de temperaturas de las fases y la pared, coeficientes de transferencia de calor por convección y modos de transferencia de calor (caso 1).

Como ya se ha mencionado, los modos de transferencia de calor, los cuales indican qué régimen es usado por RELAP para el cálculo de la transferencia de calor total entre la superficie interior del tubo absorbedor y el fluido; dicha transferencia es la suma de la transferencia de calor para cada fase en contacto con la pared. Hasta antes de los 66 m ambos modelos involucran los mismos modos de transferencia de calor, evolucionando de acuerdo a la transición desde fase líquida a patrón de flujo estratificado (modos 2, 3 y 4). Las diferencias se presentan cuando en ambos modelos el coeficiente de transferencia de calor disminuye drásticamente a valores de vapor sobrecalentado y simultáneamente se tiene una condición de pared sobrecalentada. Esto ocurre después de los 66 m para el modelo homogéneo y hasta después de los 72 m para el modelo a dos fluidos a causa del efecto protector del patrón de flujo anular. Para estos últimos tramos de sobrecalentamiento del tubo, el modelo homogéneo predice dos modos de transferencia de calor, siendo el primero de ellos el modo de ebullición de película saturada (modo 8), es decir, se determina la velocidad de generación de vapor de la capa delgada de líquido sobrecalentado cercana a la pared sobrecalentada. Después de los 72 m se tiene solo vapor sobrecalentado (modo 9) con una fracción de vacío mayor a 0.999. En cambio, a partir de los 72 m, el modelo a dos fluidos predice ebullición saturada en transición a causa de la presencia del patrón de flujo anular.

Tabla 4.19 Modos de transferencias de calor

Modo	Descripción
2	Convección de Líquido Monofásico
3	Ebullición Nucleada Subenfriada
4	Ebullición Nucleada Saturada
6	Ebullición de Transición Saturada
8	Ebullición de Película Saturada
9	Convección Bifásica Supercrítica

4.5.2. Caso 2: $P_I = 2$ MPa y $W = 0.02$ kg/s

Este caso presenta diferencias menores entre los resultados de los modelos homogéneo y a dos fluidos, e inclusive al comparar con los resultados del modelo de Lobón y Valenzuela (ver la Figura 4.6). Cabría esperar entonces que los patrones de flujo, coeficientes de transferencia de calor y modos de transferencia de calor fueran los mismos. Esto es lo que se observa en las siguientes figuras, presentadas en la misma secuencia que para el caso anterior.

Las principales diferencias entre los resultados de ambos modelos para este segundo caso se dan en la evolución de la fracción de vapor y de las densidades de mezcla (Figuras 4.29 y 4.30), alcanzando fracciones de vacío máximas de 0.96 y de 0.80 para los modelos homogéneo y a dos fluidos, respectivamente.

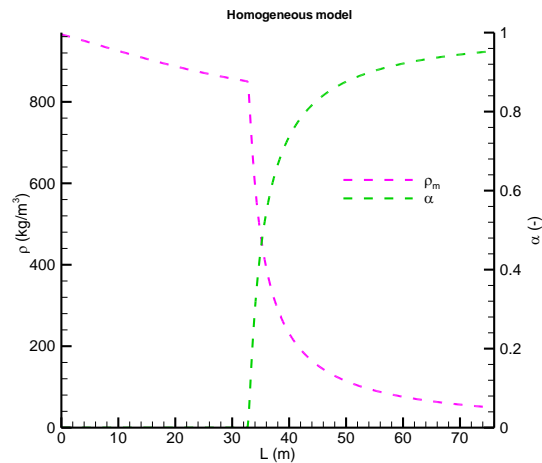


Figura 4.29 Perfiles de la densidades de mezcla y fracciones de vacío (caso 2).

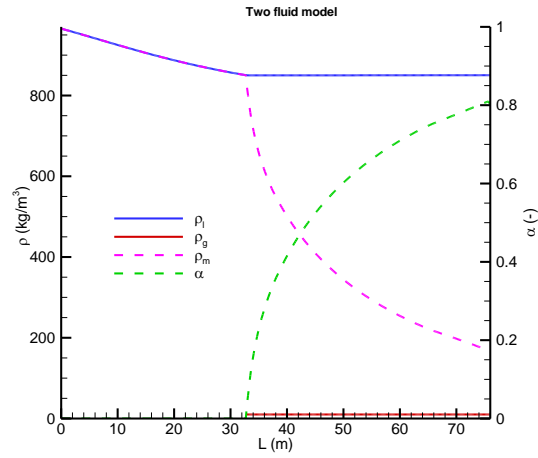


Figura 4.30 Perfiles de las densidades de las fases líquida, vapor y de mezcla; y fracciones de vacío (caso 2).

Como en este caso la presión y el flujo másico de entrada son mayores, la región bifásica inicia 20 m más adelante, es decir, a los 30 m, presentándose solamente el patrón de flujo estratificado (Figuras 4.31 y 4.32).

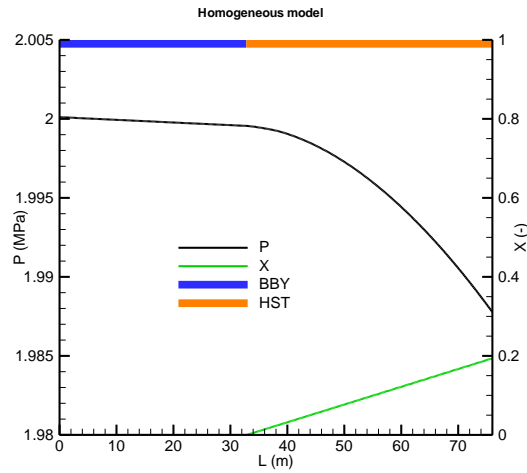


Figura 4.31 Perfiles de presiones, calidades, y de patrones de flujo (caso 2 y modelo H).

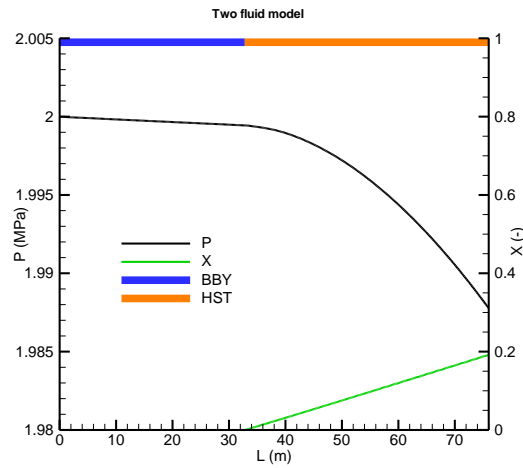


Figura 4.32 Perfiles de presiones, calidades, y de patrones de flujo (caso 2 y modelo TF).

Los datos de las velocidades superficiales en el mapa presentado por Zarza (2003) corroboran este patrón de flujo (Figura 4.34), denotando además que las condiciones son también muy cercanas a un patrón de flujo intermitente, principalmente al inicio de la región bifásica. Esto es especialmente cierto para el modelo a dos fluidos ya que la velocidad relativa es ligeramente inferior a la velocidad crítica del criterio modificado de Taitel y Dukler (Figura 4.33).

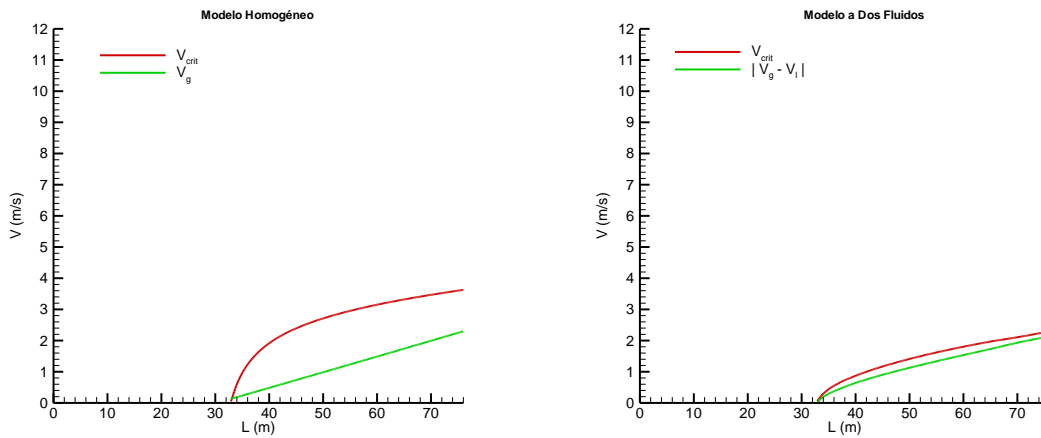


Figura 4.33 Corroboración del patrón de flujo estratificado para ambos modelos (caso 2).

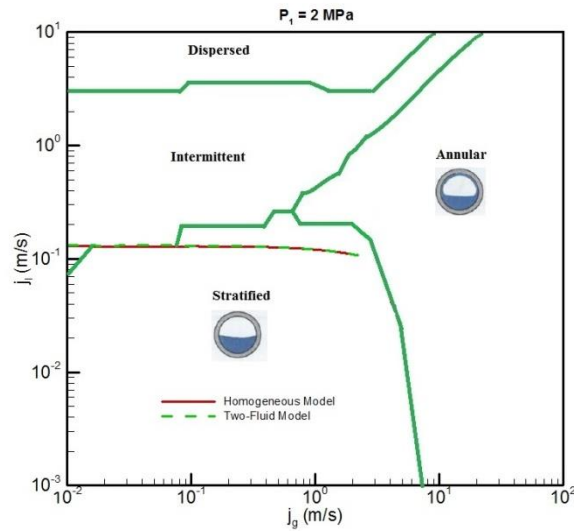


Figura 4.34 Velocidades superficiales de ambos modelos en un mapa de patrones de flujo presentado por Zarza (2003) para GDV (caso 2).

Los modos de transferencia de calor y los perfiles de temperaturas (pared y fluido) son los mismos para ambos modelos desde la entrada hasta la salida, mientras que h presenta una ligera diferencia (ver Figuras 4.35 y 4.36).

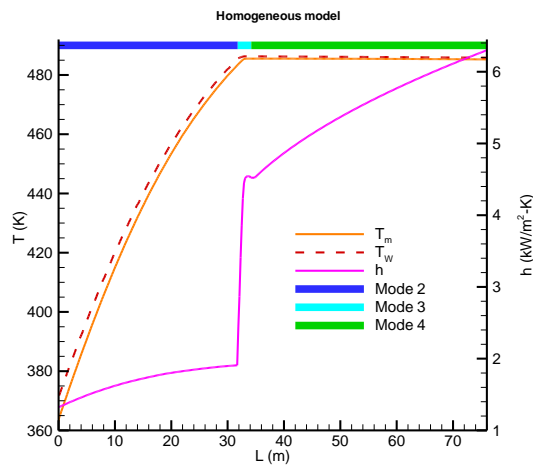


Figura 4.35 Perfiles de temperaturas de la mezcla y la pared, del coeficiente de transferencia de calor por convección y de los modos de transferencia de calor (caso 2).

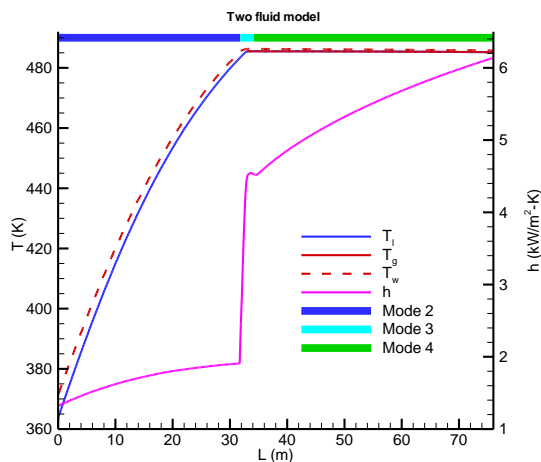


Figura 4.36 Perfiles de temperaturas de ambas fases y la pared, coeficiente de transferencia de calor por convección y de los modos de transferencia de calor (caso 2).

4.6. DISCUSIÓN DE LAS POSIBLES CAUSAS DE LAS DIFERENCIAS ENTRE LOS RESULTADOS DE LAS CAIDAS DE PRESIÓN DE LOS DIVERSOS MODELOS

Como se ha comentado anteriormente (sección 4.4) no existen diferencias importantes entre los resultados de caídas de presión obtenidos en este trabajo con los modelos homogéneo y a dos fluidos. Sin embargo, existen diferencias importantes en relación al modelo simplificado de Lobón y Valenzuela (2013); principalmente para el caso de presión de entrada de 1 MPa y 0.01 kg/s (ver Figuras 4.5 y 4.6). Las desviaciones máximas en las caídas de presión son de 95% y 78%, para flujos máxicos de alimentación de 0.01 kg/s y 0.02 kg/s, respectivamente; y las desviaciones promedio son de 59% y 32%. Dicho lo anterior, se prosigue a realizar una discusión del porqué de dichas diferencias las cuales básicamente son a causa de las diferencias sustanciales entre los modelos matemáticos para la determinación de la presión.

El modelo de Lobón y Valenzuela está fundamentado en la correlación de Friedel para el cálculo de las caídas de presión (ver sección 2.3.1) y en un balance global de energía en forma de calor para el cálculo de las temperaturas. La eficiencia térmica del colector fue calculada en base a las diferencias de temperatura entre el fluido y el medio ambiente. Por otra parte, los modelos homogéneo y a dos fluidos fueron presentados y discutidos en la sección 3.2.2.

La correlación de Friedel es función de la calidad de la mezcla, el factor de fricción de Fanning, la viscosidad dinámica, la densidad, y los números de Froude y Weber. Las primeras cuatro variables se incluyen en las constantes A_1 , A_2 y A_3 de la Ec. (2.10). Estos tres términos son los que sufren mayor variación a lo largo de la zona bifásica debido al incremento de la calidad y por consiguiente del cambio en las propiedades de la mezcla. En cuanto a los números de Fr y We , estos se mantienen muy parejos en toda la zona bifásica, y por ende no impactan tanto.

Las principales diferencias entre los resultados se presentan cuando las condiciones de operación originan vapor con una calidad mayor a 0.6. Para algunos casos el modelo de Lobón y Valenzuela predice vapor sobrecalentado y para estos casos se obtienen las máximas desviaciones. Esto se debe a que la zona más dominante en lo que respecta a la caída de presión es la de sobrecalentamiento, pues una pequeña variación en la longitud de dicha zona provoca un gran cambio en la caída de presión total, y puesto que el modelo de Lobón y Valenzuela predice sobrecalentamiento de vapor, al aumentar el caudal se acorta la longitud de la zona de sobrecalentamiento. Así, la reducción que ocasiona este acortamiento de la longitud de la región de sobrecalentamiento en la caída de presión total, es mayor que el aumento de presión en las zonas de precalentamiento y evaporación debido al aumento de longitud de estas; y por ello los resultados de los dos modelos son bastante similares cuando el flujo másico es grande, porque en este caso ningún modelo predice condiciones de sobrecalentamiento.

Con la finalidad de identificar mejor las causas de estas diferencias se procedió a calcular las caídas de presión mediante la correlación de Friedel, aplicando los valores de las propiedades del vapor obtenidas en este trabajo mediante RELAP. Los resultados de los perfiles de presión se presentan en la figura 4.37, mientras que las caídas de presión se presentan en la figura 4.38. Las desviaciones máximas encontradas para los perfiles de presión son de 2.24%, 0.53% y 0.39 %; para 1 MPa, 1.5 MPa y 2.0 MPa, respectivamente. Nótese que estas desviaciones máximas se presentan a la salida del tubo absorbedor. No obstante que los porcentajes de desviación de los perfiles de presión son pequeños, los porcentajes de desviación de las caídas de presión totales son mucho mayores, siendo de 78%, 48% y 75%; lo que explica las grandes

diferencias en las caídas de presión entre los resultados de este trabajo para los modelos homogéneo y a dos fluidos, y los resultados de Lobón y Valenzuela. Con lo anterior se corrobora el conocimiento de índole general de que la correlación de Friedel sobre predice las caídas de presión de forma importante (Collier y Thome, 1994).

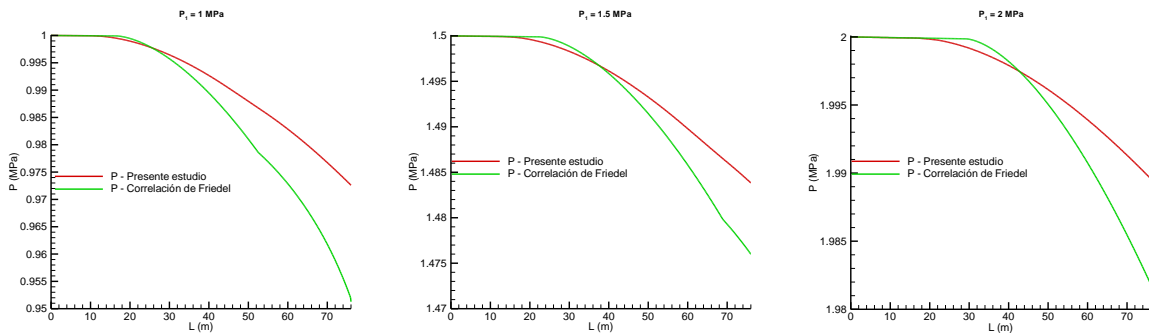


Figura 4.37 Comparación de perfiles de presión a lo largo del tubo absorbedor.

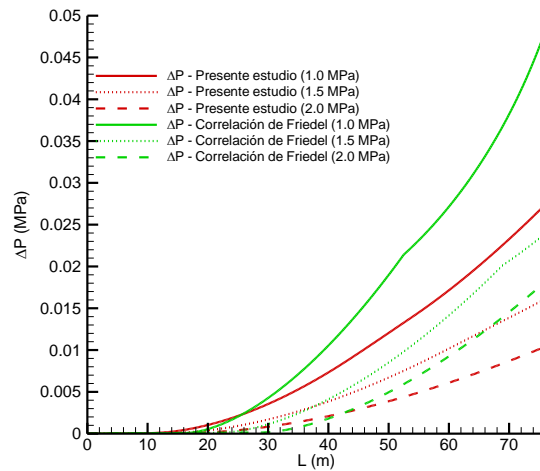


Figura 4.38 Comparación de los perfiles de las caídas de presión a lo largo del tubo absorbedor.

CAPÍTULO 5.

CONCLUSIONES GENERALES Y RECOMENDACIONES PARA TRABAJOS FUTUROS

En este capítulo se exponen las principales conclusiones obtenidas de los estudios realizados; y además, se comentan aspectos importantes que se deben considerar para trabajos futuros.

5.1. CONCLUSIONES GENERALES

Se realizaron diversos estudios de un campo solar con CCPs para GDV con aplicaciones de IPH; considerando captadores tipo Capsol de tamaño pequeño. El sistema físico bajo estudio se analizó considerando diversos modelos matemáticos del comportamiento del flujo bifásico. Lo anterior, con la finalidad de profundizar en el conocimiento termohidráulico del flujo bifásico agua/vapor en el interior de los tubos absorbedores de tales sistemas, y determinar el impacto de la selección de un determinado modelo matemático para tales estudios. El sistema se analizó con presiones de entrada en el intervalo de 1 MPa a 2.5 MPa, temperaturas de entrada de 353 K a 413 K, flujos máscicos de 0.01 kg/s a 0.025 kg/s, y radiación solar directa de 450 W/m² a 900 W/m².

Las conclusiones generales de este trabajo se presentan en el mismo orden en que se realizaron los estudios. En resumen, los estudios realizados fueron: a) la importancia de considerar eficiencias térmicas individuales para cada colector; b) análisis de sensibilidad a la presión y temperatura de entrada, al flujo máscico de alimentación y a la radiación solar incidente; c) estudios termohidráulicos del comportamiento del flujo bifásico en el interior del tubo absorbedor. Se aplicaron las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía para un fluido newtoniano (ecuaciones de Navier-Stokes) generalizadas a un flujo bifásico, promediadas en espacio y tiempo, y mediante el simulador comercial RELAP. Lo anterior involucrando dos tipos de modelos matemáticos: el Modelo Homogéneo y el Modelo a Dos Fluidos. Los resultados de ambos modelos fueron comparados y analizados y además se compararon con los resultados de Lobón y Valenzuela (2013) quienes aplicaron un modelo homogéneo simplificado que involucra la correlación de Friedel para el cálculo de las caídas de presión y un balance global de energía en forma de calor para el cálculo de las temperaturas. Las conclusiones generales de estos estudios son las siguientes:

Respecto a la importancia de considerar eficiencias térmicas individuales para cada colector (captador) se concluye que, bajo esta condición, es posible determinar de una manera más precisa, por un lado, las longitudes de las regiones de precalentado, evaporación y sobrecalentado; y por el otro, los diversos patrones de flujo que transcurren a lo largo del tubo

absorbedor y la posición de sus transiciones. En cambio, al considerar una eficiencia promedio, sólo es posible obtener buena aproximación para ciertos parámetros tales como la temperatura y la calidad. Otro aspecto importante de mencionar es que no es lo mismo distribuir una fuente de calor de manera uniforme a lo largo de todo el tubo, a tener una distribución no uniforme aun considerando que el calor total suministrado sea el mismo. Lo último ocasiona, principalmente, que los patrones de flujo se desfasen al considerar una eficiencia promedio, con respecto a considerar una eficiencia en función de la diferencia de temperaturas entre el fluido de trabajo y la del medio ambiente (eficiencia para cada colector).

Acerca de los resultados obtenidos en el análisis de sensibilidad, ambos modelos (homogéneo y a dos fluidos) muestran ligeras diferencias sólo en las temperaturas, cuando la calidad de la mezcla es mayor a 0.87. El modelo a dos fluidos no considera equilibrio termodinámico por lo que, para calidades arriba de 0.87, la temperatura de la fase gaseosa se incrementa ligeramente arriba de la temperatura de la fase líquida. El modelo homogéneo involucra una temperatura de mezcla, la cual coincide con la temperatura de la fase líquida predicha con el modelo a dos fluidos. Con respecto a la sensibilidad, la calidad muestra ser más sensible bajo ciertas condiciones de operación (presión de entrada) y la caída de presión es más sensible al variar la temperatura de entrada cuando el flujo másico es 0.02 kg/s. Por otra parte, ambos modelos sí presentan grandes diferencias en las caídas de presión con respecto al modelo de Lobón y Valenzuela, principalmente cuando las condiciones de operación propician una alta calidad (a bajas presiones y bajos flujos másicos). Para el caso de 1 MPa, las máximas desviaciones en las caídas de presión son de 95% y 78%, para flujos másicos de alimentación de 0.01 kg/s y 0.02 kg/s, respectivamente; y las desviaciones promedio son de 59% y 32%. Estas grandes desviaciones se atribuyen a la correlación empleada para el cálculo de las caídas de presión. Aplicando los modelos homogéneo y a dos fluidos, se resuelven las ecuaciones de conservación para calcular la presión y las otras variables, mientras que Lobón y Valenzuela emplearon la correlación de Friedel para el cálculo de las caídas de presión. De aquí vienen las grandes diferencias en las caídas de presión, ya que la corrección de Friedel sobrestima las caídas de presión, principalmente en la zona bifásica. Aunado a lo anterior, esta sobreestimación de las caídas de presión ocasiona que se alcance rápidamente la región de

sobrecalentado, lo cual explica la razón por la que para 1 MPa, 398 K y 0.01 kg/s, el modelo de Lobón y Valenzuela predice una temperatura excesivamente arriba de la temperatura de saturación a la presión de salida. No obstante, para los casos en los que se tiene una baja calidad (presiones y flujos máscicos mayores), los modelos muestran buena concordancia.

Los resultados del estudio termohidráulico obtenidos con los modelos homogéneo y a dos fluidos no presentan grandes diferencias entre sí cuando la calidad de la mezcla es menor a 0.60 (básicamente para los casos de presiones y flujos máscicos mayores), de hecho sólo algunos parámetros presentan un comportamiento diferente en la región bifásica. Los parámetros idénticos son: la temperatura del fluido y de la pared del absorbedor, la calidad, la presión, el coeficiente transferencia de calor por convección, los patrones de flujo y los modos de transferencia de calor. Los parámetros que difieren considerablemente son: la fracción de vapor y la densidad de mezcla. Sin embargo, para los casos de 1 MPa, los patrones de flujo y modos de transferencia de calor también difieren considerablemente en los últimos tramos del tubo absorbedor. Por otra parte, cuando las condiciones de operación permiten una calidad muy alta, arriba de 0.875 para ambos modelos, la diferencia de temperatura entre la pared del absorbedor y el fluido se incrementa de manera importante; siendo este gradiente térmico de igual magnitud para ambos modelos, pero abarcando una mayor longitud de la región bifásica con el modelo homogéneo. Finalmente, es importante comentar que con el modelo homogéneo no es posible predecir el patrón de flujo anular mediante el criterio de Taitel y Dukler modificado (Taitel y Dukler, 1976), aunque sí con el mapa de patrones de flujo de Odeh *et al.* (2003). Por último, para el modelo a dos fluidos, cuando la calidad es mayor a 0.875, las temperaturas de la fase gaseosa son mayores a las de la fase líquida hasta por 7 K, y la temperatura de la pared es mayor a la temperatura de la fase líquida en 20 K (aproximadamente).

Otros aspectos importantes que se abordaron en el presente trabajo son las condiciones deseables de operación del campo solar que permiten un buen rendimiento del sistema (mayor de 30 %) con una potencia útil mayor a 20 kW y calidad menor del 0.8. Además, el sistema resultó viable para aplicaciones que requieren temperaturas entre 443 K a 485 K. Así, las industrias lechera, madera y derivados, plásticos, química y textil son las que presentan mayor

potencial para la implementación del sistema físico propuesto en este trabajo.

5.2. RECOMENDACIONES PARA TRABAJOS FUTUROS

Algunas de estas recomendaciones son una extensión del presente trabajo, mientras que otras se dirigen hacia un nuevo estudio.

- Realizar estudios considerando la inclinación de la fila de CCPs con la finalidad de encontrar el ángulo óptimo para reducir el patrón de flujo estratificado y propiciar el patrón de flujo anular.
- En el presente estudio se analizó el modo de un solo paso, sería interesante analizar el modo de recirculación y comparar entre ellos para ver cuál resulta más factible en virtud del rendimiento global del CCP.
- Tomar en cuenta la evolución en el tiempo del comportamiento termohidráulico hasta poder involucrar el comportamiento en un día completo de funcionamiento del campo solar.
- Realizar un estudio económico de la implementación del campo solar analizado para su uso en la industria. Para esto, además de los datos de sitio, deben considerarse la demanda de calor de la industria y las condiciones del vapor que se requieran. También sería importante analizar diferentes especificaciones de materiales, por ejemplo, durabilidad, costo, sustentabilidad, entre otros aspectos.
- Estudiar la distribución de la temperatura en la pared del tubo absorbedor sometida a flujo de calor no uniforme (concentración solar). Se recomienda utilizar un material con conductividad térmica alta o en su defecto, emplear tubos bimetálicos.
- Desarrollar un código numérico para el estudio del flujo bifásico en este tipo de sistemas que involucre el movimiento y características del espejo reflector, y los diferentes mecanismos de transferencia de calor involucrando el medio ambiente

exterior.

- Comparar con resultados experimentales del campo solar cuando este sea construido.
- Sería recomendable realizar estudios termohidráulicos del captador tipo Capsol para determinar de qué manera se podría mejorar la transferencia de calor.

REFERENCIAS

Aguilar-Gastelum F., Moya S.L., Cazarez-Candia O., Valenzuela L., 2014. Theoretical study of direct steam generation in two parallel pipes. *Energy Procedia* 57, 2265-2274.

Aguilar-Gastelum F., 2013. Estudios del efecto de la concentración solar en la distribución del flujo en tuberías paralelas de un sistema de colectores cilindro parabólicos. Tesis de maestría. CENIDET.

Alguacil M., Prieto C., Rodriguez A., Lohr J., 2014. Direct steam generation in parabolic trough collectors. *Energy Procedia* 49, 21-29.

Almanza R., Jiménez G., Lentz A., Váldez A., Soria A., 2002. DSG Under Two-Phase and Stratified Flow in a Steel Receiver of a Parabolic Trough Collector. *Journal of Solar Energy Engineering (ASME)* 124, 140-144.

Balance Nacional de Energía – <http://www.sener.gob.mx/portal/default.aspx?id=1433> (SENER)

Benítez O., 2004. Modelación de flujo bifásico a través de pozos petroleros. Tesis de Maestría. CENIDET.

Collier J., y Thome J., 1994. *Convective boiling and condensation*. Oxford Science Publications. Third Edition.

Eck M., Zarza E., Eickhoff M., Rheinländer J., Valenzuela L., 2003. Applied research concerning the direct steam generation in parabolic troughs. *Solar Energy* 74, 341-351.

Enríquez J., 2012. Estudios numéricos del flujo en el tubo absorbedor de un sistema de generación directa de vapor con energía solar. Tesis de maestría. CENIDET.

Fernández-García A., Zarza E., Valenzuela L., Pérez M., 2010. Parabolic-trough solar collectors and their applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14,1695-1721.

Fernández-García A, Zarza E, Valenzuela L, Pérez M, Valcárcel E, Rojas E, León J., 2011. Development of a small-sized parabolic trough collector. Final Capsol Project results. ISES Solar World Congress 2011, Kassel (Germany).

Frein A., Calderoni M., Motta M., 2014. Solar thermal plant integration into an industrial process. *Energy Procedia* 48, 1152-1163.

Hernández-Lobón D., 2014. CONTRIBUCIÓN AL MODELADO TERMOHIDRÁULICO DE CAPTADORES SOLARES CILINDROPARABÓLICOS PARA LA GENERACIÓN DIRECTA DE VAPOR. Tesis Doctoral. Universidad de Almería, España.

Hernández-Lobón D., Baglietto E., Valenzuela L., 2014. Modeling direct steam generation in solar collectors with multiphase CFD. *Applied Energy* 113, 1338-1348.

Hernández-Lobón D., Valenzuela L., Baglietto E., 2014. Modeling the dynamics of the multiphase fluid in the parabolic-trough solar steam generating systems. *Energy Conversion and Management* 78, 393-404.

Ishii M., 1975. Thermo-Fluid Dynamic Theory of Two-Phase Flow. Collection de la direction des études et recherches d'électricité de France.

Kalogirou S., 2003. The Potential of Solar Industrial Process Heat Applications. *Applied Energy* 76, 337-361.

Lauterbach C., Schmitt B., Jordan U., Vajen K., (2012). The potential of solar heat for industrial processes in Germany. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16, 5121-5130.

Lentz A., 2005. Incremento en la cantidad de vapor de los ciclos geotermoeléctricos mediante concentradores solares de canal parabólico. Tesis doctoral, UNAM.

Levy S., 1999. Two-phase flow in complex systems. John Wiley & Sons, INC.

- Lobón D., Valenzuela L., (2013). Impact of pressure losses in small-sized parabolic-trough collectors for direct steam generation. *Energy* 61, 502-512.
- Martínez I., Almanza R., 2007. Experimental and theoretical analysis of annular two-phase flow regimen in direct steam generation for a low-power system. *Solar Energy* 81, 216-226.
- Mekhilef S., Saidur R., Safari A., 2011. A Review on Solar Energy Use in Industries. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15, 1777-1790.
- Mohamad A., Orfi J., Alansary H., 2014. Heat losses from parabolic trough solar collectors. *International Journal of Energy Research* 38, 20-28.
- Moore K.V. y Rettig W.H., 1973. RELAP4 – A COMPUTER PROGRAM FOR TRANSIENT THERMAL HYDRAULIC ANALYSIS.
- Moya S.L., Valenzuela L., Zarza E., (2011). Numerical study of the thermal hydraulic behavior of water-steam flow in the absorber tube of the DISS system using RELAP, SolarPACES 2011.
- Moya S.L., 2009. Estudio numérico-experimental de un colector (receptor) solar prototipo (Sistema DISS). Informe de Estancia Sabática en la Plataforma Solar de Almería, España.
- Odeh S. D., Behnia M., Morrison G. L., 2000. Hydrodynamic Analysis of Direct Steam Generation Solar Collectors. *ASME*, 122, 11-22.
- Pålsson H., Bergthórsson E.S., Pålsson O.P., 2006. Estimation and validation of models two phase flow from geothermal Wells. 10th International Symposium on District Heating and Cooling, September 3-5, 2006.
- Pye J D, Morrison G L, Behnia M, 2006, Pressure drops for direct steam generation in line-focus solar thermal system, ANZSES Solar 2006, Canberra, Australia.
- Quirante M., Valenzuela L., 2012. Dimensioning a small-sized PTC solar field for heating and cooling of a hotel in Almería (Spain). *Energy Procedia* 30, 967-973.

Ramos C., Beltran J., Ramirez R., 2014. Advances on the Development of the Parabolic Trough Technology in Mexico. *Energy Procedia* 57, 2090-2097.

Ramos C., Ramirez R., Beltran J., 2014. Potential assessment in Mexico for solar process heat applications in food and textile industries. *Energy Procedia* 49, 1879–1884.

Ransom V., Trapp J., Wagner R., 2001. RELAP5/MOD3.3 CODE MANUAL VOLUME I: CODE STRUCTURE, SYSTEM MODELS, AND SOLUTION METHODS.

RELAP5/MOD3.3 CODE MANUAL VOLUME IV: MODEL AND CORRELATIONS. 2001.

Saynes J., 2014. Estudio termo-hidráulico de una fila tipo de captadores cilindro-parabólicos (CCP) para generación directa de vapor (GDV) de una central eléctrica termosolar (CET). Tesis de Maestría. CENIDET.

Silva R., Cabrera F. J., Pérez-García M., 2014. Process heat generation with parabolic trough collectors for a vegetables preservation industry in Southern Spain. *Energy Procedia* 48, 1210-1216.

Taitel Y., Barnea D., Dukler D. A., 1980. Modeling Flow Pattern Transitions for Steady Upward Gas-Liquid Flow in Vertical Tubes. *AIChE Journal*, 26.3, 345-354.

Taitel Y., Dukler A. E., 1976. A Model for predicting Flow-regime Transitions in Horizontal and Near Horizontal Gas-Liquid Flow. *AIChE Journal* 22.1, 47-55.

Vannoni C., Riccardo B., Serena D., 2008. Potential for Solar Heat in Industrial Processes. Technical Rep. No. IEA SHC-Task 33 and Solar PACES Task IV. Madrid: IEA-CIEMAT.

Valenzuela L., Hernández-Lobón D., Zarza E., 2012. Sensitivity analysis of saturated steam production in parabolic trough collectors. *Energy Procedia* 30, 765-774.

Valenzuela L., Saynes J., Moya S.L., 2016. Análisis termo-hidráulico de captadores solares cilindroparabólicos para generación directa de vapor con RELAP5. *Innovación Científica y Tecnológica de la revista Tecnología y Ciencias del Agua*, VII(4). (*Aceptado para Julio/2016*).

Vidriales L., 2007. Colector de canal parabólico para la generación directa de vapor para calor de proceso. Tesis de Maestría CIE-UNAM.

Whalley P.B., 1980. Multiphase Flow and Pressure Drop. Heat Exchanger Design Handbook, Hemisphere, Washington, DC, Vol. 2, 2.3.2-11.

Zarza E., Ajona J.I., 1988. Overall Thermal Loss Coefficient and Incident Angle Modifier for an ACUREX 3001 DCS: Application to the Control System. In: BLOSS, W.H.; PFISTERER, F., eds. Advances in solar energy solar energy technology. V.2. Proceedings of the ISES conference held in Hamburg on 13-18 September 1987, Hamburg, F.R. Germany 1987. Oxford, Pergamón Press. 1988. 1649-1653.

Zarza E., 2003. Generación directa de vapor con colectores solares cilindro parabólicos Proyecto Direct Solar Steam (DISS). Tesis Doctoral, Universidad de Sevilla.