



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA

UNIDAD IZTAPALAPA

DIVISIÓN DE CIENCIAS BÁSICAS E INGENIERÍA

POSGRADO EN ENERGÍA Y MEDIO AMBIENTE

“Evaluación del comportamiento térmico de un tubo receptor de pared
compuesta en sistemas de generación directa de vapor (GDV)”

TESIS

Que para obtener el grado de
MAESTRO EN CIENCIAS (ENERGÍA Y MEDIO AMBIENTE)

PRESENTA:

Ing. Luis Alberto Romero Vázquez

2193802516

Director:

M. en I. Q. Alejandro Torres Aldaco

Codirector:

Dr. Raúl Lugo Leyte

Iztapalapa, CDMX a 28 de octubre de 2022

Agradecimientos

La Maestría en Ciencias (Energía y Medio Ambiente) de la Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Iztapalapa, pertenece al Padrón Nacional de Posgrados de Calidad del CONACyT y cuenta con apoyo del mismo Consejo con el convenio 003893; por lo que agradece la beca recibida, con CVU 1027123 para el desarrollo de esta tesis

Agradecimientos personales

A mi pareja Araceli Turincio Estrada por siempre creer en mí, por ser mi inspiración, mi motivación, mi apoyo incondicional en las buenas y en las malas. Te agradezco por formar una familia conmigo y ser parte de esta etapa de mi vida.

A mis padres María Magdalena Vázquez Reyes y Luis Alberto Romero López, por su esfuerzo y apoyo para que continuara con mis estudios; por acompañarme cada larga y agotadora noche de estudio. Por hacer hasta lo imposible para tener el material necesario para continuar con mis proyectos y sueños.

A mi director de Tesis M. en I. Q. Alejandro Torres Aldaco, por todos sus consejos, el apoyo incondicional, por estar presente en esta etapa de mi vida y hacer de mí un mejor estudiante. Gracias por su dedicación, sus críticas constructivas, la confianza y paciencia, la ayuda que siempre me brindó, que permitió terminar satisfactoriamente esta tesis.

A mi codirector Dr. Raúl Lugo Leyte por todos los consejos, la dedicación, su orientación y su colaboración que ha sido de gran importancia para el desarrollo de esta tesis. Gracias por toda su confianza, paciencia y apoyo en esta etapa de mi vida.

Al Dr. Guillermo Benítez Olivares por su aportación en la parte de simulación, él siempre me brindó su apoyo y me compartió su conocimiento.

Índice

Resumen	1
I. Antecedentes y objetivos	3
I.I Introducción	3
I.II Antecedentes	6
I.III Justificación	9
I.IV Pregunta de investigación	10
I.V Objetivos	10
Objetivo General	10
Objetivos Particulares.....	10
Capítulo 1 Estado del Arte	13
1.1 GDV en plantas termosolares.....	13
1.1.1 Sistemas de pruebas	15
1.1.2 Centrales termosolares comerciales.....	17
1.2 Configuraciones del campo solar para GDV	20
1.3 Transferencia de calor en flujo en dos fases y receptores de paredes compuestas.....	21
1.3.1 Modelos para estimar el coeficiente de transferencia de calor en el fluido de trabajo	22
1.3.2 Propuestas de receptores para sistemas de GDV	22
Capítulo 2 Plantas termosolares	27
2.1 Tecnologías de concentración solar	27
2.1.1 Torre Central.....	29
2.1.2 Línea Fresnel	31
2.1.3 Concentradores de canal parabólico	32
2.2 Componentes de una planta termosolar.....	35
2.2.1 Bloque de potencia	36
2.3 Condiciones de operación para una planta termosolar	42
2.4 Ciclo Rankine regenerativo con recalentamiento para GDV	43
2.5 Dimensionamiento del campo solar	48
2.5.1 Lazo de concentradores	48
2.5.2 Sistema auxiliar de calentamiento	50
Capítulo 3 Diseño de equipos de intercambio de calor en Centrales termosolares de GDV	53
3.1 Método Kern.....	54

3.2 Método Bell-Delaware.....	64
3.3 Método de Dobson para flujo en dos fases	69
3.4 Dimensionamiento del caso práctico	71
3.4.1 Condensador	71
Capítulo 4 Tubos receptores en concentradores de canal parabólico (CCP)	75
4.1 Componentes del tubo receptor	75
4.2 Receptor de paredes compuestas	75
4.3 Materiales del tubo receptor	75
4.3.1 Propiedades de los materiales	75
4.3.2 Relación de propiedades en la interfase	76
4.4 Distribución de radiación solar	77
4.4.1 Método propuesto por Duffie & Beckman.....	78
4.4.2 Método propuesto por Fernández y Estrada	81
4.4.3 Datos del Sistema de Información Geográfica Fotovoltaica (PVGIS) del Centro Científico de la Unión Europea	83
4.4.4 Correlación para el modelo de radiación solar.....	85
4.5 Distribución de radiación solar	92
4.5.1 Uniforme	92
4.5.2 No uniforme	92
4.6 Inestabilidades de flujo	92
4.6.1. Regiones de flujo producidas durante la GDV	92
4.6.2 Caídas de presión	95
4.6.3 Regiones de flujo.....	97
4.6.4 Coeficiente de inestabilidad de flujo.....	99
4.7 Análisis comparativo entre distribuciones de radiación en la inestabilidad de flujo	100
Capítulo 5 Análisis térmico del receptor de pared compuesta.....	103
5.1 Modelo matemático para la transferencia de calor.....	103
5.1.1 Región de precalentamiento	103
5.1.2 Región de evaporación / Cambio de fase.....	105
5.1.3 Región de sobrecalentamiento.....	107
5.2 Descripción del modelo matemático para la simulación.....	109
5.2.1 Descripción de la geometría.....	112
5.2.2 Condiciones iniciales y de frontera	116

5.2.3 Análisis de malla realizado a los resultados	117
5.3 Obtención del perfil de temperaturas en la pared del receptor	118
5.4 Determinar a la mejor configuración de materiales en la pared compuesta	119
5.5 Validación de las condiciones de entrada al ciclo de potencia provenientes del campo solar	128
5.6 Análisis de resultados	132
5.6.1 Efectos de la implementación de materiales cerámicos en la distribución de temperaturas en el receptor	132
5.6.2 Efectos de la implementación de materiales cerámicos en la distribución de temperaturas en el receptor en la región del flujo líquido-vapor	133
Capítulo 6 Conclusiones.....	163
Referencias.....	167
ANEXO A Memoria de cálculos para la planta de GDV	177
ANEXO B Dimensionamiento del campo solar para una planta de GDV	185

Índice de Figuras

Figura I.1-1 Instalaciones SHIP en México por tipo de tecnología solar (Total 11,472 kWth) Reporte anual ANES (2018).	4
Figura I.1-2 Modos de funcionamiento para GDV: de un solo paso (superior) e inyección (inferior), (Sandá y col., 2019).	5
Figura 1-1 Patrones de flujo producidos durante la GDV (Valdés, 2016).	14
Figura 1-2 Diagrama esquemático del sistema DISS para pruebas, (Zarza y col., 2002).	16
Figura 1-3 Configuraciones de lazos de receptores usados para GDV, (Sandá y col., 2019).	17
Figura 1-4 Deformación de la cubierta de vidrio durante la GDV, (Valdés, 2016).	23
Figura 2-1 Sistema de Torre Central y campo de Heliostatos.....	30
Figura 2-2 Tipos de receptores para STC.....	30
Figura 2-3 Sistema de concentración tipo Línea Fresnel.	31
Figura 2-4 Sistema de concentración de canal parabólico, (Wang, 2019).	32
Figura 2-5 Receptor para CCP, (González y col., 2009).	33
Figura 2-6 Central termosolar de CCP convencional.....	37
Figura 2-7 Turbina de vapor Siemens SST-700/900, (Siemens, 2021).	38
Figura 2-8 Diagrama T-s del generador de vapor.	39
Figura 2-9 Condensador Agua/Agua (intercambiador tubos y coraza).	39
Figura 2-10 Bomba centrífuga multietapa Pompes.	40
Figura 2-11 Sistema de captación Eurotrough SKAL-ET 150, (Paraschiv y col., 2010).	42
Figura 2-12 Condiciones de operación planta de GDV, (Madrid Solar, 2012).	43
Figura 2-13 Planta termosolar convencional, (Montes y col., 2009).	44
Figura 2-14 Diagrama esquemático del ciclo Rankine regenerativo propuesto para la GDV considerando una variación al presentado por Montes y col. (2009).	44
Figura 2-15 Diagrama T-s del ciclo Rankine propuesto para GDV.....	46
Figura 3-1 Intercambiador de calor de tubos y coraza.	53
Figura 3-2 Diagrama T vs Trayectoria.	55
Figura 3-3 Arreglos de tubos a) Triangular b) Cuadrado.	57
Figura 3-4 Tolerancia para diferentes tipos de cabezales, (Robert y Thomas, 2014).	59
Figura 3-5 Factor de corrección j_h vs Re (Kakac y Lu, 2014).	60
Figura 3-6 Espaciamiento entre baffles.	60
Figura 3-7 Sección transversal del baffle.	61
Figura 3-8 Factor de corrección j_h (Kakac y Lu, 2013).	62
Figura 3-9 Factor de corrección j_f (Kakac y Lu, 2013).	63
Figura 3-10 Factores de corrección del método Bell-Delaware.	65
Figura 3-11 Factor F_n en función de N_{CV} (Sinnott, 2005).	66
Figura 3-12 Área de flujo.	66
Figura 3-13 Factor F_w en función de R_w (Sinnott, 2005).	67
Figura 3-14 Factor β_L en función de A_L/A_s (Sinnott, 2005).	68
Figura 4-1 Componentes de la radiación solar, (Wang, 2019).	77
Figura 4-2 Definición de la constante solar, (Duffie y Beckman, 2013).	78
Figura 4-3 Corrección de la irradiancia normal.	80
Figura 4-4 Mapa de radiación directa máxima para el mes de marzo, (Fernández y Estrada, 2013).	82
Figura 4-5 Base de datos de radiación solar de la Unión Europea, (PVGIS, 2021).	83

Figura 4-6 Perfiles de radiación para B.C.S. en el mes de junio.	84
Figura 4-7 Perfiles de radiación para B.C.S. en el mes de diciembre.	85
. 4-8 Variación de las constantes del modelo a lo largo del año.	87
Figura 4-9 Regresión no lineal para el mes de agosto.	88
Figura 4-10 Reporte de la regresión no lineal para el mes de agosto.	88
Figura 4-11 Ecuaciones características para la constante a.	89
Figura 4-12 Ecuaciones características para la constante b.	89
Figura 4-13 Ecuaciones características para la constante k.	90
Figura 4-14 Comparativa de perfiles de radiación para el mes de agosto.	91
Figura 4-15 Posibles escenarios dentro del receptor, (Lu y col., 2019).	93
Figura 4-16 Regiones de flujo durante la GDV, Lu y Col. (2019).	94
Figura 4-17 Aportaciones para cada fase en la caída de presión en el receptor.	95
Figura 4-18 Patrones de flujo dentro de un receptor durante la GDV.	98
Figura 4-19 Diagrama esquemático de las caídas de presión interna y externa, (Ruspini, 2013).	99
Figura 4-20 Diagrama esquemático de las posibles inestabilidades de flujo, (Lu y col., 2019).	100
Figura 4-21 Intensidad de la inestabilidad de flujo.	101
Figura 4-22 Perfil de la calidad del vapor en el campo solar para diferentes distribuciones de radiación.	102
Figura 5-1 Comportamiento de la presión y temperatura en la zona de precalentamiento.	104
Figura 5-2 Comportamiento de la velocidad del líquido en la zona de precalentamiento.	104
Figura 5-3 Comportamiento de la presión y temperatura en la zona de evaporación.	105
Figura 5-4 Comportamiento de la velocidad para las fases en la zona de evaporación.	106
Figura 5-5 Cambios de la calidad de vapor en la zona de evaporación.	106
Figura 5-6 Perfil de temperatura del fluido para las diferentes regiones de flujo.	107
Figura 5-7 Presión del fluido para las diferentes regiones de flujo.	108
Figura 5-8 Superficie P, v y T del fluido en el lazo de concentradores.	108
Figura 5-9 Volumen específico de fluido en su trayectoria en el lazo de receptores.	109
Figura 5-10 Diagrama esquemático desde la sección transversal de receptor de pared compuesta de Cu-Al ₂ O ₃	113
Figura 5-11 Regiones de flujo en la geometría 3D en Comsol Multiphysics.	114
Figura 5-12 Distribución de radiación solar incidente a lo largo del receptor.	114
Figura 5-13 Diagrama esquemático del ángulo de elevación en un patrón de flujo estratificado (Valdés, 2017).	115
Figura 5-14 Soluciones del receptor de pared compuesta en estado transitorio alcanzando el estado estable.	122
Figura 5-15 Perfil de temperaturas en la dirección axial a diferentes proporciones de pared de cobre en el receptor compuesto.	123
Figura 5-16 Variación de la zona de evaporación y de caída de presión para diferentes porcentajes de Al ₂ O ₃	124
Figura 5-17 Perfil de temperatura del fluido en el receptor a diferentes proporciones de alúmina-cobre.	125
Figura 5-18 Presión del fluido de trabajo en su trayectoria en el receptor a diferentes configuraciones de materiales en la pared.	126
Figura 5-19 Presión del fluido de trabajo en la zona de inestabilidad de flujo.	127

Figura 5-20 Inestabilidad de flujo para diferentes configuraciones de materiales en la pared del receptor.....	128
Figura 5-21 Disminución porcentual de la diferencia de temperaturas circunferencial.....	133
Figura 5-22. Simulación del receptor 35% Cobre-65% Al ₂ O ₃ a t=15 min para x=50%.....	134
Figura 5-23. Perfil de temperaturas del receptor 35% Cobre-65% Al ₂ O ₃ a t=15 min para x=50%. 135	
Figura 5-24 Simulación del receptor 50% Cobre-50% Al ₂ O ₃ a t=15 min para x=50%.	136
Figura 5-25. Perfil de temperaturas del receptor 50% Cobre-50% Al ₂ O ₃ a t=15 min para x=50%. 137	
Figura 5-26 Simulación del receptor 65% Cobre-35% Al ₂ O ₃ a t=15 min para x=50%.	138
Figura 5-27 Perfil de temperaturas del receptor 65% Cobre-35% Al ₂ O ₃ a t=15 min para x=50%. 139	
Figura 5-28. Comparación del perfil de temperaturas en la posición angular a diferentes proporciones de cobre en la pared del receptor a t=15 min para x=50% en r=0.035 m.....	140
Figura 5-29. Comparación del perfil de temperaturas en la posición angular a diferentes proporciones de cobre en la pared del receptor a t=15 min para x=50% en r=0.01 m.....	141
Figura 5-30 Comparación del perfil de temperatura para diferentes proporciones de cobre en la pared del receptor a t=15 min para x=50%.	142
Figura 5-31. Simulación del receptor 35% Cobre-65% Al ₂ O ₃ a t=15 min para x=75%.....	143
Figura 5-32. Perfil de temperaturas del receptor 35% Cobre-65% Al ₂ O ₃ a t=15 min para x=75%. 144	
Figura 5-33. Simulación del receptor 50% Cobre-50% Al ₂ O ₃ a t=15 min para x=75%.....	145
Figura 5-34. Perfil de temperaturas del receptor 50% Cobre-50% Al ₂ O ₃ a t=15 min para x=75%. 146	
Figura 5-35. Simulación del receptor 65% Cobre-35% Al ₂ O ₃ a t=15 min para x=75%.....	147
Figura 5-36. Perfil de temperaturas del receptor 65% Cobre-35% Al ₂ O ₃ a t=15 min para x=75%. 148	
Figura 5-37. Comparación del perfil de temperaturas en la posición angular a diferentes proporciones de cobre en la pared del receptor a t=15 min para x=75% en r=0.035 m.....	149
Figura 5-38. Comparación del perfil de temperaturas en la posición angular a diferentes proporciones de cobre en la pared del receptor a t=15 min para x=75% en r=0.01 m.....	150
Figura 5-39 Comparación del perfil de temperatura para diferentes proporciones de cobre en la pared del receptor a t=15 min para x=75%.	151
Figura 5-40 Perfil de temperaturas del receptor 40% Cu – 60% Al ₂ O ₃ a los 627m a t=15 min para X=72.7%.	152
Figura 5-41. Perfil de temperaturas del receptor 40% Cobre-60% Al ₂ O ₃ a t=15 min para x=72.7%.	153
Figura 5-42 Perfil de temperaturas del receptor 90% Cu – 10% Al ₂ O ₃ a los 627m a t=15 min para X=72.7%.	154
Figura 5-43. Perfil de temperaturas del receptor 90% Cobre - 10% Al ₂ O ₃ a t=15 min para x=72.7%.	155
Figura 5-44 Perfil de temperaturas del receptor 70% Cu – 30% Al ₂ O ₃ a los 627m a t=15 min para X=72.7%.	156
Figura 5-45. Perfil de temperaturas del receptor 70% Cobre - 30% Al ₂ O ₃ a t=15 min para x=72.7%.	157
Figura 5-46. Comparación del perfil de temperaturas en la posición angular a diferentes proporciones de cobre en la pared del receptor a t=15 min para x=72.7% a z=625 m, en r=0.035 m.....	158
Figura 5-47. Comparación del perfil de temperaturas en la posición angular a diferentes proporciones de cobre en la pared del receptor a t=15 min para x=72.7% a z=625 m, en r=0.035 m.....	159
Figura 5-48 Comparación del perfil de temperatura para diferentes proporciones de cobre en la pared del receptor a t=15 min para x=72.7% en z=627 m.	160

Figura 5-49 Variación entre las soluciones obtenidas para los receptores 50%Cu – 50%Al ₂ O ₃ y 70%Cu – 30%Al ₂ O ₃ para t de 3 a 15 minutos.....	161
Figura 5-50 Variación entre soluciones obtenidas a diferentes tiempos para el receptor 50% Cu – 50% Al ₂ O ₃	161
Figura A-1 Bloque de potencia.	177

Índice de Tablas

Tabla 1-1 Condiciones de operación del circuito DISS, (Zarza y col., 2013).....	16
Tabla 2-1 Plantas termosolares de generación de potencia con cilindros parabólicos, (Lilliestam, 2021).	28
Tabla 2-2 Fluidos de trabajo usados por tecnología en plantas termosolares (Lilliestam, 2021).....	29
Tabla 2-3 Características de la turbina SST-700/900, (Siemens, 2021).....	37
Tabla 2-4 Características del tubo Schott PTR 70.	41
Tabla 2-5 Características del Concentrador Eurotrough SKAL-ET, (Paraschiv y col., 2010).....	41
Tabla 2-6. Condiciones de operación de una planta termosolar, (Madrid solar, 2012).....	43
Tabla 2-7 Estados del ciclo Rankine propuesto para GDV.....	47
Tabla 2-8 Flujo de Calor y potencia requeridos en el bloque de potencia.	47
Tabla 2-9 Características del sistema de concentración.	48
Tabla 2-10 Configuración del campo solar operando al 100%.	49
Tabla 2-11 Potencia generada con el campo solar.	50
Tabla 2-12 Requerimiento de gas natural para operar al 100% de la capacidad.	52
Tabla 3-1. Valores del coeficiente global de transferencia de calor, (Kakac y Liu, 2013).	56
Tabla 3-2 Valores para los parámetros de diferentes tipos de arreglos (Robert y Thomas, 2014)....	58
Tabla 3-3 Requerimiento para el condensador.	71
Tabla 3-4 Parámetros obtenidos por el método de Dobson.....	72
Tabla 3-5 Parámetros en los tubos usando el método Kern.	73
Tabla 3-6 Parámetros de la coraza y sus dimensiones considerando el método Dobson.	73
Tabla 3-7 Error en el diseño.	74
Tabla 3-8 Análisis método Bell-Delaware.	74
Tabla 4-1 Propiedades de la Alúmina a 25°C.	76
Tabla 4-2 Factores de corrección climática, (Álvarez y col., 2014).....	79
Tabla 4-3 Condiciones geográficas y ambientales del sitio a estudiar.	84
Tabla 4-4 Datos del modelo realizado con Polymath para el mes de agosto.	90
Tabla 4-5 Coeficientes de inestabilidad de flujo.	101
Tabla 5-1 Variables de referencia.	112
Tabla 5-2 Diferencias de temperatura en el tubo receptor a diferentes porciones de alúmina en la pared compuesta.....	120
Tabla 5-3 Coeficiente de inestabilidad de flujo para diferentes configuraciones de materiales en el receptor.....	128
Tabla 5-4 Solución temporal del receptor de 50% Cu – 50% Al ₂ O ₃ en Comsol Multiphysics.....	162
Tabla A-1 Propiedades conocidas del ciclo de vapor.....	177
Tabla B-1 Propiedades del fluido de trabajo.	185
Tabla B-2 Condiciones del sistema de concentración.	187
Tabla B-3 Requerimiento de concentradores solares.	188
Tabla B-4 Dimensiones del campo solar.....	189
Tabla B-5 Requerimientos del campo solar para diferentes épocas del año.	189

Nomenclatura

A	Área (m ²)
a, b, k	Constantes del modelo de regresión no lineal (-)
a ₀ [*] , a ₁ [*] , k [*]	Correlaciones del coeficiente de transmitancia atmosférica (-)
a ₀ , a ₁ , k	Correlaciones Hottel (-)
Al	Altura sobre el nivel del mar (km)
C	Tolerancia en el banco de tubos (mm)
C _L	Calor latente de evaporización (kJ/kg)
C _p	Calor específico a presión constante (kJ/kg K)
D	Diámetro (m)
E	Energía (MW _h)
E _r	Coefficiente de evaporación (m ² /s)
F	Coefficiente de fricción (-)
Fe	Factor de ensuciamiento (-)
Fr	Número de Froude (-)
G	Flux másico (kg/m ² s)
G	Irradiancia incidente (W/ m ²)
\bar{G}_M	Irradiancia máxima mensual (W/ m ²)
Ga	Número de Galileo (-)
G _{bT} (z)	Irradiancia incidente no uniforme (W/ m ²)
G _{sc}	Constante solar (W/m ²)
h	Coefficiente de transferencia de calor (W/ m ² K)
h	Entalpía por unidad de masa (kJ/kg)
H _o	Irradiación promedio diaria (MJ/m ²)
Ja ₁	Número de Jakob para líquido (-)
j _h	Factor de transferencia de calor, (-)
k	Conductividad térmica (W/m K)
K	Factor de interceptancia (-)
K ₁ , n ₁	Coefficiente para el dimensionamiento del baffle (-)
L	Longitud del receptor (m)
l _b	Espacio entre deflectores (%)
L _N	Radiación de onda larga (kW/m ²)
\dot{r}	Flujo másico (kg/s)
N	Día natural del año (-)
n/N	Horas de sol efectivas (-)
N _p	Número de pases por los tubos (-)
N _t	Número de tubos (-)

p	Perímetro hidráulico, (m)
P	Presión (bar)
PCI	Poder calorífico inferior (kJ/m ³)
Pe	Número de Péclet (-)
Pr	Número de Prandtl (-)
P_t	Paso entre tubos o pitch (-)
\dot{Q}	Flujo de calor (kW)
Q	Flux de calor (kJ/kg)
R	Radio del receptor (m)
r_0, r_1, r_k	Factores de corrección climatológico (-)
R_c	Razón de concentración geométrica (-)
Re	Número de Reynolds (-)
R_N	Radiación neta (kW/m ²)
$R_{\Delta P}$	Coefficiente de inestabilidad de flujo o tasa de evaporación (m/s)
S	Entropía por unidad de masa (kJ/kg K)
SM	Múltiplo Solar (-)
S_N	Radiación de onda corta (kW/m ²)
T	Temperatura (K)
T_n	Temperatura promedio del receptor (K)
T	Tiempo (s)
U	Coefficiente global de pérdidas en el receptor (W/m ² K)
U	Velocidad (m/s)
\dot{V}	Flujo volumétrico (m ³ /s)
V	Volumen (m ³)
v	Volumen específico (m ³ /kg)
\dot{W}	Potencia (kW o MW)
W	Trabajo por unidad de masa (kJ/kg)
X	Calidad del vapor (-)
X_{tt}	Número de Martinelli (-)
Δh_{fg}	Entalpía líquido-vapor (kJ/kg)
ΔP	Caída de presión (bar)
ΔT	Diferencia de temperatura circunferencial (K)
Δt	Tiempo de estabilización (s)

Letras griegas

θ	Ángulo (grados)
ω	Ángulo horario (grados)
α	Coefficiente de difusión de calor (m^2/s)
τ	Coefficiente de transmitancia (-)
σ	Constante de Stefan-Boltzmann ($W/m^2 K^4$)
δ	Declinación (grados)
ρ	Densidad (kg/m^3)
η	Eficiencia (-)
ε	Fracción másica de vapor (-)
ϕ	Latitud (grados)
μ	Viscosidad dinámica ($kg/m s$)

Subíndices

Abs	Absorbedor
Ss	Alba y ocaso
Al_2O_3	Alúmina
Amb	Ambiente
B	Banco de tubos
Cald. aux.	Caldera Auxiliar
h	Caliente
c.s.	Campo Solar
C	Captación
Z	Cenital
Cu	Cobre
Comb	Combustible
Cond	Condensador
S	Coraza
h, i	Corriente caliente a la entrada
h, o	Corriente caliente a la salida
c, i	Corriente fría a la entrada
c, o	Corriente fría a la salida
Crit	Crítica
Bt	Directa con sistema de seguimiento
Bh	Directa horizontal
Bn	Directa normal
2ph	Dos fases
L	Elevación del líquido
o, d	Ensuciamiento exterior
i, d	Ensuciamiento interior
In	Entrada
E	Equivalente
Evap	Evaporación

Ext	Externo
2	Extracción turbina de alta presión
7	Extracción turbina de baja presión
F	Fluido
Wavy	Flujo Ondulado
Forced	Forzado
C	Frío
G.N.	Gas Natural
Int	Interior
L	Líquido
Máx	Máxima
Cheng	Media logarítmica de Cheng
Mín	Mínima
So	Modelo usado por Solimán
M	Motor
On	Normal Extraterrestre
Op	Óptica
Los	Perdido
S	Proceso isoentrópico
Prom	Promedio
3, rec	Recalentador
Rech	Rechazado
Ref	Refrigeración
Res	Residencia
Out	Salida
4	Salida turbina de baja presión
Sat	Saturación
Sum	Suministrado
T	Total
Th	Térmica
Trans	Transversal
Tubo	Tubo
U	Útil
V	Vapor

Abreviaturas

Al ₂ O ₃	Alúmina
BP	Bloque de potencia
BOP	Balance de planta
BAP	Bomba de alta presión
BBP	Bomba de baja presión
CRO	Ciclo Rankine orgánico
CCP	Concentrador solar de canal parabólico
DISS	Direct solar steam
GDV	Generación directa de vapor
Fr	Número de Froude
SLF	Sistema de línea Fresnel
STC	Sistema de Torre Central
TAP	Turbina de alta presión
TBP	Turbina de baja presión
SHIP	Solar Heat on Industrial Process
MERRA-2	Modern-Era Retrospective analysis for Research and Applications version 2

Resumen

En la búsqueda de alternativas para mejorar los procesos de generación directa de vapor (GDV) para su implementación en plantas termosolares, que operan con bajas eficiencias térmicas por las limitaciones en las temperaturas de operación en los fluidos de trabajo; una es aumentando la eficiencia del proceso, mediante la conversión del vapor sin la intervención de fluidos y equipos intermediarios. La evaluación del comportamiento térmico del tubo receptor de paredes compuestas permite analizar e identificar las regiones donde se presenta la deformación del receptor, que es de acero inoxidable, debido a las inestabilidades de flujo durante la transición de líquido a vapor; se propone establecer las mejores configuraciones de materiales conductor (Cobre) y no conductor de calor (Alúmina) en el tubo receptor, que reduzca las diferencias de temperaturas circunferenciales para mejorar el proceso de GDV.

En este trabajo se realiza la evaluación del comportamiento térmico de un receptor de paredes compuestas durante la GDV en concentradores de canal parabólico, caracterizando una planta termosolar de GDV ubicada en el municipio de Mulegé, Baja California Sur, para el dimensionado del campo solar y del lazo de concentradores, la distribución de radiación no uniforme en la dirección axial e identificar las regiones de cada fase del fluido y sus propiedades en su trayectoria por el receptor. Se determina el perfil de temperatura mediante los balances de energía por conducción de calor en tres dimensiones (r, θ, z), en estado estacionario y transitorio; las condiciones de frontera establecen la influencia de la fase que se encuentra en contacto con la parte interna del tubo receptor. La simulación computacional realiza la variación de las proporciones de los materiales conductor y no conductor de calor en la pared del tubo receptor, para encontrar la composición de materiales óptima que minimice las diferencias de temperatura circunferenciales.

Los resultados obtenidos muestran que la incorporación de un tubo receptor de pared compuesta de cobre-alúmina, donde predomine la proporción de cobre, pueden lograr reducir hasta 32.7% la diferencia de temperaturas circunferencial en la pared del receptor, en un intervalo de 504 a 756 m, que presenta las mayores diferencias de temperatura durante la evaporación, que se encuentra en la zona de inestabilidad de flujo. Al incrementar la proporción de alúmina en la pared del receptor se tiene una variación en las condiciones de salida del fluido de trabajo hacia el bloque de potencia, reduciendo hasta 3° la temperatura y 0.52 bar la presión. La inestabilidad de flujo se reduce hasta un 4.4% cuando se incrementa la pared de alúmina e incrementando hasta 2.3% cuando se aumenta la proporción de cobre en la pared interna del receptor.

I. Antecedentes y objetivos

I.1 Introducción

Con la mejora de los sistemas energéticos en los últimos años se ha iniciado una transformación de la tecnología a nivel nacional e internacional enfocada a la reducción de emisiones de carbono. La implementación de tecnologías solares, en forma de energía térmica y fotovoltaica, se establecen como una alternativa atractiva para la reducción de costos y gases de efecto invernadero; el crecimiento de la energía termosolar se ha visto reducida, en comparación a la tecnología fotovoltaica, debido a los bajos costos en instalación, producción y mantenimiento de esta última, aunado a la baja eficiencia producida por la utilización de fluidos intermediarios para la generación de vapor en los sistemas térmicos. En la prospectiva global establecida con el desarrollo industrial y altos niveles de eficiencia energética a nivel mundial, la electricidad termosolar podría cubrir hasta el 6% de las necesidades energéticas del mundo para el 2030 y el 12% para el 2050 (Estela y col., 2016).

La ubicación geográfica privilegiada que posee México para la incidencia de radiación solar, con un potencial anual que oscila entre 4,115.44 y 4,390.95 kWh/m². Lo anterior significa que por cada metro cuadrado de superficie se recibe una cantidad que corresponde a un rango de 411 a 493 m³ de gas natural según lo mencionado en el reporte anual de la ANES.

En México se ha contabilizado una capacidad instalada de tecnología termosolar de 11,472kW_{th} para calor de proceso (ANES, 2018); la Figura I.1-1 muestra la aportación de cada una de las tecnologías termosolares, la tecnología cilíndrico parabólico tiene una capacidad instalada de 2,166 kW_{th}, aportando el 19% del total, mientras tecnologías como colectores planos y sin cubierta aportan el 78% debido a su bajo costo en comparación a las otras tecnologías, así como el deficiente mercado y aplicación al que va dirigida.

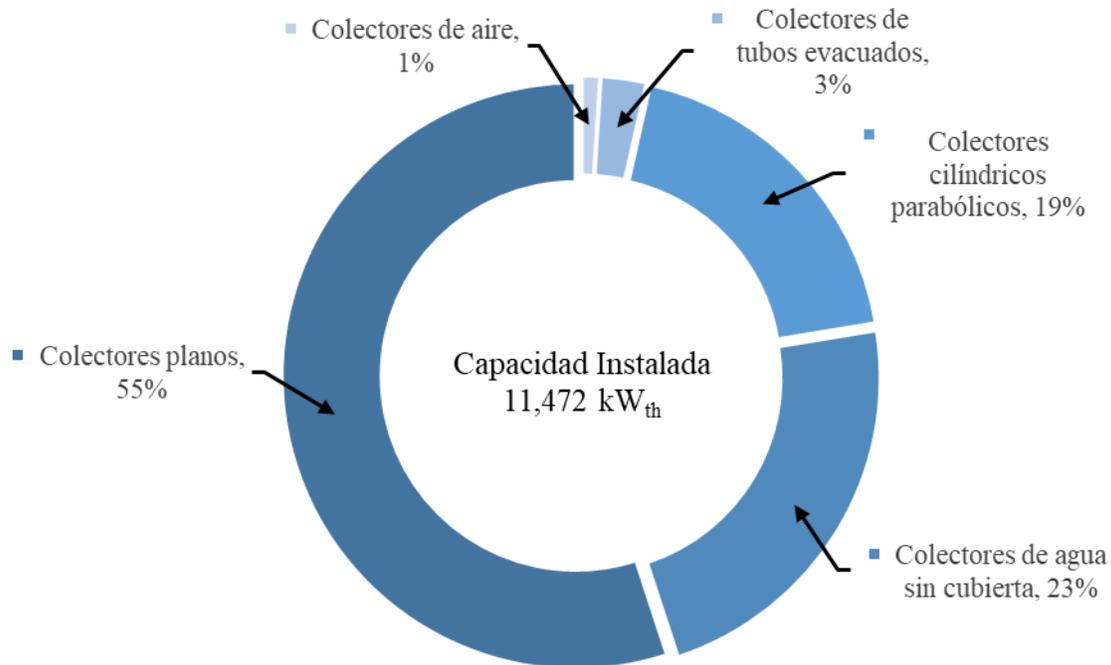


Figura I.1-1 Instalaciones SHIP en México por tipo de tecnología solar (Total 11,472 kW_{th}) Reporte anual ANES (2018).

Actualmente, las plantas termosolares de CCP presentan problemas asociados a la transferencia de energía térmica, asociado al uso de un fluido térmico (aceite sintético) como intermediario en el intercambiador de calor y por la degradación de éste a altas temperaturas. La generación directa de vapor es la tecnología más prometedora para abaratar los sistemas de generación de energía, debido a que se eliminan (Valdés, 2016):

- Fluidos sintéticos que tienden a degradarse a temperaturas mayores a 400°C, un ejemplo son los aceites comerciales como Dowtherm y Oiltherm.
- El equipo de generación de vapor.

La generación directa de vapor se ha establecido como una solución a futuro para la reducción de los costos de generación de potencia eléctrica, disminuyendo de manera sustancial los costos asociados a operación y mantenimiento, al prescindir de equipos de intercambio de calor intermedio entre el bloque de potencia (BP) y el campo solar, retornando como una alternativa atractiva para las plantas termosolares que utilizan sistemas convencionales. Este tipo de sistemas trae consigo un problema provocado por el cambio de fase dentro del receptor y que provoca la presencia de dos fases (líquido-vapor), donde se producen diferentes patrones de flujo como: flujo burbujeante, flujo de tapón, flujo ondulado, flujo

estratificado y flujo anular (Valdés, 2016). El flujo anular es el patrón de flujo más deseable, debido a que toda la superficie interna se encuentra mojada; mientras que el flujo estratificado es el patrón más indeseado, porque la superficie interna está parcialmente mojada y la otra seca, elevando la temperatura en la pared, lo que podría causar una distribución de temperatura circunferencialmente desigual a la superficie interna del tubo receptor, lo que acrecienta la posibilidad de una deformación o daño del tubo receptor, provocando la ruptura de la envolvente de vidrio (Li y col., 2017).

La implementación de este tipo de sistemas a nivel experimental y comercial tiene como precedente a la planta de pruebas que, se encuentra en la plataforma solar de Almería, España, según lo reportado en el informe anual del CIEMAT (2020) y la primera planta termosolar ubicada en la india (Jung, 2011), que estableció el uso de sistemas de concentración solar para la generación directa de vapor, que han ayudado a probar su viabilidad como una alternativa sólida, mediante dos circuitos diferentes que evitan la generación del indeseado patrón de flujo estratificado, ya que produce un sección parcialmente seca y otra húmeda que genera una distribución de temperaturas desigual en la pared del receptor, la primera establecida por la recirculación y la segunda por inyección que se muestran en la Figura I.1.2 (Sandá y col., 2019) y que serán explicadas en mayor detalle en el capítulo 1.

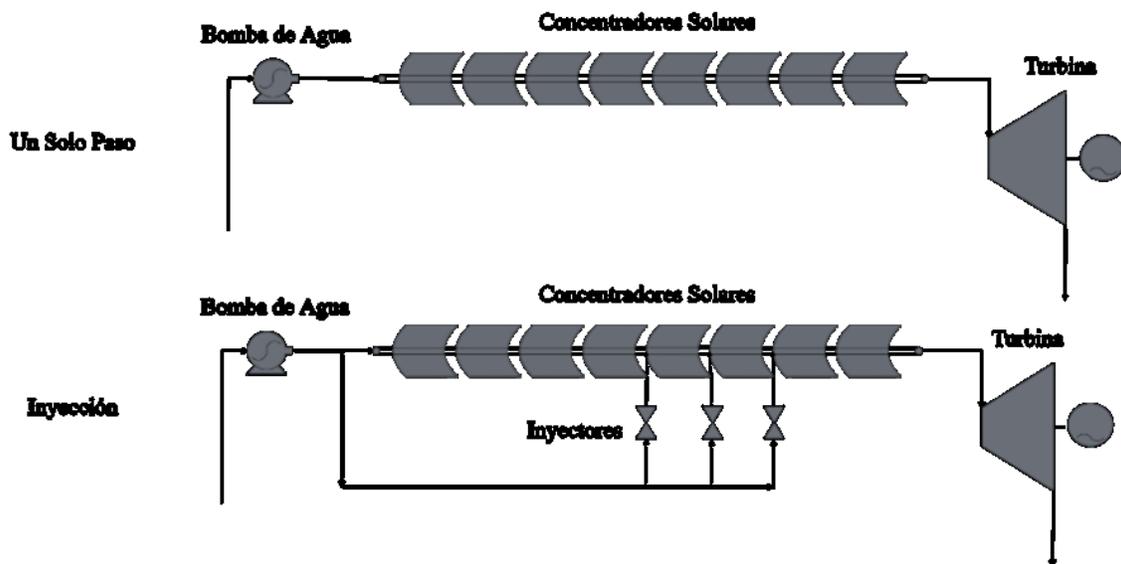


Figura I.1-2 Modos de funcionamiento para GDV: de un solo paso (superior) e inyección (inferior), (Sandá y col., 2019).

Con la investigación sobre la evaluación del comportamiento térmico de un receptor de paredes compuestas se propone una mejora en los sistemas de concentración solar en el proceso de GDV. Con la implementación de receptores de pared compuesta se logra una mejora, debido a que distribuyen mejor la diferencia de temperaturas circunferencial dentro del receptor durante la presencia del flujo en dos fases, es decir, en el proceso de evaporación.

Para evaluar el comportamiento térmico del receptor de paredes compuestas durante la generación directa de vapor en concentradores de canal parabólico, es necesario conocer e identificar las condiciones de operación en una planta de GDV, las características y dimensiones del receptor y del sistema de CCP; para este trabajo se consideró la zona de Baja California Sur, así como la distribución de radiación solar para diferentes meses del año, la distribución de la radiación a lo largo del receptor (no uniforme), con la finalidad identificar los diferentes patrones de flujo que se tienen durante la trayectoria del fluido de trabajo en el receptor y las propiedades de los materiales en las paredes del receptor. Se dimensionan los lazo de CCP con un sistema de captación SKAL-ET 150, a partir de correlaciones propuestas en la literatura, se identificaron las distintas regiones de flujo donde se presentan los diferentes estados del fluido a lo largo del receptor, las temperaturas y presiones en las distintas zonas de éste; se determinaron los perfil de temperatura dentro del receptor mediante los balances de energía por conducción de calor en dirección angular, radial y longitudinal en estado estacionario y transitorio, aplicando sus respectivas condiciones de frontera, donde se establece la influencia del coeficiente de transferencia de calor en la parte interior del receptor, estableciendo la superficie que tiene contacto con las diferentes fases (líquida y gaseosa).

I.II Antecedentes

La evolución de la tecnología de la concentración solar, enfocada a la generación directa de vapor está centrada en los estudios realizados por la Deutschen Zentrum für Luft und Raumfahrt (DLR), donde se estableció la primera instalación de prueba para utilizar agua como fluido de trabajo; a su vez se presentó por primera vez la generación de un flujo en dos fases a alta presión (Zarza, 2003).

En México el estudio de la GDV se ha estado realizando en el Instituto de Ingeniería de la UNAM, por el grupo de investigación UNAM-II, donde se abocaron a investigar el

comportamiento del receptor y los patrones de flujo que se generan dentro del receptor al utilizar la GDV (Almanza y col., 1999).

Con los resultados obtenidos en esta investigación, se ha estado generando más información sobre el fenómeno de flexión del receptor, este dispositivo es el encargado de transferir el calor proveniente de la radiación solar incidente hacia el fluido de trabajo, asociado a las diferencias de temperaturas circunferenciales, producidos por la diferencia de temperaturas entre la zona inferior y superior del receptor, debido a la influencia de la distribución de radiación que incide en el receptor de manera no uniforme y del patrón de flujo producido (Almanza y Flores. 2004).

La experimentación realizada por el grupo UNAM-II en su circuito de prueba de concentradores solares produjo diversos resultados, que son función de los materiales usados en el receptor. Al utilizar un receptor compuesto de acero comercial se produjo una diferencia de temperaturas entre 40 y 60 °C (Almanza y col., 2002) y cuando se usó un receptor compuesto bimetálico de cobre y acero, la diferencia de temperatura se redujo entre 4 y 15 °C como estimó Valdés y col. (1998), para estos dos perfiles de temperatura se consideró un patrón de flujo estratificado.

Para la estimación de los perfiles de temperatura, se han establecido diferentes herramientas de modelado y simulación de la GDV, como son los modelos de equilibrio homogéneo, que abarca los métodos de solución por diferencias finitas, volumen finito, parámetro agrupado, frontera móvil, el método de líneas y modelos analíticos (Sandá y col., 2019). Entre los métodos más usados se encuentra el de diferencias finitas, que utilizan los balances nodales para realizar un análisis a los flujos de energía a través de una malla que envuelve al receptor, donde se consideran las contribuciones de los nodos contiguos (Lugo-Leyte y col., 2012).

En los análisis termo-hidráulicos generados para captadores solares de canal cilindro parabólico se ha establecido el uso de códigos computacionales como FLUENT, STAR-CCM+ y RELAP5, donde se simula un lazo de concentradores de canal parabólico en instalaciones destinadas a la generación de potencia y se puede conocer el comportamiento de la mezcla vapor-agua a lo largo del receptor para formar la mezcla agua-vapor y ver la evolución de la calidad, además de conseguir el cambio en la calidad del vapor y los patrones de flujo generados en la trayectoria del fluido de trabajo y que se toman de sistemas reales

(Valenzuela y col., 2016), en los circuitos de prueba instalados en la plataforma solar de Almería para sistemas de GDV como es el circuito de prueba DISS.

Entre los análisis termo-hidráulicos se encuentra que es importante conocer las causas que generan las inestabilidades de flujo presentes por el cambio de fase brusco del flujo de líquido e incrementando la presencia del vapor, provocando un aumento en la velocidad del vapor, y con esto causando mayores caídas de presión. La región crítica se encuentra en la interfase líquido-vapor que puede presentar una reducción del flujo, incrementando la caída de presión. Este fenómeno es conocido como inestabilidad de Ledinegg (Farhadi, 2009).

Lu y col. (2020) determinaron las inestabilidades de flujo dentro de un receptor durante la generación de vapor húmedo, además de estimar los distintos estados del fluido de trabajo y patrones de flujo dentro del receptor, en el caso de la GDV se producen tres estados en el fluido de trabajo, la región de líquido comprimido, la transición de líquido a vapor (la región donde se presentan los diferentes patrones de flujo) y la región de sobrecalentamiento del vapor. Para cada fase del fluido de trabajo se estiman las propiedades para determinar éstas a la entalpía del fluido de trabajo, considerando las dimensiones del receptor y la longitud del receptor que abarca cada fase.

La distribución de radiación solar incidente no uniforme a lo largo de un receptor es un tema poco explorado, generalmente se centran en la incidencia de ésta, de forma angular, lo realizado por Torres y col. (1997), en donde establecieron una metodología para caracterizar la incidencia de radiación solar de forma axial, mediante una distribución de tipo Gaussiana que permite crear un escenario diferente en la zona central, donde existe una mayor cantidad de radiación solar y en los extremos disminuyendo dicha aportación de manera considerable.

El grupo de trabajo UNAM-II tiene relación con la implementación de receptores de paredes compuestas para tener como referencia las diferencias obtenidas por Valdés y col. (1998) para receptores bimetálicos y evaluar la mejora del receptor empleando la utilización de materiales cerámicos que distribuyan el calor, reduciendo las diferencias de temperatura. A diferencia de este grupo de trabajo, se aborda el efecto que tienen las proporciones de diferentes materiales en las paredes del receptor en la distribución de temperaturas. Lu y col. (2020) propusieron un modelo para estimar la longitud en que existe cada fase y, para poder determinar la presencia de una reducción en el caudal que produzca una inestabilidad de flujo

que afecte las condiciones de salida que pasan a procesos consiguientes. En esta tesis, se utiliza a el método Lu y col. (2020) para estimar las regiones donde se muestra cada fase, y estimar el cambio de la calidad del vapor a lo largo del receptor y las caídas de presión para conocer las características del fluido con que salen del lazo de concentradores. Para caracterizar el lazo de concentradores se consideran las condiciones de operación para una planta termosolar de 50 MW_e presentadas por Wang (2019) y las condiciones de las plantas comerciales, para realizar el dimensionamiento del lazo de CCP considerado el requerimiento térmico y másico, se toman los perfiles de radiación de las diferentes zonas del país presentados en la base de datos de la Unión Europea PVGIS (2021) empleando una distribución no uniforme.

Los métodos de solución presentados por Sandá y col. (2019) y Lugo-Leyte y col. (2012) se utilizarán para estimar la transferencia de calor, se toma el método de diferencias finitas y considerando el modelo planteado por Lugo-Leyte y col. sobre la contribución de nodos continuos, dividiendo la solución entre las diferentes regiones donde se presenta cada fase, tomando en cuenta la distribución de radiación no uniforme a lo largo del receptor presentado por Torres y col. (1997), considerando las direcciones r , θ y z del receptor.

I.III Justificación

Las implicaciones que tiene usar agua como fluido de trabajo, debido a las diferentes fases del fluido durante la generación de vapor en CCP, obliga a establecer un modelo complejo, que considere a las condiciones que conlleva el flujo bifásico dentro del receptor, esto complica la implementación y simulación del modelo a causa de las variaciones en las condiciones que se tienen a lo largo del receptor, donde se generan diferentes patrones de flujo en el fluido de trabajo; se utilizan las correlaciones de Shan Muller-Steinhagen y Heck para el cálculo de las caídas de presión dentro del sistema para diferentes fases. Por otra parte, también se requiere establecer los patrones de radiación solar concentrada que inciden de diferente manera en la superficie del receptor a lo largo del día y del sitio considerado para estudiar, que pueden generar un cambio notable en el flujo de calor que incide en el receptor.

Los patrones de flujo presentes durante la generación directa de vapor en concentradores de canal parabólico son una de las causas que generan los problemas de la fatiga de materiales y la ruptura de la envolvente de vidrio. La inestabilidad de flujo causada por la reducción

abrupta del flujo de líquido, que aumenta la velocidad en la fase vapor incrementando la caída de presión y a su vez incrementa de manera abrupta el volumen específico. La solución de esta problemática ayuda a que la aplicabilidad de los sistemas de GDV en la generación de potencia, tenga un enorme potencial para volver accesible esta tecnología, reduciendo la cantidad de equipos requeridos para el intercambio de calor.

Estos problemas han motivado el desarrollo de este proyecto de investigación, dentro del cual se determinan los perfiles de temperatura y las afectaciones generadas en los receptores, cuando se presenta el flujo en dos fases, estableciendo las proporciones de materiales conductores y no conductores de calor en la pared compuesta que, minimicen las diferencias de temperatura que pueden provocar las deformaciones en los receptores, que reduzca la fatiga a los materiales y a su vez estimar las afectaciones que se generan en la interfase de las paredes del receptor durante la aparición del flujo bifásico.

Se prevé estimar las condiciones que se generan en el vapor resultante, considerando el dimensionamiento de un CCP de características comerciales, observando cómo afectaría el cambio de materiales a la diferencia de temperaturas circunferencial y a las longitudes ocupadas por cada fase del fluido durante la GDV en su trayectoria por el tubo receptor.

I.IV Pregunta de investigación

¿Qué proporción de material conductor y no conductor de calor en la pared del tubo receptor, reducirían los efectos térmicos que afectan mecánicamente al receptor?

I.V Objetivos

Objetivo General

Estudiar el comportamiento térmico de un tubo receptor de pared compuesta, con diferentes proporciones de material conductor y no conductor en la pared, para minimizar las diferencias de temperatura durante la generación directa de vapor para su utilización en una planta de potencia comercial.

Objetivos Particulares

- Determinar las dimensiones de un lazo de CCP requerido para una planta comercial de GDV para una potencia de 50 MW_e.

- Determinar las longitudes ocupadas dentro del receptor por las regiones de líquido, líquido-vapor y vapor del fluido de trabajo, así como las propiedades del fluido en su trayectoria por el receptor con GDV
- Localizar la región de inestabilidad de flujo en los lazos de concentradores, para diferentes distribuciones de radiación.
- Determinar los perfiles de temperatura en la pared del tubo receptor, en las direcciones (r, θ, z) con una distribución de radiación no uniforme.

Capítulo 1 Estado del Arte

En este capítulo se presenta el avance de la tecnología e investigaciones realizadas a los sistemas de concentración de canal parabólico (CCP) para la GDV, considerando los avances a nivel comercial y de investigación. Se abordan las diferentes configuraciones del lazo de concentradores, cuando se usa una tecnología convencional y la generación directa de vapor. Por último, se establece el precedente sobre las investigaciones realizadas por diferentes grupos de investigación, respecto a la GDV durante la presencia de diferentes patrones de flujo en dos fases y, propuestas de receptores para evitar o reducir los efectos de deformación en la pared, producidos por la presencia del flujo en dos fases.

1.1 GDV en plantas termosolares

La creciente demanda de energía eléctrica a nivel mundial, debido al aumento de la población, se proyecta en un gran incremento en la demanda de energía eléctrica, aunado al problema mundial de la reducción de gases de efecto invernadero que se establece en la agenda 2030 (Islam y col., 2018). Se ha establecido el interés de sustituir las tecnologías convencionales de generación de potencia eléctrica, con tecnologías renovables de energía que produzcan una menor o en el límite cero emisiones de gases de efecto invernadero. Entre las tecnologías renovables más prometedoras se encuentra la energía solar concentrada que cuenta con un gran potencial para producir energía eléctrica a gran escala.

Entre los sistemas de concentración solar hay una tecnología que presenta una gran madurez, la tecnología de concentradores de canal parabólico, que ha sido ampliamente estudiada y es completamente funcional, pero presenta algunos problemas asociados al fluido de trabajo, que comúnmente son aceites sintéticos que limitan su temperatura de operación (Widyolar y col., 2019); durante los últimos cincuenta años se ha estado trabajando en alternativas para mejorar la eficiencia de estos sistemas. Entre las propuestas más relevantes se ha impulsado la implementación de los sistemas de generación directa de vapor, que incrementa la eficiencia térmica del ciclo, ya que no requiere de fluidos intermediarios que limitan la temperatura de operación y que requiere de un generador de vapor.

Las plantas de energía termosolares de CCP con generación directa de vapor concentran la radiación solar sobre un receptor, donde fluye agua como fluido de trabajo para generar vapor

de agua sobrecalentado seco que, posteriormente pasa al ciclo de potencia. Generalmente las plantas termosolares constan de dos componentes esenciales:

- El campo de concentradores solares (campo solar).
- El bloque de potencia (BP).

Aunque los CCP con GDV presentan mayores eficiencias térmicas en el proceso global, conllevan un problema de mayor complejidad asociado al cambio de fase del líquido dentro del receptor, es decir, cuando se tiene la aparición de las dos fases: líquido y vapor, con diferentes patrones de flujo como flujo burbujeante, flujo de tapón, flujo anular y semi anular, flujo ondulado y flujo estratificado (Valdés, 2016). En la figura 1-1 se presentan los diferentes patrones de flujo generados durante la evaporación de la mezcla de líquido y vapor; se parte de la formación de burbujas, para posteriormente formar una sección donde se tiene vapor en la zona central del receptor (tapón). Se incrementa hasta tener una pequeña cantidad de vapor en contacto con la pared del receptor (semi-anular) y después se produce una sección seca en la pared del receptor (ondulado). Por último, el patrón anular se presenta cuando la pared del receptor está en contacto con la fase líquida, dejando en el centro la fase vapor. Otro patrón de flujo que se puede producir durante el cambio de fase es el patrón de flujo estratificado, donde una parte del área transversal está en contacto con la fase líquido y el resto con la fase vapor.

Entre los efectos no deseados presentes dentro del receptor se tiene la flexión del receptor, que ocurre por las diferencias de temperatura circunferenciales, causado por el contacto que tienen las fases líquida y vapor con las paredes del receptor, cuando se presenta el patrón de flujo estratificado (Li y col., 2017).

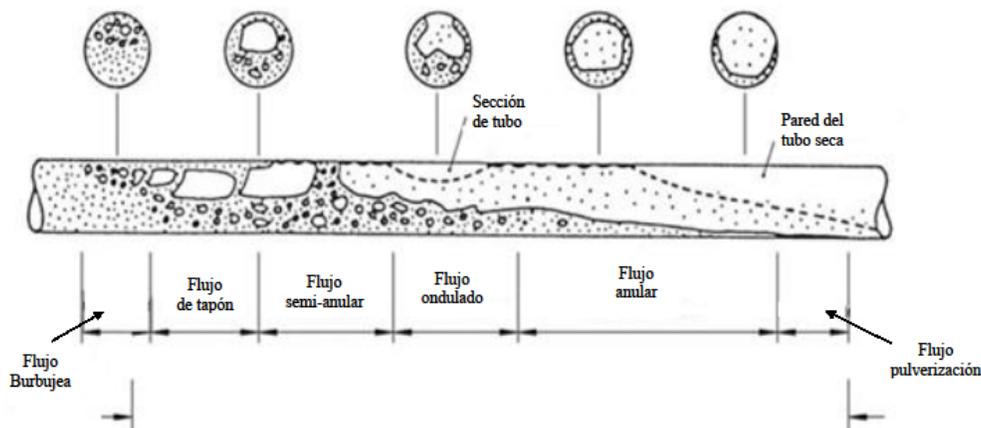


Figura 1-1 Patrones de flujo producidos durante la GDV (Valdés, 2016).

La presencia del fenómeno de deformación del receptor ha motivado a la creación de nuevas propuestas para la mejorar a los receptores desde el punto de vista térmico, con la implantación de nuevos materiales y al circuito de concentradores desde la hidráulica empleando nuevas formas de funcionamiento en el lazo de concentradores, para reducir las diferencias de temperatura o evitar la presencia de un flujo en dos fases a través de estados supercríticos.

1.1.1 Sistemas de pruebas

En la parte hidráulica, la aportación más representativa la publicó el grupo de trabajo de la plataforma solar de Almería, España (PSA); ésta entró en operación en 1996, dentro del proyecto DISS (Direct Solar Steam). En este proyecto se desarrollaron nuevas configuraciones de operación en los sistemas de GDV para CCP, considerando condiciones solares reales.

El sistema DISS estableció dos configuraciones innovadoras: por inyección de agua y recirculación, para el campo solar analizadas mediante un balance de planta (BOP) (Figura 1-2). Se evaluó la conversión de la irradiancia solar directa para la GDV, sin generar potencia eléctrica, conociendo las condiciones del vapor sobrecalentado a la salida del campo solar y analizando el comportamiento del fluido de trabajo en su trayectoria dentro del receptor. Las dimensiones del campo solar con orientación norte-sur tienen 11 concentradores solares en serie, alcanzando una longitud de 550 m y un área de captación de 3000 m², con la finalidad de analizar nuevas configuraciones en el campo para evitar la deformación del receptor.

El circuito de pruebas se compone de dos (Figura 1-2); la primera sección de evaporación (Concentrador 1-8) entra el líquido saturado y sale como a vapor saturado, se puede producir el flujo en dos fases y es posible estudiar los patrones de flujo del fluido de trabajo durante este trayecto. La segunda sección de sobrecalentamiento (Concentrador 9-11), comprende la región de vapor sobrecalentado y se estudió las condiciones de salida de la sección de evaporación (Zarza y col., 2002).

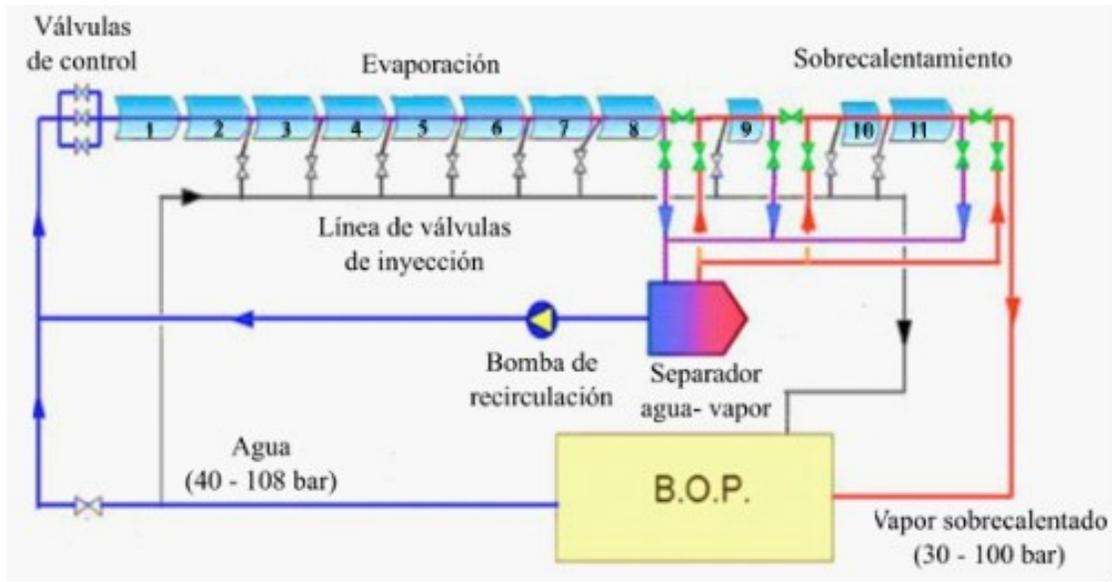


Figura 1-2 Diagrama esquemático del sistema DISS para pruebas, (Zarza y col., 2002).

El circuito de pruebas DISS ha permitido caracterizar y optimizar nuevas configuraciones de lazos de CCP para GDV, considerando las diferentes condiciones de operaciones reportadas en la literatura para plantas termosolares que utilizan un fluido intermedio. Con el circuito de pruebas se han establecido dos configuraciones de operación en los lazos de concentradores que han mostrado mejorar el desempeño del sistema durante la GDV; mediante la recirculación (Figura 1-3, c) y el proceso con inyección (Figura 1-3, b) (Hirsch y col., 2014), estos circuitos contemplan tres modos de operación a diferentes presiones de trabajo presentadas en la Tabla 1-1.

Tabla 1-1 Condiciones de operación del circuito DISS, (Zarza y col., 2013).

	Campo solar			
	Entrada (Agua)		Salida (Vapor)	
	P (bar)	T (°C)	P (bar)	T (°C)
Modo 1	40	210	30	300
Modo 2	68	270	60	350
Modo 3	108	300	100	375

Estas dos configuraciones han demostrado establecer un mayor control en las condiciones del fluido de trabajo en la región de evaporación, teniendo mayor control de las condiciones de salida del vapor sobrecalentado. Con el proceso de inyección de líquido se controla la generación de diferencias elevadas de temperaturas, al inyectar agua para controlar el flujo másico de líquido en el receptor, se ve reducida la probabilidad de producir un patrón de flujo estratificado que afecte la integridad del receptor. Esta es la configuración más compleja de

controlar y costosa, debido a la cantidad de lazos requeridos en un campo de concentradores y las dimensiones de cada lazo, y que requiere una mayor cantidad de sistemas de control para la dosificación de la inyección.

La configuración de recirculación requiere de un caudal de agua de alimentación sobredimensionado, reduciendo la probabilidad de que se presente un patrón de flujo estratificado, que resulta perjudicial para el receptor, ya que genera una diferencia circunferencial de temperaturas en la pared del receptor. El sistema emplea un separador de vapor después de la zona de evaporación, donde se tiene una cantidad mínima de vapor, el agua condensada se recircula de nuevo a la entrada del lazo mediante bombas, volviendo al sistemas más robusto y costoso (Sandá y col., 2019).

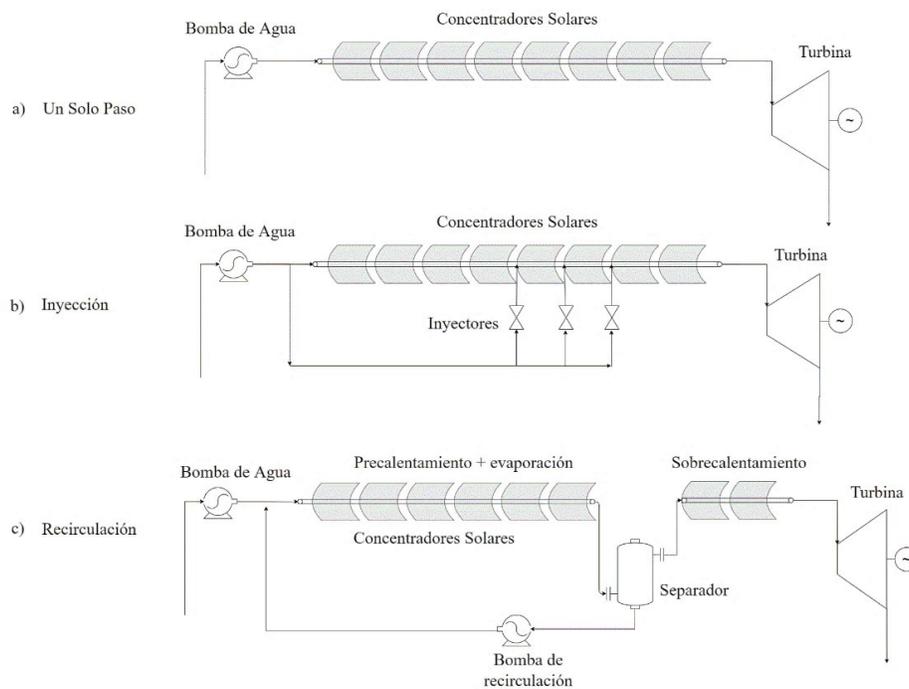


Figura 1-3 Configuraciones de lazos de receptores usados para GDV, (Sandá y col., 2019).

1.1.2 Centrales termosolares comerciales

Para el ámbito comercial y en general a condiciones de gran escala, se han producido varios proyectos pre comerciales y de investigación; estos están centrados en la implementación de configuraciones de operación para el lazo de concentradores, los beneficios de la tecnología, ajustes técnicos en el campo de concentradores, para evitar los problemas asociados al proceso de GDV, y la mejora continua de los ciclos de potencia incluidas la hibridación con otras tecnologías.

De acuerdo con Sun y col. (2015), la implementación de los sistemas GDV aplicados para la tecnología de CCP, puede ser utilizada ampliamente en otras aplicaciones térmicas como son procesos de esterilización y suministros de evaporadores de destilación, calor de proceso, generando otra alternativa para su uso, en la industria. González y col. (2009) establecen las ventajas y desventajas del sistema de GDV, respecto a los sistemas convencionales de aceites térmicos en plantas termosolares, enlistando las siguientes ventajas:

- No existe riesgo de incendios o fugas dentro del campo solar.
- La temperatura de operación de la planta es mayor al límite de 400°C que degrada a los aceites térmicos.
- Aumenta la eficiencia global de la planta, al no utilizar un intercambiador de calor entre el aceite sintético y el agua.
- Simplificación de la configuración de la planta, al eliminar los equipos de intercambio de calor (agua-aceite) y almacenamiento auxiliar.
- Reduce los costos de operación y mantenimiento.

Entre las desventajas están las siguientes:

- En operaciones a alta presión se deben adecuar componentes hidráulicos, que incrementa los costos de la instalación.
- Se requiere que las velocidades del agua sean mayores a los mínimos, donde se presenta un patrón de flujo estratificado.
- Alta complejidad en los sistemas de control durante la evaporación e incrementando los costos de construcción.

Feldhoff y col. (2010) realizaron una comparación económica entre una planta termosolar usando GDV y uno con aceite térmico, y encontraron que la tecnología de GDV aumenta en un 11% la producción de energía respecto al aceite térmico y reduce los costos de operación y mantenimiento entre un 7.2 y 11%.

La implementación de gases presurizados ha sido considerada como una alternativa para las plantas de CCP para sustituir el uso de fluidos sintéticos, al utilizar gases como H₂, CO₂, He y aire, algunas de las ventajas mencionadas por Tang y col. (2017) están asociadas a las

propiedades del gas utilizado, sobre todo de su rango de temperaturas en que éste opera para aumentar la eficiencia global del proceso.

Otra alternativa mencionada ampliamente en la literatura es el desarrollo planteado para la GDV en CCP, que también puede ser utilizada en sistemas de torre central o de línea Fresnel, éstas a su vez pueden lograr una mayor reducción de costos y de producción de energía, mediante implementación de la hibridación con sistemas que utilizan combustibles fósiles o biomasa haciéndolas económicamente competitivas (Islam y col., 2018).

Gang y col. (2010), dentro de su análisis para centrales termosolares de CCP presentan las mejoras al considerar un Ciclo Rankine Orgánico (CRO) con un intercambiador de calor para el recalentamiento intermedio, que aumentó la eficiencia del bloque de potencia en un 4.9 %, en comparación al no utilizar un sistema de recalentamiento intermedio. Esto deja en claro la mejora del ciclo con un cambio en el diseño del bloque de potencia, empleado en plantas termosolares que utilizan aceites sintéticos.

A nivel pre comerciales se encuentran en operación dos plantas termosolares de GDV; la primera está a cargo de la empresa Solar lite construida en Tailandia en 2011, es la planta Thai Solar One (TSE-1) con una potencia nominal de 5 MW, fue la primera a nivel mundial en emplear la tecnología de GDV. La potencia seleccionada, fuera de lo convencional para este tipo de tecnología, se debió a los beneficios comerciales que otorgaba el gobierno de Tailandia para los pequeños generadores de energía (Valdés, 2016), la potencia térmica nominal de la planta es de 19 MW_{th} empleando una turbina con vapor sobrecalentado a 30 bar y 330°C, el campo solar se compone de 4600 CCP, sin almacenamiento térmico (Serrano-Aguilera, 2017).

La segunda planta que opera de manera pre comercial con GDV corresponde a la planta de Almería, en la cual se emplean los sistemas de CCP, con una potencia nominal de 3 MW, ubicada en Puertollano, Ciudad Real en Almería, España, se diseñó bajo 3 criterios que detalla Zarza y col. (2006).

- Sistema de condensación a través de un aerocondensador.
- Operación con recirculación a la salida de la zona de evaporación y sistema de inyección de agua en la zona de sobrecalentamiento.

- El bloque de potencia opera para un amplio rango de condiciones para asegurar la fiabilidad y durabilidad de la planta.

La planta termosolar utiliza vapor sobrecalentado a 411°C y 70 bar, opera con un ciclo Rankine con una extracción que se dirige a un desgasificador y sin calentamiento intermedio.

1.2 Configuraciones del campo solar para GDV

La central se compone de dos elementos principales: el campo solar y el bloque de potencia, el campo solar se conforma de una gran cantidad de espejos, dentro de los sistemas de CCP con tres posibles configuraciones: recirculación, inyección y un solo paso, que permiten la operación del campo, éstos han sido ampliamente utilizados en sistemas experimentales (Figura 1-3) (Zarza, 2003).

La configura de un solo paso, se muestra en la parte superior de la Figura 1-3, a), donde no hay intervención de equipos que regulen la cantidad de líquido y vapor o que recircule un exceso de líquido, reducen los costos por equipos que intervienen el control del sistema, y presenta un mayor rendimiento en la transformación de la energía y se considera el sistema más sencillo. Las desventajas que tiene este tipo de sistemas son el comportamiento del fluido de trabajo y el control de éste durante la evaporación, que al tener líquido tiende a presentar inestabilidades de flujo y cambios de fase que afecta el buen funcionamiento del sistema y pueden llegar a afectar los procesos posteriores.

En el sistema de inyección se conecta al eje del concentrador en la interconexión entre los concentradores una línea de flujo con la finalidad de inyectar pequeñas cantidades de líquido a lo largo del lazo de CCP, eliminando la probabilidad de presentar inestabilidad de flujo asociado al cambio brusco en el volumen del líquido y vapor durante la evaporación, y que se presenta en la Figura 1-3, c), que incrementa la velocidad del vapor aumentando la caída de presión, causando que aumenta la temperatura circunferencial del receptor por el contacto con las diferentes fases del fluido de trabajo, y mejorando el control de las cantidades de flujo y sus condiciones a la salida del sistema de CCP. Las desventajas que presenta esta configuración en el manejo del sistema por las inyecciones de agua y el requerimiento de una mayor cantidad de CCP, para compensar las inyecciones de líquido y obtener el vapor a las condiciones requeridas.

La configuración de recirculación es el circuito más viable en los sistemas comerciales, utilizando un separador de agua-vapor a la salida del zona de la evaporación, donde se requiere de una mayor cantidad de agua de alimentación, que previene la generación de un patrón de flujo estratificado, en comparación a la salida de vapor que se inyecta en la zona de evaporación, Dentro del separador, el vapor húmedo se separa y se recircula en la zona de evaporación para salir como vapor sobrecalentado para su utilización en el bloque de potencia. Con la recirculación se mejora la estabilidad del flujo y se mejora el control de las condiciones de salida del campo solar, pero aumenta la complejidad del sistema para su operabilidad, incrementando los costos de inversión por la cantidad de separadores requeridos en el campo solar, por el total de número de lazos requeridos, además de aumentar la cantidad de fluido que se junta en el sistema por la recirculación (Sandá y col., 2019).

1.3 Transferencia de calor en flujo en dos fases y receptores de paredes compuestas

La formación del flujo en dos fases en la GDV se presenta durante la etapa de evaporación en el receptor. Generalmente, el flujo en dos fases presente en los receptores que utilizan la GDV incluyen el patrón de flujo burbuja, tapón, ondulado, estratificado y anular; siendo técnicamente, el flujo estratificado el más probable de provocar estrés térmico en el receptor, debido al sobrecalentamiento en la región seca (Sun y col., 2015), que pueden generar el fenómeno de flexión del receptor que ocurre por las diferencias de temperaturas circunferenciales (Li y col., 2017) y puede presentar inestabilidades de flujo que se relacionan con la temperatura superficial del receptor, del fluido y las condiciones de presión en el receptor (Lu y col., 2020).

Lu y col. (2019) presentaron un criterio para establecer la existencia de una inestabilidad de flujo, que se interpreta con la curva de caída de presión en la transición entre las diferentes fases presentes en el fluido de trabajo en su trayectoria dentro del receptor. La metodología usada por este grupo de trabajo también ha sido empleada por Valdés (2016) para caracterizar los patrones de flujo encontrados en el trayecto del receptor para un lazo de receptores, Valenzuela y col. (2016) utilizó este método para caracterizar la caída de presión en un sistema comercial.

1.3.1 Modelos para estimar el coeficiente de transferencia de calor en el fluido de trabajo

En la sección de precalentamiento y sobrecalentamiento, el fluido de trabajo está totalmente desarrollado tanto en el líquido como en el vapor. El coeficiente de transferencia de calor se calcula mediante la correlación de Dittus-Boelter (Shah, 1988).

En la sección de la evaporación, la evolución de la calidad del vapor en su trayectoria en el receptor mantiene un flujo másico constante; esta sección es la más compleja de describir por la formación de diferentes patrones de flujo, haciendo más complejo el cálculo del coeficiente de transferencia de calor. Con el número de Froude se puede estimar el patrón de flujo que se presenta para poder calcular el coeficiente de transferencia de calor.

- Si $Fr \leq 0.04$ ocurre flujo estratificado y el coeficiente de transferencia de calor se calcula con la correlación de Shah.
- Si $Fr > 0.04$ el receptor contiene una película de líquido, debido al flujo anular generado, el coeficiente de transferencia de calor se puede determinar por la correlación de Chan.

La correlación de Chan (Enciso, 2012) considera un flujo bifásico, tiene dos componentes principales la formación de burbujas y el fenómeno de convección. Para obtener el coeficiente de transferencia de calor, que corresponde al patrón de flujo burbujeante, se determina usando la correlación de Baehr-Stephan (2006).

1.3.2 Propuestas de receptores para sistemas de GDV

Lippke realizó la investigación de los problemas generados al utilizar la GDV, cuando se utiliza un sistema de un solo paso, analizando la influencia operacional con los cambios del fluido en su trayectoria en el receptor. Diversas investigaciones muestran que la utilización de un receptor de cobre, que tiene una conductividad siete veces mayor que el acero, elimina los esfuerzos térmicos producidos por las diferencias circunferenciales de temperatura, también se ha comprobado que, las propiedades mecánicas se pierden por el reblandecimiento del material con el tiempo, al superar constantemente los límites de temperatura de reblandecimiento (Valdés, 2017).

Almanza y col. (1997) fueron los primeros en México en estudiar los problemas termomecánicos en CCP que utilizaban la GDV, a través de los experimentos realizados en

la plataforma solar experimental de Ciudad Universitaria, UNAM, México. Ellos adaptaron dos módulos de concentradores para la GDV con orientación E-O, con las siguientes características: longitud de 14.5 m y apertura de 2.5 m, considerando un receptor de acero SAE 1020, encontraron que la diferencia de temperaturas entre la parte baja y alta del tubo receptor es de alrededor de 60 °C a una presión de 60 bar, cuando se tiene un flujo de radiación solar reflejada a la pared, que se encuentra en contacto con la interfaz del fluido en flujo estratificado, manteniendo la parte alta más caliente que la parte baja. Cuando se alimentó agua fría en el tubo receptor de acero, se generó una deformación en los tubos receptores. Esta curvatura generada en el tubo receptor (Figura 1-4) avanzó como una onda desde el extremo de entrada hasta el de salida, teniendo una flexión aproximadamente de 6.5 cm en el centro de cada sección (2.9 m de longitud) en el módulo de canal parabólico (14.5m de largo encontrando diferencias de temperatura entre 40 y 60°C en la dirección circunferencial), que genera la deformación de la cubierta de cristal del receptor como se presenta en la Figura 1-4.



Figura 1-4 Deformación de la cubierta de vidrio durante la GDV, (Valdés, 2016).

Flores y Almanza (2004), para disminuir las diferencias circunferenciales de temperatura en la pared del receptor, cuando se presenta un patrón de flujo estratificado, propusieron la experimentación con un receptor compuesto por una pared interna de cobre y una externa de

acero, que presentó una disminución de la diferencia de temperatura circunferencial en la pared del receptor de 40 a 10°C.

Valdés (1998) analizó el comportamiento térmico del receptor de pared compuesta bimetalico propuesto por Almanza y col. (1997) desarrolló un modelo matemático para estimar las distribuciones de temperaturas circunferenciales en el receptor, basado en el método de solución por diferencias finitas en forma nodal, obteniendo resultados para varios receptores diferentes: cobre, acero galvanizado y un receptor bimetalico de cobre-acero, variando la proporción de cobre en 1/3 y 2/3 de espesor, se utilizó un receptor con un diámetro externo de 29.2 mm.

Los receptores de pared compuesta bimetalica presentaron las mejores reducciones en las diferencias de temperaturas circunferenciales máximas, encontradas en las paredes del receptor durante la presencia de un patrón de flujo estratificado, para dos receptores de pared compuesta para diferentes composiciones de materiales en el receptor.

- 21.7°C Receptor bimetalico con una proporción de cobre de 1/3 y 2/3 de acero inoxidable
- 13.8°C Receptor bimetalico con una proporción de cobre de 2/3 y 1/3 de acero inoxidable

La evolución para los sistemas de GDV ha establecido diversas propuestas para la mejora de los tubos receptores, para evitar el estrés térmico producido por la diferencia de temperatura circunferencial. Wang y col. (2013) propuso un nuevo tubo receptor que, emplea espuma metálica para mejorar la transferencia de calor en las paredes del receptor, el valor óptimo encontrado para un espesor de espuma igual al 75% del diámetro interno del receptor que, disminuye en 45% la diferencia circunferencial de la temperatura, reduce la probabilidad de producirse el estrés térmico en las paredes, pero como desventaja, este tipo de receptores exige un proceso de manufactura de mayor costo.

La experimentación y modelamiento de los sistemas de GDV se han encaminado a la mejora del circuito hidráulico del campo solar, a través de la generación de nuevas configuraciones del lazo de concentradores, para evitar las condiciones en que pueda producirse el patrón de flujo estratificado, que incremente la caída de presión, debido al cambio brusco del flujo másico de líquido que incrementa la caída de presión, además de contribuir en la

implementación de nuevos materiales que reduzcan las diferencias de temperatura, o brinden un mayor soporte contra el estrés térmico, y estableciendo nuevas configuraciones en el receptor para reducir las diferencias circunferenciales de temperatura, con la finalidad de evitar la deformación que se produce en el receptor y que no haya la ruptura de la envolvente de vidrio; esto último es el objetivo en el presente trabajo, donde se busca que la implementación de un tubo receptor compuesto con un material semiconductor y otro conductor de calor pueda contrarrestar los efectos generados por las diferencias circunferenciales de temperatura.

Capítulo 2 Plantas termosolares

En este capítulo se presentan las tecnologías de concentración solar más importantes en la actualidad, haciendo hincapié sobre la tecnología de concentradores de canal parabólico, así como una breve introducción sobre los componentes esenciales en las plantas termosolares, tanto del campo solar como del bloque de potencia; las condiciones de operación que se tienen reportadas para plantas comerciales que se encuentran activas y con éstas se propone un Ciclo Rankine Regenerativo con recalentamiento, con una hibridación del ciclo entre gas natural y energía solar, que han incrementado la eficiencia global del ciclo, volviéndola económicamente viable y atractiva, con la finalidad de dimensionar el campo solar y el lazo de concentradores, permitiendo observar los fenómenos que pasan en este tipo de receptores a gran escala, estableciendo los resultados más significativos y con una perspectiva diferente a lo presentado en la literatura.

2.1 Tecnologías de concentración solar

El aumento desproporcionado y sostenido de la demanda de energía ha establecido un incremento significativo de las emisiones de CO₂, aunado a los limitados recursos fósiles, han generado una necesidad para la búsqueda de nuevas alternativas y el desarrollo de tecnologías renovables, entre las tecnologías más prometedoras y con alto potencial energético se encuentra la tecnología termosolar de concentración. El incremento del consumo eléctrico generado por el aislamiento causado por la pandemia de COVID-19 (IEA, 2020) y, la disminución de la capacidad eléctrica por fuentes renovables durante el 2020, que tuvo una caída del 13% en comparación al 2019, se presenta como una oportunidad para implementar más y mejores tecnologías renovables, sobre todo con una tecnología tan prometedora como la energía térmica en su forma de concentración

En el 2020, la potencia instalada de energía térmica por concentración solar se incrementó 0.1 GW en comparación a 2019, pasando de 6.1 a 6.2 GW (REN21, 2021); donde, los países con mayor capacidad instalada son: España (37%) y Estados Unidos (28%), el resto del mundo cuenta con el 35% de la capacidad instalada. Las tecnologías más usadas para la generación de potencia con sistemas termosolares son: los cilíndricos parabólicos, que son usados en el 78% de las instalaciones mundiales; sistema de torre central con un 19% y línea Fresnel con un 3% (PWC, 2021).

Los sistemas híbridos benefician la implementación de sistemas termosolares, para la generación de potencia, siguiendo el principio de los ciclos combinados; sustituyen parcialmente el consumo de combustibles fósiles y utilizan las tecnologías de torre central y cilíndrico parabólico por su madurez y aplicabilidad para generación de potencia. Estas plantas se utilizan como sistema auxiliar a la energía solar, permitiendo incrementar la eficiencia del ciclo y disminuir las emisiones al ambiente.

En los últimos 40 años se tienen numerosos proyectos de plantas termosolares, donde se han empleado diversos fluidos de trabajo, sistemas de almacenamiento y sistemas auxiliares fósiles; que son las principales variantes entre las diferentes plantas. En la Tabla 2-1 se presentan las primeras plantas termosolares de generación de potencia, que emplea con sistemas de canal parabólico, instaladas en California, Estados Unidos, y que se inauguraron entre 1984 y 1990, con una capacidad instalada cada una de 13.8 a 80 MW, sin emplear almacenamiento.

Tabla 2-1 Plantas termosolares de generación de potencia con cilindros parabólicos, (Lilliestam, 2021).

Planta	País	Estatus	Capacidad instalada (MW)	Año de operación	Fluido de trabajo
	Estados Unidos	No operativa	13.8	1984	Calloria mineral
	Estados Unidos	No operativa	30	1985	Therminol VP-1
	Estados Unidos	Operacional	30	1985	Therminol VP-1
Solar Electric	Estados Unidos	Operacional	30	1989	Therminol VP-1
Generating	Estados Unidos	Operacional	30	1989	Therminol VP-1
I-IX	Estados Unidos	Operacional	30	1989	Therminol VP-1
	Estados Unidos	Operacional	30	1989	Therminol VP-1
	Estados Unidos	Operacional	80	1989	Therminol VP-1
	Estados Unidos	Operacional	80	1990	Therminol VP-1

Actualmente se encuentran operando 115 plantas termosolares para generación de potencia en el mundo y, siete se encuentran en construcción, cuatro con cilindro parabólico y dos con torre central y una híbrida con energía térmica y fotovoltaica. Actualmente, las plantas termosolares que tienen la mayor capacidad instalada son, Ivanpah Solar Electric con 377 MW usando torre central y Mojave Solar con 280 MW con cilindro parabólico, ambas

ubicadas en California, Estados Unidos. La primera planta híbrida de energía solar térmica y fotovoltaica, con una capacidad instalada de 600 MW, se encuentra en construcción, la tecnología cilindro parabólico con una capacidad instalada de 350 MW, la más grande a nivel mundial.

En la Tabla 2-2 se presentan los fluidos de trabajo utilizados por cada tecnología para la generación de potencia; las plantas que operan con agua como fluido de trabajo están concentradas en su mayoría en las tecnologías de torre central, con trece plantas; línea Fresnel con siete plantas y una planta con cilindro parabólico, que es la única con GDV. Otro fluido de trabajo que son las sales fundidas es utilizado en 16 plantas termosolares; en doce de torre central, dos con línea Fresnel y dos con tecnología cilindro parabólico. El resto de las plantas termosolares utilizan aceites térmicos sintéticos, usado sólo en una planta de línea Fresnel y en 77 con cilindro parabólico.

Tabla 2-2 Fluidos de trabajo usados por tecnología en plantas termosolares (Lilliestam, 2021).

Tecnología	Fluido térmico		
	Aceite sintético	Sales fundidas	Agua
Línea Fresnel	1	2	7
Cilindro parabólico	77	2	1
Torre Central	0	12	13

2.1.1 Torre Central

Los sistemas térmicos solares son capaces de captar la energía proveniente del Sol, para transformarla y transportarla de la manera más eficaz posible, entre las tecnologías que han generado un alto grado de desarrollo destacan tres: Sistema de Torre Central (STC), Sistema de Línea Fresnel (SLF) y Sistema de Concentración de Canal Parabólico (CCP).

Los sistemas de torre central también conocidos como sistemas de recepción central, en términos simples, trabaja para convertir la energía solar en energía térmica al concentrar y orientar la radiación solar mediante una serie de denominados como heliostatos, reflejándose sobre un dispositivo conocido como receptor solar, que se encuentra en la parte superior de la torre (Siva y col., 2013), donde fluye el fluido de trabajo (Figura 2-1), este tipo de sistemas operan típicamente en un rango de temperaturas de 373 a 1073 °C, incluso se puede alcanzar temperaturas de hasta 1200 °C.

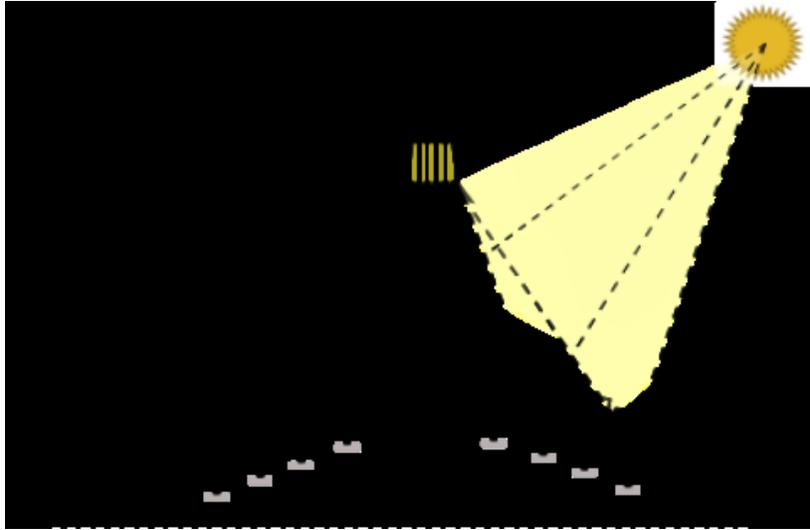


Figura 2-1 Sistema de Torre Central y campo de Heliostatos.

Entre los componentes se encuentra el receptor que actúa como un intercambiador de calor, donde incide la radiación solar directa concentrada proveniente del campo de heliostatos y se transfiere el fluido de trabajo, ya incrementada su temperatura se envía a un ciclo de potencia (Karellas y Roumpedakis, 2019), los receptores se pueden dividir en dos categorías como se muestra en la Figura 2-2:

- Receptores externos de cavidad, que consta de una estructura encargada de absorber la irradiancia solar y transformarla en calor en su volumen interior.
- Receptores cilíndricos o tubulares de placa plana, son los más comunes, donde el calor se transmite al fluido de trabajo a través de las paredes del receptor, estas paredes comúnmente son de materiales metálicos o cerámicos.

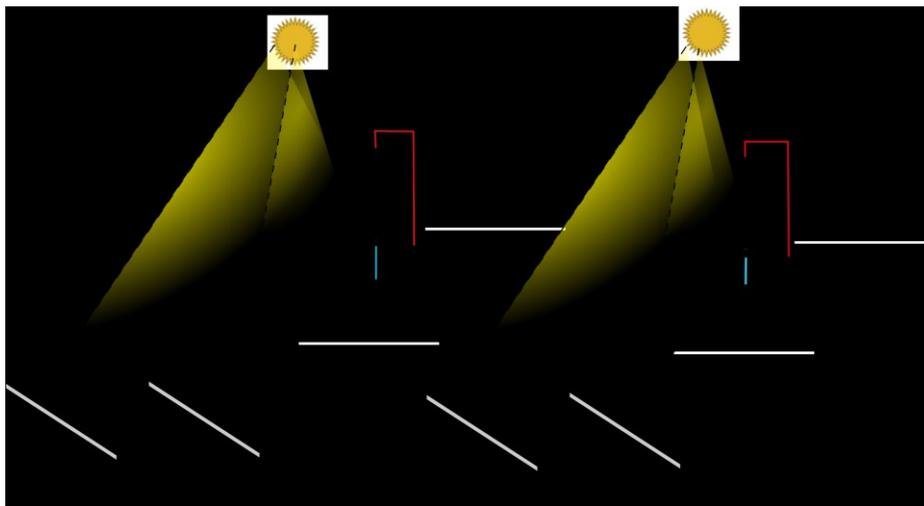


Figura 2-2 Tipos de receptores para STC.

Los heliostatos son componentes muy importantes en las plantas termosolares de torre central, éstos se componen de una serie de espejos planos, que consta de un área reflectiva, un mecanismo de seguimiento de la trayectoria solar a lo largo del día y, por último, un soporte para los espejos, este equipo representa cerca del 70% del costo de inversión total de una planta de torre central, (Rodríguez- Sánchez y col., 2014). El costo de producción se encuentra en el intervalo entre 0.08 a 0.15 \$USD/kWh. Los fluidos de trabajo empleados en plantas comerciales son el agua en la modalidad de GDV, sales fundidas, sodio líquido y aire, estas últimas dos, son las menos comunes (Müller-Steinhagen y Trib, 2016).

2.1.2 Línea Fresnel

Los sistemas del tipo línea Fresnel tienden a usar el mecanismo utilizado por los sistemas de concentración de canal parabólico, dado que trata de simular una cavidad parabólica a través de espejos planos, que concentran la radiación hacia la línea de receptores que se encuentra suspendido, reduciendo los costos de construcción (Rodríguez, 2012).

La línea Fresnel requiere de la utilización de varios espejos planos o curvados ligeramente, siendo el primero más económico que los sistemas de CCP, debido a que la estructura donde se montan estos espejos se encuentra cerca del suelo, la colocación de líneas de reflectores tiene una gran complejidad en el diseño y debe tener una orientación óptima del reflector con el sistema de seguimiento para establecer la mejor configuración, que maximice la captación de radiación, el lazo de concentradores se compone de varias líneas de receptores conectados en serie, dimensionado para alcanzar las condiciones requeridas por el usuario.

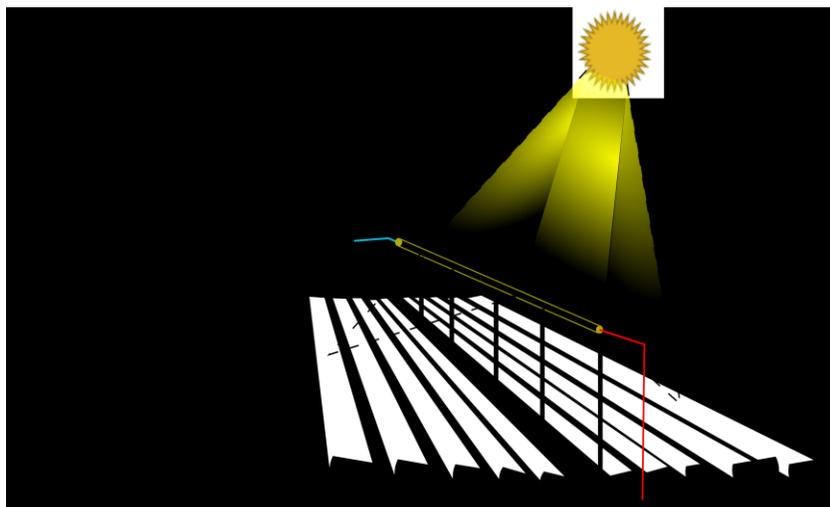


Figura 2-3 Sistema de concentración tipo Línea Fresnel.

Las características mencionadas ampliamente en la literatura establecen una altura típica de entre 10 a 15 m para la distancia suspendida de la línea de receptores; los beneficios de esta tecnología es la flexibilidad para la conexión de lazos y una mayor versatilidad para el uso de aceites térmicos, debido a la temperatura de operación del sistema no es mayor a los 300 °C y 30 bar (Karellas y Roumpedakis, 2019), la implementación de la GDV para este tipo de sistemas es posible, al colocar un cilindro largo que contenga una serie de tubos metálicos llenos de agua (Islam y col., 2018).

2.1.3 Concentradores de canal parabólico

Los sistemas de concentración de canal parabólico concentran la radiación solar en el receptor, que se encuentra montado en el punto focal de la parábola, la placa reflectora sigue la trayectoria mediante el seguimiento en un eje de la trayectoria solar a lo largo del día, (Wang, 2019). Entre los componentes principales en los sistemas de CCP están: el reflector, el tubo receptor (también conocido como tubo absorbedor), el sistema de seguimiento y la estructura para el reflector, como se presenta en la Figura 2-4.

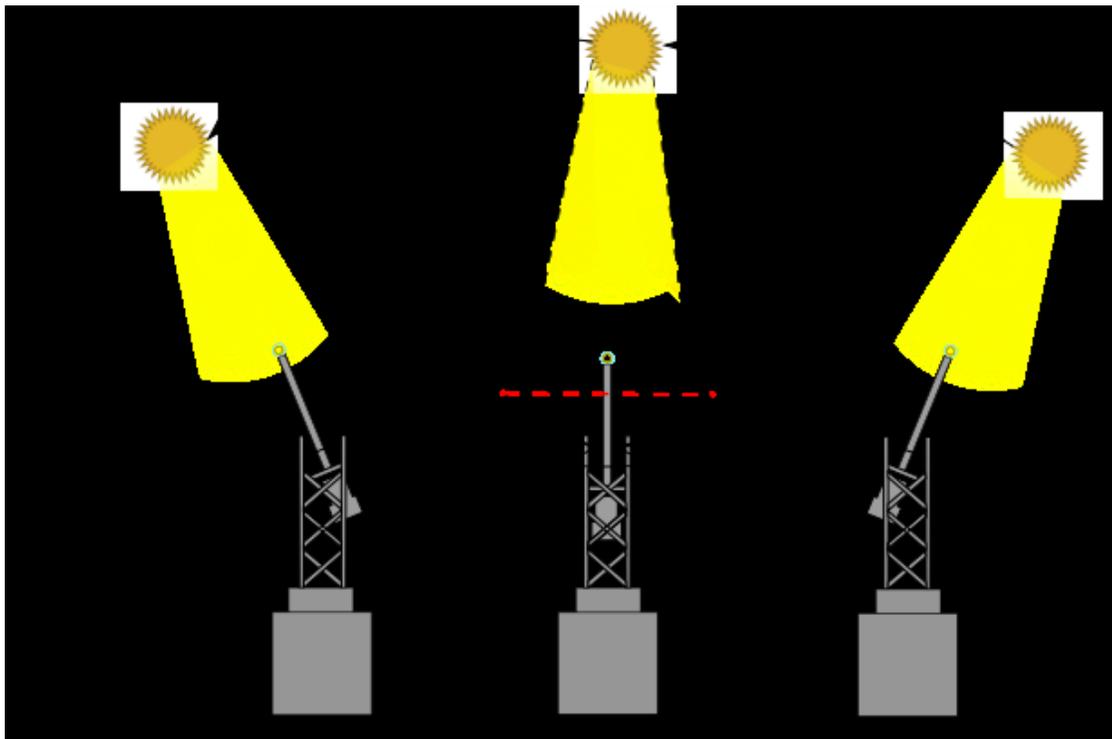


Figura 2-4 Sistema de concentración de canal parabólico, (Wang, 2019).

El reflector en los CCP tiene como función esencial concentrar sobre el tubo receptor la radiación solar directa, en términos simples, es una placa de un material con una alta

reflectancia y baja absorción, acoplada con las dimensiones de la estructura parabólica, éste se comporta como un espejo que refleja la radiación sobre la línea focal, existe una gran cantidad de materiales que se emplean para este componente, entre los más usados se encuentra el espejo de vidrio, película de metal, aluminio, espejo polímero recubierto de plata, chapa metálica y algunos plásticos recubiertos con película de metal o aluminio, éste puede ser adherido al soporte con adhesivos como el PVB o la silicona neutra (González y col., 2009). La estructura del soporte tiene una amplia gama de materiales utilizables para su construcción entre ellas: lamina de acero, aluminio anodizado o fibra de vidrio.

El receptor es considerado el componente más importante de los sistemas CCP, dada su aportación en el rendimiento del concentrador y debido al papel que desempeña, para transmitir la energía térmica del Sol al fluido de trabajo que circula en el tubo; el receptor se compone de dos tubos concéntricos, el primero de éstos es el tubo exterior de vidrio, que reduce las pérdidas térmica por convección con el ambiente, al encontrarse en la intemperie, al crear un vacío entre la región de estos dos tubos, mediante el aspirado del aire y sellar ambos extremos del tubo mediante una unión vidrio-metal, previniendo la oxidación del tubo interno metálico, típicamente este tubo de vidrio es de Borosilicato, ver Figura 2-5, (Bilal y col., 2020). Para el tubo interno, comúnmente se tiene un material metálico, localizado sobre la línea focal de la parábola, que contiene un recubrimiento selectivo con una alta absorptividad y baja emisividad que eleva el rendimiento térmico del sistema, el recubrimiento comúnmente requiere que la fabricación sea mediante el método de Physical Vapour Deposition que evita la degradación de ésta, los extremos del receptor se sueldan mediante un fuelle metálico tanto al tubo metálico como al tubo de vidrio (González y col., 2009).



Figura 2-5 Receptor para CCP, (González y col., 2009).

Los sistemas de seguimiento solar es una parte principal de los CCP, que permite maximizar la incidencia de radiación, al seguir la trayectoria del sol a lo largo del día mediante la posición del sol en el cielo, comúnmente el sistema de seguimiento consta de un dispositivo que gira al reflector mediante un eje. Por último, los fluidos de trabajo que se pueden usar con diferentes fluidos de trabajo o caloportadores como: el agua para la generación de vapor, aceite sintético, sales fundidas o aire, siendo las tres primeras las más comunes.

2.1.3.1 Aceites térmicos

Entre la gama de fluidos de trabajo utilizados en los sistemas de CCP se busca la estabilidad de éste a altas temperaturas, los fluidos orgánicos sintéticos es la opción de fluido de trabajo más usada en las plantas termosolares de CCP, ya que presenta una mayor estabilidad térmica, entre los aceites más comunes usados a nivel comercial se tienen: el Dowtherm A, Therminol D-12 y Therminol VP-1, que operan a temperaturas cercanas a 400°C, superando este umbral se reduce su tiempo de vida, provocando la degradación del aceite, que se presenta de manera visible e implican la utilización de sistemas que eliminen los productos generados en la degradación (Bilal y col., 2020).

2.1.3.2 Sales fundidas

Las sales fundidas son una mezcla de diferentes sales, notablemente dominado por nitratos, su caracterización de las propiedades térmicas depende de la composición en la mezcla de sales a usar; comúnmente se utiliza la mezcla de Sodio, Potasio y Nitrato, (Fuqiang y col., 2017) con una composición del fluido de trabajo con 60% NaNO_3 y 40% KNO_3 , estas mezclas de sales fundidas usadas como fluido de trabajo tiene como inconveniente que, el punto de congelamiento se encuentra en un rango entre 120 y 222°C, en comparación a los aceites sintéticos de 12 °C.

Aunque los sistemas más recientes que emplean sales fundidas que alcanzan temperaturas mayores a 580°C, que aumentan la eficiencia global del proceso térmico, todavía existen limitaciones por la temperatura de la sal fundida, (Widyolar y col., 2019) (Ouagued y col., 2013).

2.1.3.3 Generación Directa de vapor

Los sistemas que emplean el uso de agua como fluido de trabajo en los CCP, pueden sustituir a los aceites sintéticos y las sales fundidas, que están limitadas por su temperatura de

operación, (Widyolar y col., 2019). Este fluido puede operar a altas presiones y temperaturas, eliminando los intercambiadores de calor entre el fluido caloportador y el fluido del BP, presentando eficiencias térmicas mayores. El problema asociado a su utilización, asociado por el cambio de fase dentro del receptor, puede producir considerables diferencias de temperatura circunferencial en el tubo de metal del receptor, que puede deformar al tubo de vidrio y ante una exposición prolongada acaba produciendo el rompimiento del vidrio (Li y col., 2017).

El problema de operación que impera en este tipo de sistemas es el estrés térmico de los tubos receptores en el cambio de fase del fluido de trabajo, donde se puede presentar la inestabilidad de flujo generada, debido al cambio abrupto de líquido a vapor que aumenta la velocidad y el volumen de la fase vapor, generando un aumento de la caída de presión, que puede producir una deformación del receptor, (Lu y col., 2020), (You y col., 2013).

2.2 Componentes de una planta termosolar

Las plantas termosolares cuentan con dos componentes principales: uno es el bloque de potencia, para una planta convencional, usando el principio del ciclo Rankine regenerativo con recalentamiento intermedio a una temperatura de 380 °C, debido a las condiciones de operación del fluido de trabajo, aceite sintético, con un ciclo regenerativo con recalentamiento, para dos turbinas una baja y otra de alta presión, alcanzando la misma temperatura a la salida del sobrecalentador y el recalentador pero a una presión menor, para salir de la turbina de baja presión hacia el condensador y presurizarse para entrar al desgasificador que elimina los excesos de aire, posteriormente sufre un precalentamiento para mejorar el rendimiento térmico Figura 2-6.

El segundo componente es el ciclo térmico que cuenta con los siguientes elementos:

- El campo solar, que se caracteriza por contener una gran cantidad de espejos parabólicos.
- Los equipos de intercambio de calor (en el caso de plantas termosolares convencionales, que utilizan sales fundidas o aceites térmicos de origen sintético).
- El sistema auxiliar, mediante una caldera se controlan las condiciones de operación del ciclo de potencia y contrarrestar los efectos de la intermitencia del recurso solar,

a través del intercambio térmico, el ciclo térmico provee de energía térmica al fluido de trabajo del ciclo de potencia (Wang, 2019).

El ciclo térmico tiene un elemento fundamental, el aceite térmico, que actualmente evita problemas derivados del cambio de fase en la etapa de evaporación producida en el receptor, cuando se utiliza agua como fluido de trabajo dentro del campo solar, debido a que no cambia de estado, evitando el indeseado fenómeno de flexión del receptor, con la presencia de diferentes patrones de flujo, que generan distribuciones de temperatura desiguales entre la parte baja y alta del receptor, (Almanza y Flores, 2004).

Actualmente, en México, la implementación de la tecnología de concentración solar utiliza las tecnologías de concentración solar convencionales, utilizando como fluido de trabajo un aceite sintético y un sistema híbrido solar-gas, siendo la primera en su tipo en nuestro país y la única que emplea la energía termosolar para generación de potencia a gran escala, ésta cuenta con la implementación de tecnología de concentración cilindro parabólica con una potencia de 14 MW y que inició su puesta en servicio en 2017, esta central se integra a una planta de ciclo combinado que en conjunto se denomina Agua Prieta II, (Abengoa, 2021).

2.2.1 Bloque de potencia

El bloque de potencia consta de un ciclo de vapor, conocido como ciclo Rankine regenerativo con recalentamiento intermedio, que incrementa la eficiencia global del ciclo y puede establecer una configuración diferente dependiendo del fluido de trabajo que se desee utilizar, (Wang, 2019). Los equipos utilizados en el ciclo de potencia, (Figura 2-6), se encuentran la turbina de vapor (para diferentes presiones), el generador de vapor (considera el economizador, evaporador y sobrecalentador, en caso de usar fluidos sintéticos), el recalentador, los equipos de bombeo de baja y alta presión, el condensador y por último el desgasificador, (Giotri y col., 2012).

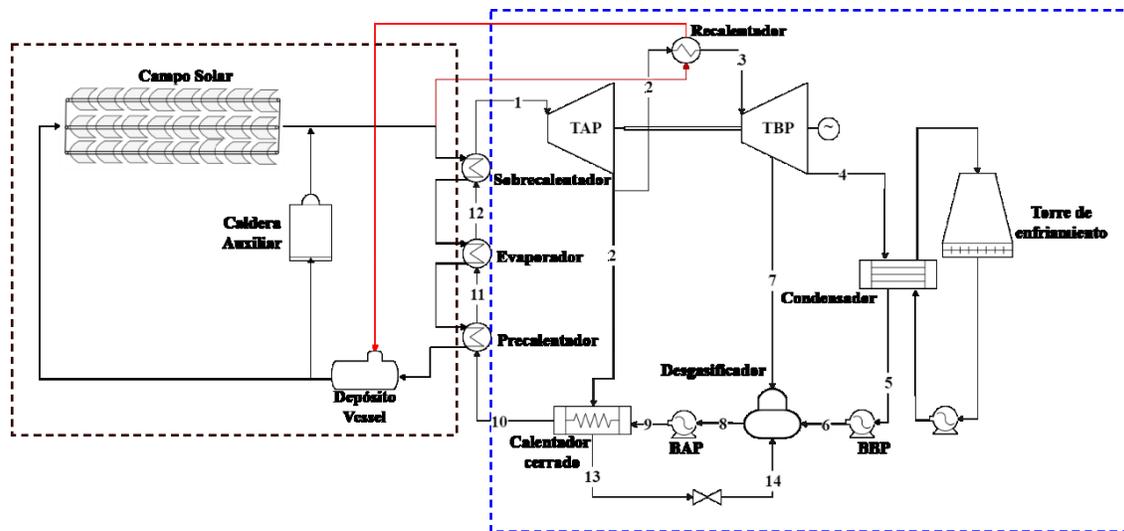


Figura 2-6 Central termosolar de CCP convencional.

2.2.1.1 Turbinas

Las turbinas de vapor transforman la energía cinética del fluido a trabajo útil mediante un eje rotativo, esta turbomáquina consiste en una serie de álabes móviles y fijos, organizados de manera simétrica alrededor de un eje común, encargándose de convertir la mayor cantidad de energía proveniente del vapor hacia el eje de la turbina, la presión del vapor incrementa la velocidad permitiendo que giren los álabes, (González y col., 2009).

Las turbinas de vapor que normalmente se usan para aplicaciones termosolares, son el modelo Standar Steam Turbine (SST-700/900) de la empresa Siemens, que opera a altas presiones y presentan altas eficiencias a bajas temperatura del vapor a la entrada, (380°C), con un diseño optimizado para emplear el recalentamiento para plantas termosolares, (Madrid Solar, 2012). En la Tabla 2-3 se presenta la ficha técnica del modelo SST-700/900 extraída de las condiciones de operación en plantas termosolares.

Tabla 2-3 Características de la turbina SST-700/900, (Siemens, 2021).

Turbina SST-700/900 (SIEMENS)	
Potencia entregada, MW	50
Presión Entrada (Con Recalentamiento), bar	100
Temperatura de entrada, °C	380
Temperatura de recalentamiento, °C	380
Velocidad de giro, rpm	3000 - 13200
Presión de salida TAP, bar	18.5
Condensación, bar	0.06
Presión del vapor en la extracción (recalentado), bar	3



Figura 2-7 Turbina de vapor Siemens SST-700/900, (Siemens, 2021).

2.2.1.2 Intercambiadores de calor

Los equipos de intercambio se encargan de transferir la energía térmica contenida en el fluido de trabajo a otro de menor temperatura, tratando de llevarlos al equilibrio, generalmente este tipo de sistemas utilizan intercambiadores de placas o tubos contiguos, para el caso a estudiar, no se realiza un proceso de mezclado, sino una transferencia de calor, debido al contacto de una pared que permita la transmisión de calor. Éstos se pueden formar de placas o tubos y coraza, donde circulan los fluidos que pueden ir de forma paralela o en contracorriente.

El generador de vapor es el encargado de transferir la energía absorbida por el fluido de trabajo en el campo solar y transferirla al fluido del bloque de potencia, que anteriormente viene presurizado hasta alcanza la presión que entra a la turbina de alta presión, típicamente estos equipos son intercambiadores de tipo tubos y coraza, (Madrid Solar, 2012). Como se muestra en la Figura 2-8, los equipos de intercambio de calor su función es llevar al fluido de trabajo de líquido subenfriado pasando en su trayecto por la evaporación hasta vapor sobrecalentado usando un equipo de intercambio para cada etapa.

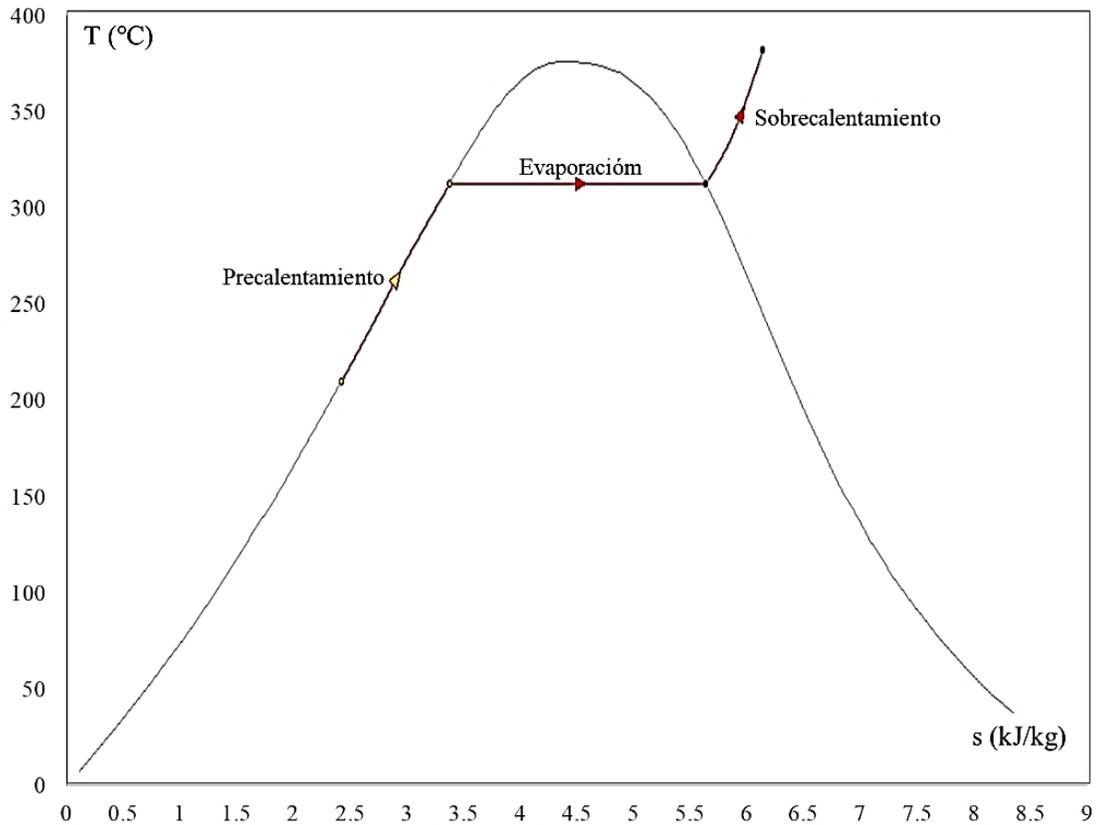


Figura 2-8 Diagrama T-s del generador de vapor.

2.2.1.3 Condensador

Entre los equipos de intercambio de calor requeridos en el bloque de potencia, se tiene al condensador de vapor, que toma la corriente saliente de la turbina de baja presión, para poder reiniciar el ciclo; se utiliza un intercambiador de tubos y coraza agua/agua mostrado en la Figura 2-9, dentro de los tubos circula el agua de refrigeración, que no cambia de fase, y por la coraza circula el flujo de vapor húmedo saliente de la TBP y se condensa a líquido saturado para poder ser recirculada por el ciclo.

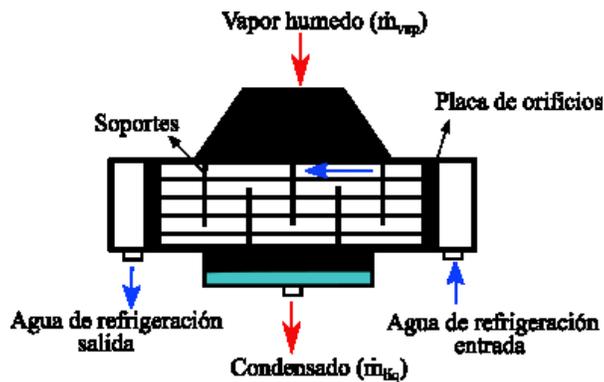


Figura 2-9 Condensador Agua/Agua (intercambiador tubos y coraza).

2.2.1.4 Bombas

El proceso de presurización del fluido de trabajo permite alcanzar las condiciones de presión (TBP) a la entrada del desgasificador de la corriente proveniente del condensador para evitar que se produzca un contraflujo debido a la presión de entrada de las corrientes involucradas, también se utiliza para alcanzar la presión requerida por los equipos de intercambio de calor y poder satisfacer la presión a la entrada de la TAP, este proceso se lleva a cabo al utilizar una bomba centrífuga multietapa hasta llegar a la presión requerida para la bomba de alta y baja presión.



Figura 2-10 Bomba centrífuga multietapa Pompes.

2.2.1.5 Campo solar

El campo solar es el elemento que contiene a los sistemas de concentración solar que ocupan una amplia extensión de terreno, según el informe de la comunidad solar de Madrid ha encontrado una relación entre diferentes sitios del mundo, para cada MW de potencia se requieren dos hectáreas de terreno (cuando es empleando aceite sintético como fluido de trabajo). Los sistemas de captación tienen dimensiones y formas ya definidas, éstas se han presentado anteriormente, se unen en serie para formar lazos que se orientan conjuntamente viéndose de manera perpendicular a la radiación solar, (Madrid Solar, 2012)

2.2.1.5.1 Tubo receptor

El tubo receptor es el elemento más importante de un sistema de concentración solar, dada la función que tiene para transferir la energía proveniente del Sol al fluido de trabajo; actualmente, la cantidad de proveedores de este tipo de dispositivos está limitado a únicamente dos empresas, Siemens y Schott, los receptores más usados en la industria provienen de Schott con su modelo Parabolic Trough Receiver 70 (PTR 70).

En la Tabla 2-4 se presentan las características que tienen el receptor Schott PTR 70 y sus dimensiones en las plantas termosolares:

Tabla 2-4 Características del tubo Schott PTR 70.

Tubo receptor PTR-70 (Schott)	
Longitud, mm	4060
Diámetro externo del tubo metálico, cm	70
Tipo de material	Acero inoxidable
Recubrimiento selectivo	Cermet
Diámetro exterior del tubo de vidrio, mm	125
Tipo de vidrio	Borosilicato
Transmisividad, %	96
Tratamiento autorreflexivo	En las dos caras del tubo de vidrio
Absortividad, %	95
Emisividad, %	10
Superficie útil, %	95
Cámara de vacío	> 25 años

2.2.1.5.2 Sistema de captación

Un Concentrador de Canal Parabólico (CCP) es un concentrador con foco lineal que está formado por una serie de espejos cilíndricos parabólicos que refleja la radiación solar directa concentrándola sobre un tubo receptor, colocado en la línea focal de la parábola, (González y col., 2014). En la Figura 2-11 se muestra al sistema de captación cilíndrico parabólico Eurotrough de 150 metros (SKAL-ET 150) de la empresa Eurotrough. En la Tabla 2-5 se presentan las características principales de los modelos de última generación en concentradores solares; las características contempladas son las encontradas para el modelo Eurotrough, y se dan las características del SKAL-ET 150 (Paraschiv y col., 2010).

Tabla 2-5 Características del Concentrador Eurotrough SKAL-ET, (Paraschiv y col., 2010).

Modelo SKAL-ET	
Estructura	Estructura tipo armazón soporte (torque box)
Apertura, m	5.77
Distancia focal media, m	2.1
Longitud del módulo, m	12
Longitud de un colector, m	150
Área de captación por colector, m ²	817.5
Diámetro del receptor, m	0.07
Concentración geométrica	24.8
Mecanismo de accionamiento	Hidráulico
Peso, kg/m ²	28
Rendimiento óptico, %	80

El concentrador de la empresa Eurotrough juntó a un armazón rectangular con brazos para soporte, con esta combinación lograron conseguir una mayor resistencia a la torsión, reduciendo la cantidad de material y su costo, tal hecho lo vuelve una alternativa muy interesante.

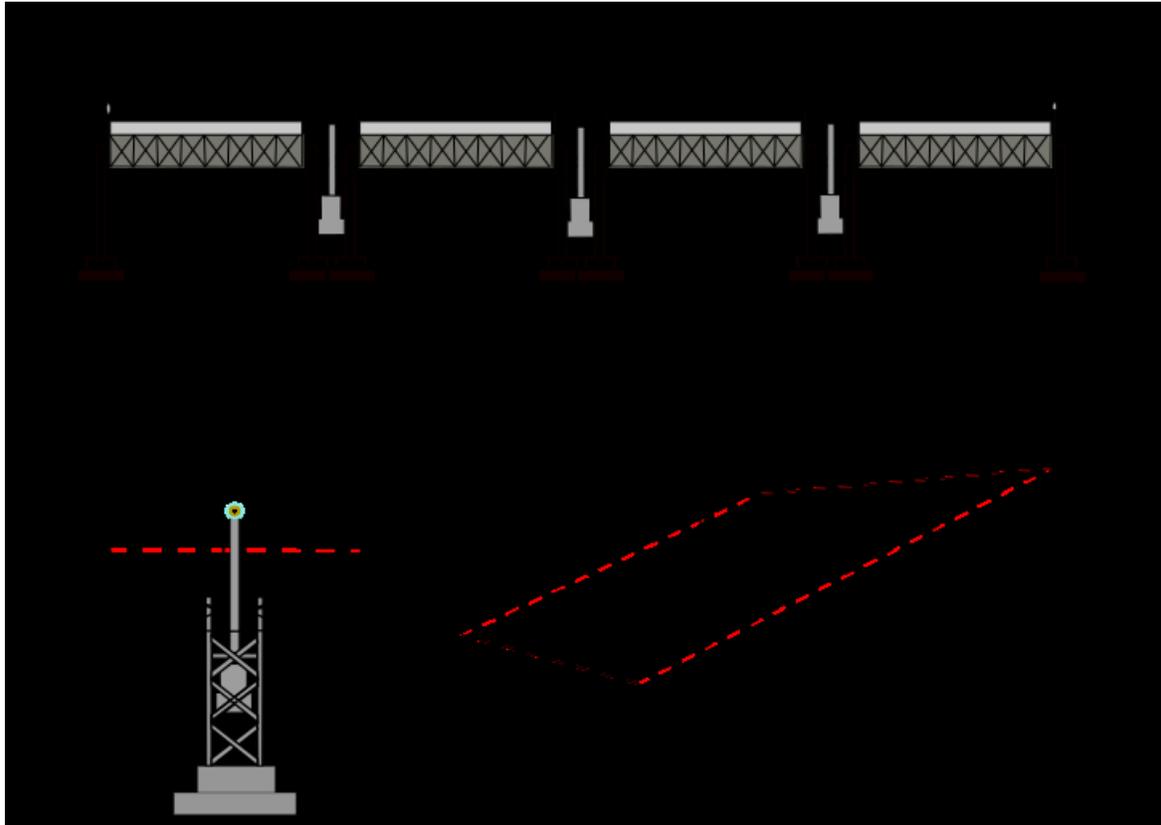


Figura 2-11 Sistema de captación Eurotrough SKAL-ET 150, (Paraschiv y col., 2010).

La concentración geométrica es la relación entre el área de captación, A_c , y el área ocupada por el receptor, A_r , que se muestra en la parte inferior izquierda de la Figura 2-11; y el rendimiento óptico es el cociente entre el flujo de energía radiante antes y después de la concentración.

2.3 Condiciones de operación para una planta termosolar

En la Figura 2-12 se presentan algunas condiciones de operación en las plantas termosolares, que utilizan fluidos de trabajo caloportadores y las condiciones presentadas en las plantas que utilizan GDV para la zona del bloque de potencia, enlistadas en la Tabla 2-6.

Para el ciclo de potencia de vapor se consideran las condiciones de operación en el ciclo reportadas por: (Madrid Solar, 2012), (Siva y col., 2013) y (Giostrri y col., 2012):

el número de calentadores abierto y cerrados del sistema, y el número de extracciones, se considera que el campo de concentradores utiliza el sistema de circulación de un solo paso, sustituyendo el sistema de recirculación. Otro cambio importante es la presencia de una caldera auxiliar que apoya en el proceso de recalentamiento, un proceso que no se utiliza en la actualidad, que apoya al sistema cuando se presenta una disminución del recurso solar, debido a la intermitencia considerando el diagrama de Hou y col. (2015).

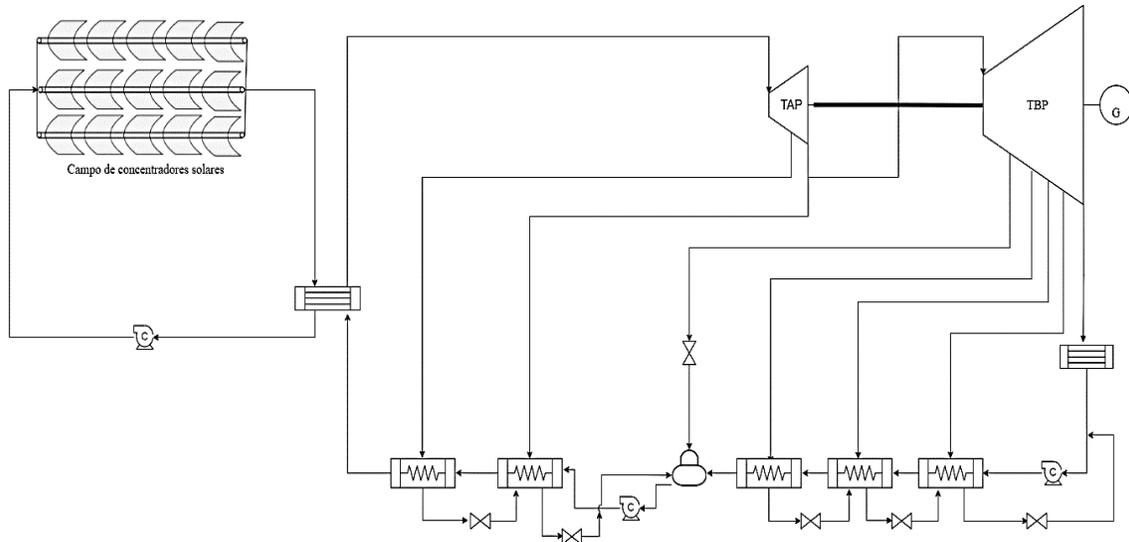


Figura. 2-13 Planta termosolar convencional, (Montes y col., 2009).

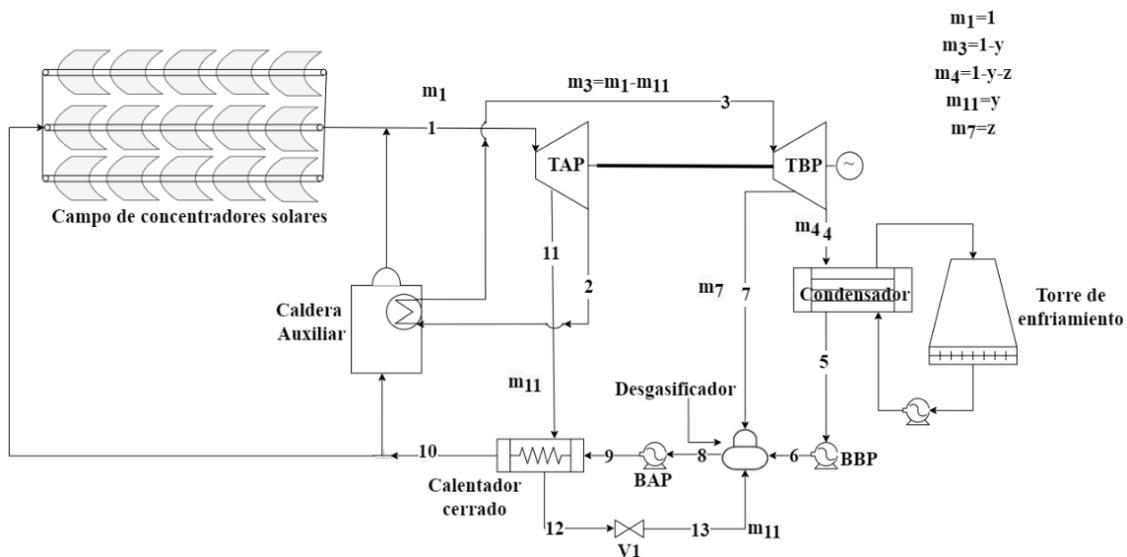


Figura 2-14 Diagrama esquemático del ciclo Rankine regenerativo propuesto para la GDV considerando una variación al presentado por Montes y col. (2009).

Se considera un Ciclo Rankine regenerativo con dos calentadores uno abierto y otro cerrado como se muestra en la Figura 2-10, en la salida del campo solar se genera vapor sobrecalentado a 380°C y 100 bar, que entra a una turbina de alta presión, se tiene una extracción que se dirige al calentador cerrado y posteriormente pasar al desgasificador, el resto entra al recalentador alcanzando una condición en el vapor a una presión de 16.5 bar y 380°C a la salida de la caldera auxiliar, este proceso se utiliza actualmente en las plantas de generación directa de vapor y se ha demostrado que mejora la eficiencia del ciclo.

En la turbina de baja presión se tiene una extracción de vapor a una presión de 3 bar que entra directamente al desgasificador; el resto del flujo de vapor húmedo ingresa al condensador a una presión de 0.06 bar. Se utiliza una bomba para aumentar su presión hasta la presión del desgasificador para no crear una corriente de contra flujo. En el desgasificador se junta con las corrientes extraídas de la TAP y TBP, con la finalidad de eliminar el oxígeno disuelto en el agua y aumentar la temperatura del agua de alimentación; ingresa a la BAP incrementando la presión hasta 117 bar y entra al calentador cerrado y se cruza con la corriente de la extracción en la turbina de alta presión, para pasar posteriormente a la zona del campo solar. Dicho flujo se puede redirigir al calentador auxiliar o al campo de concentradores y salir como vapor sobrecalentado a las condiciones de entrada de la turbina de alta presión. Para este caso, se utilizan las condiciones de operación del campo solar mencionadas anteriormente, los cálculos del ciclo termodinámico se presentan en el Anexo A.

En la Figura 2-15 se muestra el Diagrama de temperatura–entropía del ciclo propuesto para este trabajo con la finalidad de obtener las condiciones de operación del campo solar, en el diagrama temperatura-entropía se tienen dos precalentamientos por el flujo de vapor de las extracciones en la TAP y TBP, el campo solar debe estar en sincronía con el bloque de potencia como se muestra en la parte con líneas punteadas en color azul para alcanzar las condiciones de vapor sobrecalentado requeridas en la entrada de la TAP, realizando la expansión de la TAP se recalienta el vapor húmedo a 380 °C y posteriormente se expande en la TBP hasta alcanzar las condiciones de extracción y vapor húmedo para entrar al condensador.

Se estiman las propiedades del bloque de potencia para los estados isoentrópicos y reales, al considerar una eficiencia isoentrópica del 85% para las bombas y las turbinas. En la Tabla 2-

7 se muestran las propiedades del agua en los diferentes estados del ciclo, estimadas mediante las condiciones conocidas presentadas en la Figura 2-12.

La Tabla 2-8 muestra las potencias obtenidas por cada turbina y la potencia requerida por cada bomba, así como la potencia térmica requerida por el recalentador y el campo solar para operar el ciclo al 100% de su capacidad y, por último, la eficiencia global del ciclo. Estos valores se obtienen mediante balances de masa y energía para cada equipo, así se encuentran los requerimientos para cada equipo y las características necesarias para el dimensionamiento de la caldera auxiliar y el campo solar. En el Anexo A se encuentra la memoria de cálculo de esta sección, donde se describe en profundidad la obtención de los estados del ciclo de potencia, el flujo másico por cada equipo y los requerimientos térmicos y potencia.

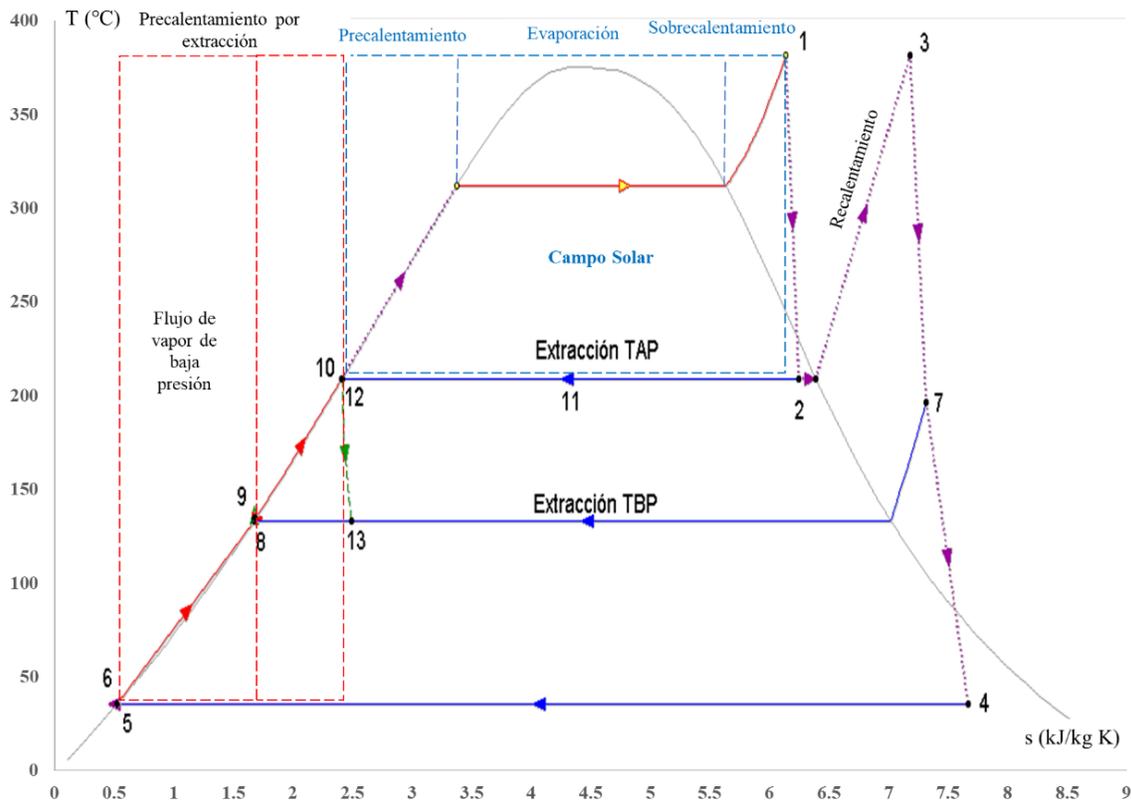


Figura 2-15 Diagrama T-s del ciclo Rankine propuesto para GDV.

El flujo másico total de vapor requerido por el bloque de potencia y las correspondientes entradas y salidas de cada equipo:

- Extracción de la TAP de 9.25 kg/s
- Extracción de la TBP de 5.51 kg/s
- Entrada a la TAP de 43.77 kg/s

- Entrada a la TBP de 38.26 kg/s
- Flujo total en el desgasificador y pasa al campo solar de 53.02 kg/s

Tabla 2-7 Estados del ciclo Rankine propuesto para GDV.

Estado	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	x (-)	i' (kg/s)
1	100	380	3031.56	6.1146	V.S.C	53.02
2	18.4	208.2	2727.26	6.2297	0.9603	43.77
2s	18.4	208.2	2673.56	6.1146	0.9316	43.77
3	16.5	380	3208.98	7.1559	V.S.C	43.77
4	0.06	36.12	2354.33	7.6436	0.9122	38.26
4s	0.06	36.12	2203.51	7.1559	0.8497	38.26
5	0.06	36.12	151.11	0.5196	0	38.26
6	3	36.15	151.45	0.5198	L.C.	38.26
6s	3	36.14	151.39	0.5196	L.C.	38.26
7	3	195	2856.3	7.293	V.S.C.	5.51
7s	3	166	2794.06	7.1559	V.S.C.	5.51
8	3	133.5	561.22	1.6716	0	53.02
9	117	135.14	575.58	1.6768	L.C.	53.02
9s	117	134.61	573.42	1.6716	L.C.	53.02
10	117	208.2	893.21	2.3918	L.C.	53.02
11	18.4	208.2	2727.26	6.2297	0.9603	9.25
12	18.4	208.2	889.9	2.4091	0	9.25

Tabla 2-8 Flujo de Calor y potencia requeridos en el bloque de potencia.

Acción	kW
\dot{V}	16133.80
\dot{V}	39346.5
\dot{V}	13.01
\dot{V}	761.67
$\dot{\zeta}$	21083.00
$\dot{\zeta}$	84295.81
$\dot{\zeta}$	113212.81
η_{th}	0.41

Dentro de los resultados presentados en la Tabla 2-7 se obtuvo la potencia térmica requerida para dimensionar el campo solar y la caldera auxiliar, así como las condiciones de entrada y salida para caracterizar el lazo de receptores.

2.5 Dimensionamiento del campo solar

2.5.1 Lazo de concentradores

Se puede estimar mediante las características físicas de los componentes del sistema de captación, ya antes mencionados, junto con las propiedades del fluido de trabajo a la entrada al campo solar. Además, se conoce el suministro del flujo de calor requerido por parte del campo solar para llegar a las condiciones de entrada del vapor sobrecalentado a la TAP, para asegurar el funcionamiento al 100% de la capacidad instalada. Para el caso estudiado se tiene un requerimiento de 113.21 MWth. La energía obtenida por la incidencia de radiación solar directa se considera el recurso solar para la zona de Mulegé en B.C.S., para los diferentes solsticios del año considerando un seguimiento de la trayectoria solar de este a oeste, las pérdidas por la transmitancia atmosférica y la ubicación geográfica, dentro del capítulo 4 se aborda más a fondo el cálculo del recurso solar, para esta sección se toman los valores obtenidos para las fechas mencionadas.

En el Anexo B se detalla el proceso de dimensionamiento del campo solar, se sigue el método para un campo solar de aceite térmico, se estima las condiciones del fluido considerando las condiciones climatológicas del sitio (Farhadi, 2009). El coeficiente global de pérdidas térmicas empleando es el presentado por (Acuña y col., 2017). En la Tabla 2-9 se presentan las principales características del sistema de concentración empleado para el dimensionado:

Tabla 2-9 Características del sistema de concentración.

Características	
Área de captación, m ²	818
Longitud del tubo absorbedor, m	150
D _{ext} Tubo absorbedor, m	0.07
Factor interceptancia experimental tubo absorbedor, -	0.98
Transmisividad cubierta tubo absorbedor, -	0.92
Absortividad tubo absorbedor, -	0.95
Reflectancia superficie, -	0.94

Factor ensuciamiento, -	0.95
Rendimiento térmico, -	0.7

Entre los resultados obtenidos se estima la cantidad de concentradores requeridos en serie para alcanzar las condiciones del vapor sobrecalentado a la entrada de la TAP, para caracterizar el lazo se requiere un número cerrado, cuando se obtiene un valor con punto decimal siempre se redondea hacia el siguiente número entero y se considera un número par de colectores para tener la disposición del campo en U, que optimiza la disposición del campo (Chandía, 2012).

Al encontrar el número de concentradores por fila se procede a reajustar el flujo másico de agua para cada lazo de concentradores, por el sobredimensionamiento del lazo de concentradores. En la Tabla 2-10 se presentan las condiciones del campo solar cuando opera al 100%

Tabla 2-10 Configuración del campo solar operando al 100%.

Dimensiones del campo	
# Concentradores por fila, -	6
Potencia calorífica útil por cada fila, kW _{th}	1551.16
Potencia térmica necesaria, MW _{th}	113.17
# de lazos para el campo solar, -	73
Extensión del campo solar, (m ² o ha)	358,284.00
	35.83
Flujo de agua por fila, kg/s	0.73
Flujo de agua del campo solar, kg/s	53.02

Dentro de lo mostrado en la Tabla 2-8 se tiene que las dimensiones del lazo de concentradores están en el rango de lo utilizado en plantas termosolares convencionales, con una longitud que oscila entre los 600 a 1000 metros; mientras el flujo másico de agua está dentro del rango característico para el bloque de potencia de 54 kg/s, que es cercano a lo obtenido. El campo solar dimensionado es consistente con las características técnicas presentadas por otras plantas termosolares convencionales, en las condiciones de operación del bloque de potencia, según lo presentado en la guía técnica de la energía solar termoeléctrica (Madrid Solar, 2012).

2.5.2 Sistema auxiliar de calentamiento

El requerimiento de gas natural en el sistema auxiliar de calentamiento, para compensar las pérdidas y ausencias de radiación solar, se estima mediante la demanda de energía mínima dada por el campo solar, usando el método empleado por Guillamón (2012) que requiere conocer la superficie del campo solar (358,284 m²) y la irradiación promedio diaria (H_o), que se obtiene de la base de datos de la NASA, el combustible empleado en la caldera auxiliar emplea gas natural, se considera un requerimiento del 15% de la producción eléctrica total por la ausencia de radiación, los procedimientos de arranque y paro de la planta, considerando una eficiencia térmica en la caldera de vapor del 90%.

En la Tabla 2-11 se presentan los requerimientos anuales de gas natural de la caldera auxiliar, a partir de la energía generada cada mes a partir del recurso solar, para tomar el total anual, a partir de este último valor se obtiene el requerimiento de energía para compensar las pérdidas y ausencias de sol, considerando la eficiencia de la caldera y la eficiencia del ciclo completo. Los valores energéticos del gas natural son tomados del Balance Nacional de energía (SENER, 2020).

Tabla 2-11 Potencia generada con el campo solar.

Mes	# días	H _o		Energía generada
		kWh/m ²		MWh
Enero	31	6.01	186.31	18,660.10
Febrero	28	6.19	173.32	17,359.07
Marzo	31	7.33	227.23	22,758.49
Abril	30	7.62	228.6	22,895.70
Mayo	31	7.98	247.38	24,776.63
Junio	30	7.67	230.1	23,045.93
Julio	31	6.64	205.84	20,616.15
Agosto	31	5.92	183.52	18,380.66
Septiembre	30	6	180	18,028.11
Octubre	31	6.41	198.71	19,902.03
Noviembre	30	6.29	188.7	18,899.47
Diciembre	31	5.72	177.32	17,759.69
Total, anual	365	-	-	243,082.03
Requerida	-	-	-	32,816.07

Para estimar el requerimiento de gas natural en el sistema de calentamiento auxiliar, para contrarrestar las pérdidas por intermitencias y procedimientos de operación y mantenimiento en una planta termosolar a lo largo del año, bajo las mismas consideraciones. Se analiza el requerimiento de energía mensual (E_{cald}) y se estima el flujo volumétrico de gas natural que se debe suministrar a la caldera, partiendo del poder calorífico inferior (PCI) del hidrocarburo, para operar la planta de potencia al 100% de su capacidad.

$$PCI_{GN} = 41,397 \frac{kJ}{m^3} = 11.499 \frac{kWh}{m^3}$$

$$V_{consumo} = \frac{E_{cald,anual}}{PCI_{GN}} = \frac{32,816,073.62}{11.499} = 2,853,819.78 \frac{m^3}{año}$$

En la Tabla 2-12 se presentan el requerimiento de gas natural para cada mes del año, para compensar las pérdidas y ausencias de radiación solar para operar al 100%, se observa que el requerimiento a lo largo del año está en el intervalo de 203,798.11 a 290,881.39 m³ de gas natural por mes. Durante los meses de mayor incidencia de irradiación solar promedio diario se presenta los mayores consumos de gas natural en la caldera auxiliar, alcanzando un máximo en el mes de mayo, las pérdidas que se pueden producir por la intermitencia durante estos meses son mayores, debido a las consideraciones sobre las pérdidas producidas en el sistema. Se tiene un incremento del consumo de combustible en un intervalo de 24 a 30%, durante el periodo marzo-junio, posterior a ese periodo se tiene un incremento del consumo de combustibles menor al 18%. Estos valores también se ven afectados debido a la elección del solsticio seleccionado para el dimensionamiento del campo solar, dado que se seleccionó un campo solar entre el solsticio de mayor y menor incidencia de radiación solar.

Tabla 2-12 Requerimiento de gas natural para operar al 100% de la capacidad.

Mes	Ho		Energía	Energía		
	# días	kWh/m ²	Generada MWh	requerida MWh	\dot{V} m ³ /mes	
Enero	31	6.01	186.31	18,660.10	2,519.11	219,072.40
Febrero	28	6.19	173.32	17,359.07	2,343.47	203,798.11
Marzo	31	7.33	227.23	22,758.49	3,072.40	267,188.12
Abril	30	7.62	228.6	22,895.70	3,090.92	268,798.98
Mayo	31	7.98	247.38	24,776.63	3,344.85	290,881.39
Junio	30	7.67	230.1	23,045.93	3,111.20	270,562.71
Julio	31	6.64	205.84	20,616.15	2,783.18	242,036.72
Agosto	31	5.92	183.52	18,380.66	2,481.39	215,791.73
Septiembre	30	6	180	18,028.11	2,433.79	211,652.74
Octubre	31	6.41	198.71	19,902.03	2,686.77	233,652.84
Noviembre	30	6.29	188.7	18,899.47	2,551.43	221,882.64
Diciembre	31	5.72	177.32	17,759.69	2,397.56	208,501.45
Total, anual	365			243,082.03	32,816.07	2,853,819.81

Capítulo 3 Diseño de equipos de intercambio de calor en Centrales termosolares de GDV

Con los equipos de intercambio de calor se transfiere la energía entre las corrientes participantes por convección de calor producida en el intercambiador de calor, comúnmente en estado estacionario, estos dispositivos pueden operar a través de placas o intercambiadores tubulares. El diseño de los intercambiadores de calor se basa en balances de materia y energía, calculando la transferencia de calor, el coeficiente global y el cambio de temperatura promedio de las corrientes para poder estimar el área de intercambio de calor (McCabe y col., 2017).

La estimación de este tipo de equipos se evalúa de manera simple y con una exactitud considerable, pero conlleva un condicionamiento, que depende de la toma de decisiones y criterios de quién estima las características de este dispositivo. También se deben considerar las caídas de presión, las dimensiones que se necesitan del equipo y las normativas para cada tipo de material y elemento del sistema, tales como, los impuestos por la Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA) en las velocidades y caídas de presión dentro de los tubos y corazas para diferentes fluidos de trabajo.

“En un intercambiador de calor, los coeficientes de transferencia de calor del lado de la coraza y del lado de los tubos son de importancia comparable, y es preciso que ambos sean elevados para obtener un coeficiente global que cumpla con las condiciones de operación. La velocidad y la turbulencia del líquido que circula por la coraza tienen tanta importancia como las del líquido que circula por los tubos. Para favorecer el flujo transversal se debe aumentar la velocidad media del fluido en la coraza, y para eso se instalan placas deflectoras como se muestra en la Figura 3-1.” (McCabe y col., 2017).

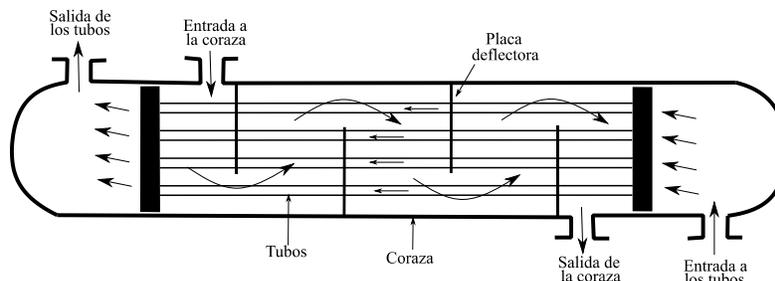


Figura 3-1 Intercambiador de calor de tubos y coraza.

En este capítulo se analizan los métodos encontrados en la literatura para el dimensionamiento de los equipos de intercambio de calor y condensación, a través del método Kern para proponer un diseño que cumpla con los requerimientos y el cumplimiento de las normas TEMA, para la operación de un intercambiador de calor; así como, el método Bell-Delaware que evalúa el diseño para determinar si es un buen diseño; por último, se presenta el método Dobson, que permite obtener el coeficiente de transferencia de calor durante el cambio de fase de la corriente, para el diseño del equipo de evaporación.

3.1 Método Kern

El diseño de los equipos de intercambio de calor se puede realizar mediante el método Kern, también se le conoce como Método por factor de corrección en la diferencia de temperaturas media logarítmica (F-LMTD), que ha sido adoptado por la industria durante muchos años. Establece el uso de correlaciones para el cálculo de la transferencia de calor y las pérdidas para intercambiadores estándar con un corte de deflector del 25%. Para aplicar el método Kern se parte de la metodología desarrollada por Robert y Thomas (2014) y presentado en el libro de operaciones unitarias McCabe y col. (2017) y por Kakac y Liu (2013) para el diseño de equipos de intercambio de calor.

El primer paso del método Kern es obtener el flujo de calor útil e identificar las corrientes frías y calientes (tanto entradas como salidas) y la forma en que se encuentran, ya sea en paralelo o contracorriente.

$$\dot{Q} = U A F \Delta T_{LM} \quad (3-1)$$

Al conocer las corrientes de entrada y salida, es posible estimar la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD), para un intercambiador operando en flujo paralelo, donde se puede observar el comportamiento de las corrientes en su trayectoria, como se muestra en la Figura 3-2.

$$LMTD = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o})(T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}} \right)} \quad (3-2)$$

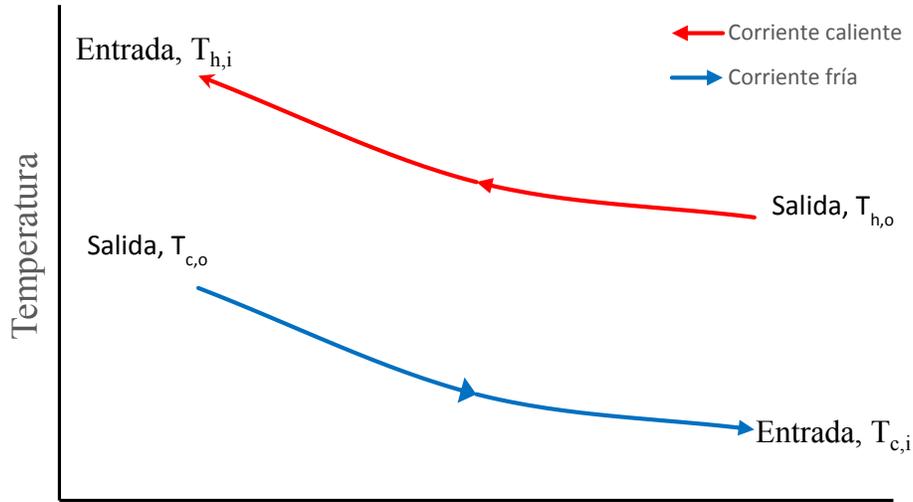


Figura 3-2 Diagrama T vs Trayectoria.

El factor de corrección F_G corrige la fuerza motriz generada dentro del intercambiador de calor, por emplear la LMTD y que debe considerarse para estimar el área de la coraza.

$$F_G = \sqrt{\frac{Z^2 + 1}{Z - 1}} \cdot \frac{\ln\left(\frac{1 - P}{1 - PZ}\right)}{\ln\left(\frac{2 - PZ + 1 - \sqrt{Z^2 + 1}}{2 - PZ + 1 + \sqrt{Z^2 + 1}}\right)} \quad (3-3)$$

Los parámetros de corrección se expresan de la siguiente manera; Z se define como la relación de la capacidad térmica del sistema:

$$Z = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}} \quad (3-4)$$

La función P se define como la eficacia del lado frío.

$$P = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad (3-5)$$

El coeficiente de transferencia de calor para los tubos y la coraza se estima al proponer un coeficiente global de transferencia de calor (U) e iterando hasta encontrar una solución que cumpla las condiciones y esté entre los valores requeridos por la norma. Para proponer un valor como punto de partida se utiliza la Tabla 3-1, que presenta varias sustancias

comúnmente usadas en la industria, donde se tiene el rango entre el que oscila el coeficiente global de transferencia de calor; en el caso del condensador se tiene un apartado especial que enlista las diferentes combinaciones de fluido, que toma un valor entre 100 y 1500 W/m² °C.

Tabla 3-1. Valores del coeficiente global de transferencia de calor, (Kakac y Liu, 2013).

Fluido caliente	Fluido frío	U (W/m ² °C)
Intercambiadores de calor		
Agua	Agua	800-1500
Solventes orgánicos	Solventes orgánicos	100-300
Aceites ligeros	Aceites ligeros	100-400
Aceites pesados	Aceites pesados	50-300
Gases	Gases	10-50
Enfriadores		
Solventes orgánicos	Agua	250-750
Aceites ligeros	Agua	350-900
Aceites pesados	Agua	60-300
Gases	Agua	20-300
Solventes orgánicos	Salmuera	150-300
Agua	Salmuera	600-1200
Gases	Salmuera	15-250
Calentadores		
Vapor	Agua	1500-4000
Vapor	Solventes orgánicos	500-1000
Vapor	Aceites ligeros	300-900
Vapor	Aceites pesados	60-450
Vapor	Gases	30-300
Dowtherm	Aceites pesados	50-300
Dowtherm	Gases	20-200
Gases de combustión	Vapor	30-100
Caldero	Vapor de hidrocarburos	30-100
Condensadores		
Vapores acuosos	Agua	100-1500
Vapores orgánicos	Agua	700-1000
Orgánicos (con no condens.)	Agua	500-700
Condensación al vacío	Agua	200-500

El área transversal que ocupa la coraza del intercambiador de calor (A_s), que ocupan los tubos, en una carcasa que representa el área máxima de flujo del sistema y se estima mediante:

$$A_s = \frac{\dot{q}}{(U)F_G(LMTD)} \quad (3-6)$$

Enseguida se selecciona algún tipo de tubo normalizado, con sus características geométricas de diámetro interior, exterior y longitud del tubo, que sirve para estimar el área de cada tubo

$$A_t = \pi D_{ext} L \quad (3-7)$$

La relación entre el área de la coraza y el área de los tubos permite estimar el número de tubos que se contendrán en la coraza (Reyes y col., 2014)

$$N_t = \frac{A_s}{A_t} \quad (3-8)$$

Se escoge un tipo de arreglo de los tubos escogiendo entre uno cuadrado o triangular (Figura 3-3), para conocer cuál será el diámetro del banco de tubos y con el número de pasos de tubo para conocer los valores de los parámetros, en donde K_1 y n_1 dependen del tipo de arreglo, y sus valores se representan en la Tabla 3-2

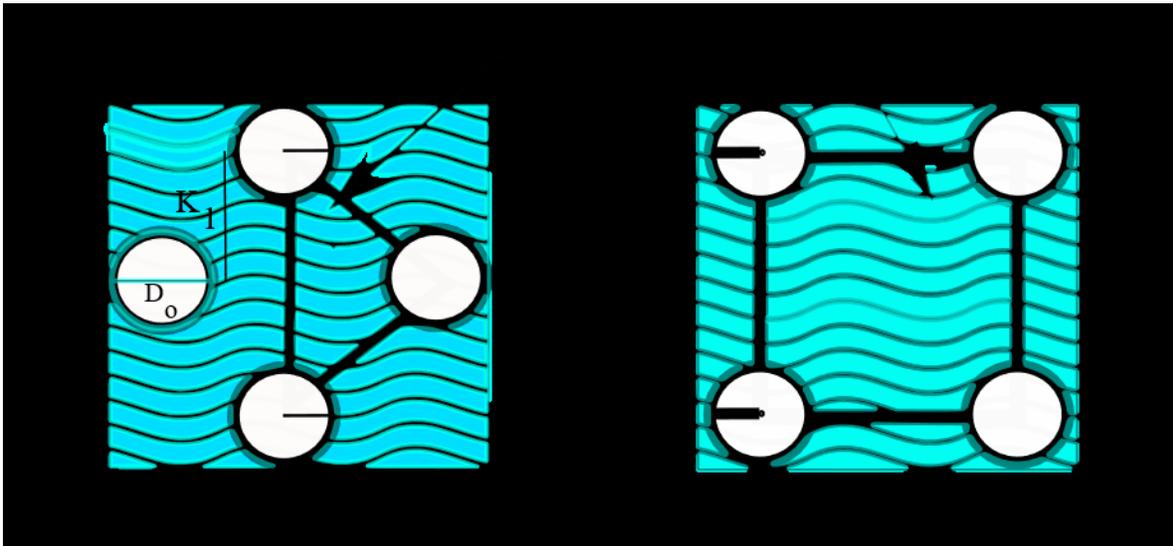


Figura 3-3 Arreglos de tubos a) Triangular b) Cuadrado.

El arreglo tipo triangular permite albergar un mayor número de tubos dentro de la coraza, se emplea cuando se utilizan fluidos “limpios”, que no tiene una adhesión, y su limpieza se realiza con medios químicos. El arreglo cuadrado emplea una menor cantidad de tubos, utilizando fluidos que tienden a formar incrustaciones y su limpieza se realiza con medios mecánicos, este arreglo produce bajas caídas de presión

La distancia recomendada entre centros de tubo y tubo “Pitch” es de 1.25 veces el diámetro exterior del tubo.

$$P_t = 1.25 \cdot D_{ext} \quad (3-9)$$

Tabla 3-2 Valores para los parámetros de diferentes tipos de arreglos (Robert y Thomas, 2014).

Número de pasos	Arreglo Triangular de tubos		Arreglo cuadrado de tubos	
	K_1	n_1	K_1	n_1
1	0.319	2.142	0.215	2.207
2	0.249	2.207	0.156	2.291
3	0.175	2.285	0.158	2.263
6	0.0743	2.499	0.0402	2.517
8	0.0365	2.675	0.0331	2.643

Los valores presentados en la Tabla 3-2 son factores de corrección usados para ajustar el tamaño del banco de tubos, según el acomodo que se utilice, donde a su vez depende del número de veces que va a circular la corriente en los tubos, mejor conocido como número de pasos, el diámetro del banco de tubo (D_b) se estima mediante la siguiente ecuación:

$$D_b = D_{ext} \left(\frac{N_t}{K_1} \right)^{\frac{1}{n_1}} \quad (3-10)$$

Una vez estimado el diámetro del banco de tubos (D_b), se establece una tolerancia que se le incrementa al área de la coraza, debido a la utilización del cabezal, que ocupan una cantidad de espacio que es proporcional a la tolerancia que se muestra en la Figura 3-4, de aquí depende de la elección del tipo de cabezal: Cabezal flotante sin contrabrida, tipo fijo U, cabezal flotante de anillo partido y cabezal con empaquetadoras exteriores. Después de escoger el tipo de cabezal se debe estandarizar esta coraza para las dimensiones que se emplean comercialmente y obtener el diámetro de la coraza del intercambiador de calor (D_s).

$$D_s = D_b + Tolerancia \quad (3-11)$$

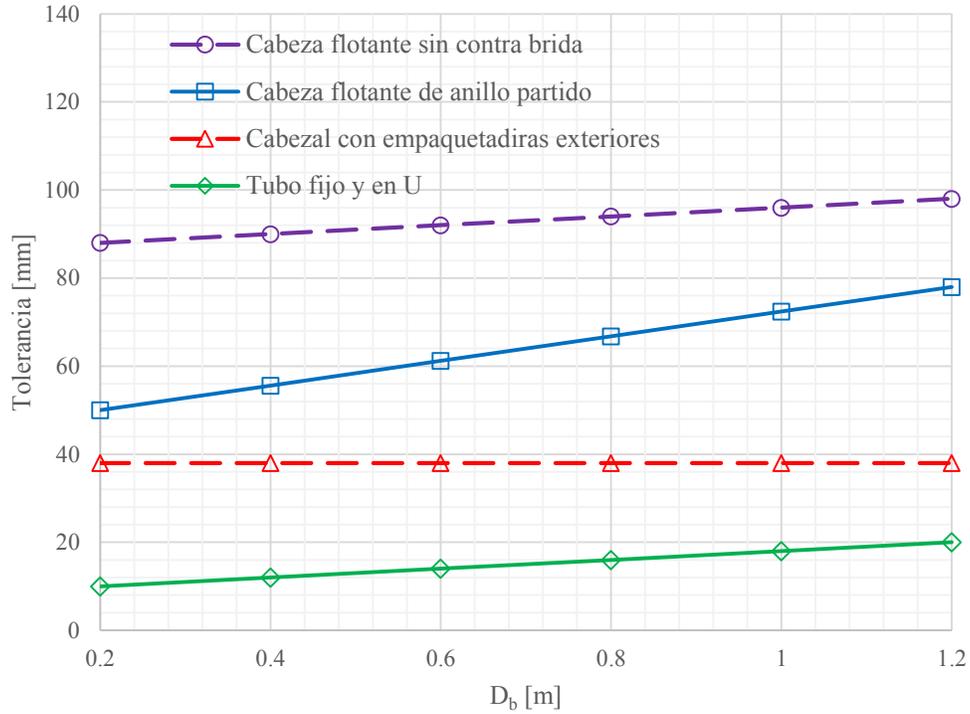


Figura 3-4 Tolerancia para diferentes tipos de cabezales, (Robert y Thomas, 2014).

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor en el lado del tubo, existen dos correlaciones, dependiendo el fluido de trabajo que se tenga. Cuando se trabaja con agua se emplea la ecuación de Kakac y Lu (2013), donde u_t es la velocidad en los tubos.

$$h_{\text{int}} = \frac{4200(1.35 + 0.02T)u_t^{0.8}}{D_{\text{int}}^{0.2}} \quad (3-12)$$

Para cualquier otro tipo de fluido se utiliza la siguiente correlación, donde D_e es el diámetro equivalente del tubo y k_f es la conductividad térmica del fluido.

$$h_{\text{int}} = \left(j_h \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \right) \frac{k_f}{D_e} \quad (3-13)$$

El valor del número de Reynolds se puede calcular de la siguiente manera, donde D_{int} es el diámetro interior del tubo y u es la velocidad del fluido.

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot u \cdot D_{\text{int}}}{\mu} \quad (3-14)$$

Mientras el número de Prandtl se calcula de la siguiente manera, donde k_f es la conductividad térmica del fluido de trabajo.

$$Pr = \frac{cp \cdot \mu}{k_f} \quad (3-15)$$

El coeficiente de película, \dot{J}_h , de Colburn se busca en la Figura 3-5; en función del número de Reynolds, flux másico y la relación de Longitud - Diámetro del tubo a usar.

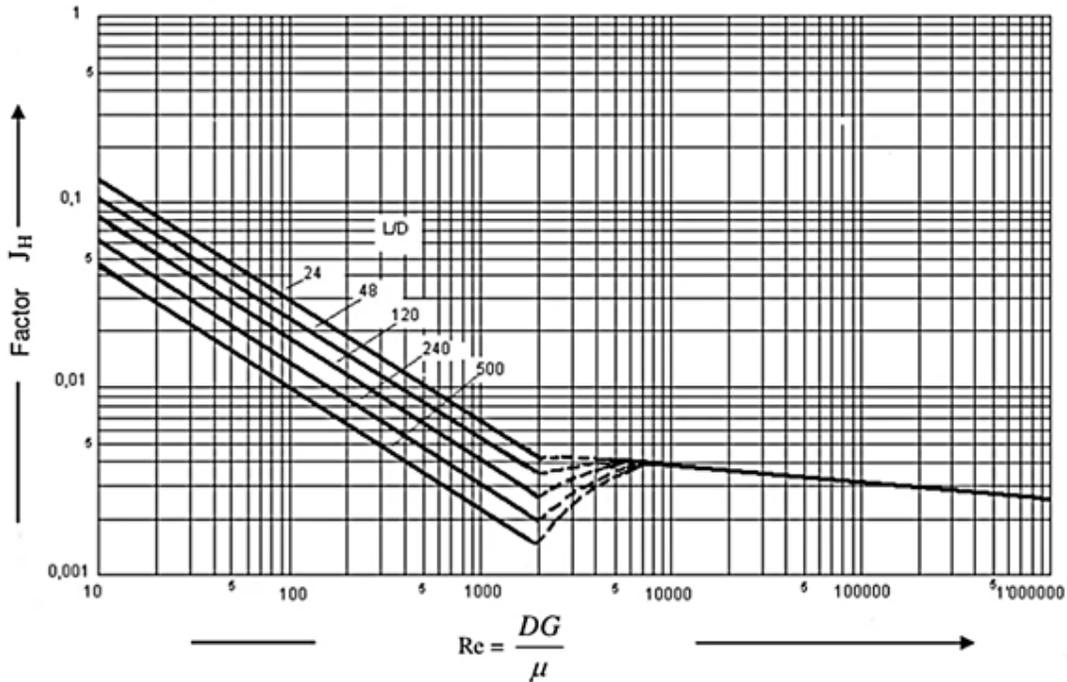


Figura 3-5 Factor de corrección j_h vs Re (Kakac y Lu, 2014).

Para estimar el coeficiente de transferencia de calor en el lado de la coraza se selecciona el espaciamiento entre los deflectores. El espacio entre deflectores, (l_b), se puede elegir entre 0.05 a 0.5 el diámetro de la coraza como se muestra en la Figura 3-6 (Kakac y Lu, 2014)

$$l_b = 0.05 D_s \text{ a } 0.5 D_s \quad (3-16)$$

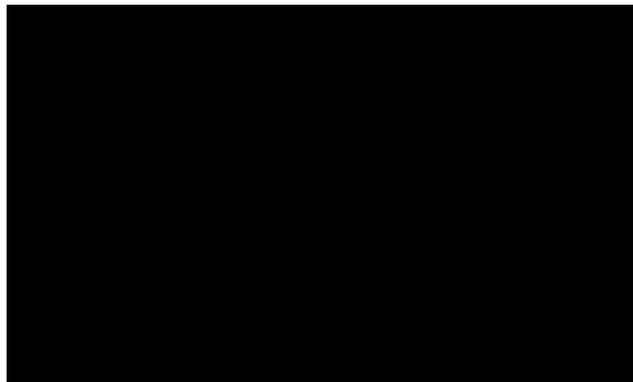


Figura 3-6 Espaciamiento entre bafles.

Posteriormente se determina el área perpendicular de flujo (A_{pp}) de la siguiente manera, que se puede observar en la Figura 3-7, que es función del espaciamiento entre baffles y la geometría usada para el arreglo de los tubos.

$$A_{pp} = \frac{D_S l_b (P_t - D_{ext})}{P_t} \quad (3-17)$$

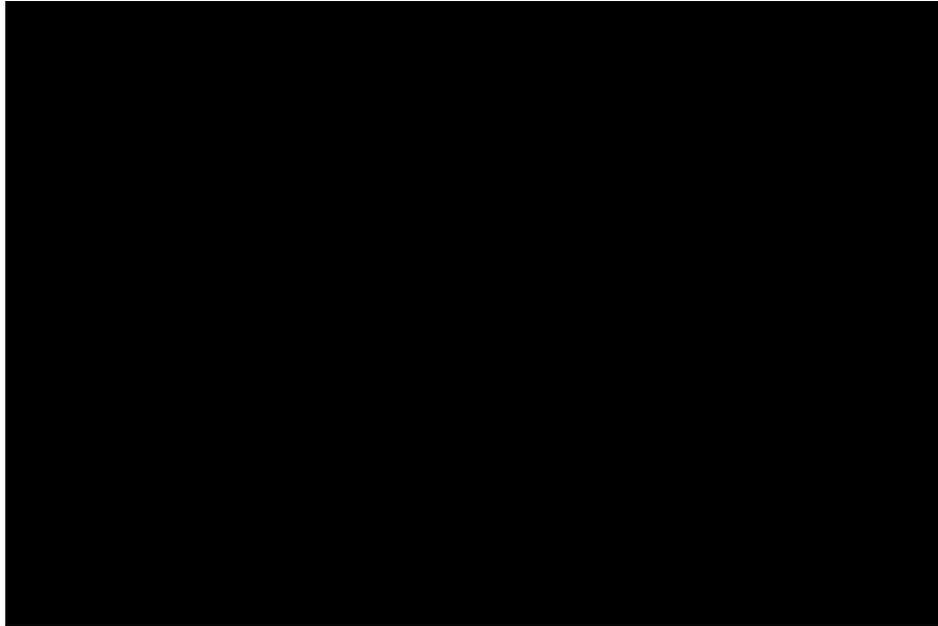


Figura 3-7 Sección transversal del baffle.

La velocidad másica del fluido por el lado de la coraza (G_s) es:

$$G_s = \frac{\dot{m}}{A_s} \quad (3-18)$$

La velocidad lineal, u_s , es la relación entre la velocidad másica del fluido y el área transversal para un tubo:

$$u_s = \frac{4 \cdot G_s}{\pi \cdot D_i^2} \quad (3-19)$$

El diámetro equivalente de la coraza, D_e , se ve afectado según la elección tomada en el tipo de arreglo seleccionado, para un arreglo cuadrado

$$D_e = \frac{1.27}{D_{ext}} \left(P_t^2 - 0.785 D_{ext}^2 \right) \quad (3-20)$$

Y para un arreglo triangular se tiene la siguiente relación

$$D_e = \frac{1.10}{D_{ext}} \left(P_t^2 - 0.917 D_{ext}^2 \right) \quad (3-21)$$

Una vez conocido el diámetro equivalente se determina el número de Reynolds en la zona de la coraza

$$Re_s = \frac{\rho u_s D_e}{\mu} \quad (3-22)$$

El número de Prandtl se estima de la siguiente manera, donde las propiedades corresponden al fluido que entra a la coraza.

$$Pr_s = \frac{c_p \cdot \mu_f}{k_f} \quad (3-23)$$

Al elegir el porcentaje de corte entre los baffles, se estima el valor del coeficiente de película dentro de la coraza, j_h , se obtiene en la Figura 3-7, para poder obtener el coeficiente de transferencia de calor en el lado de la coraza. El cual se selecciona para corte en el baffle elegido, junto con el número de Reynolds se cruza este valor con la curva de la Figura 3-7 para encontrar el valor de j_h .

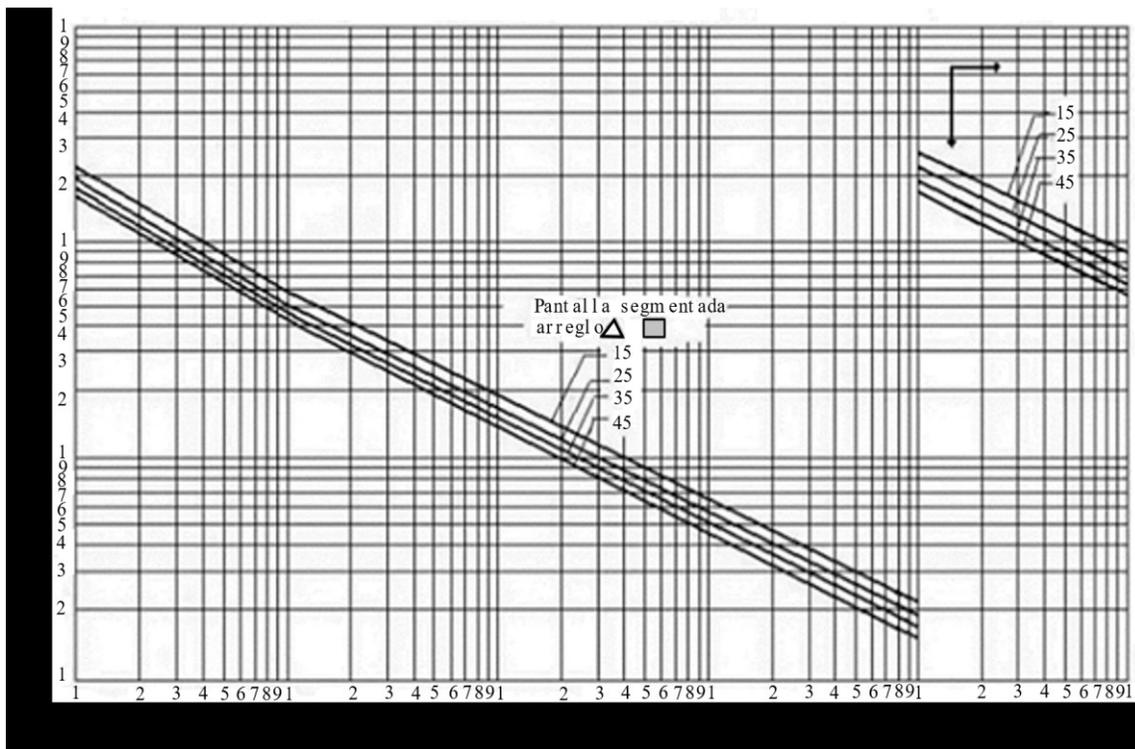


Figura 3-8 Factor de corrección j_h . (Kakac y Lu, 2013).

El coeficiente de transferencia de calor en la zona de la coraza es función del Reynolds y el número de Prandtl es

$$h_{ext} = \left(j_h \text{Re} \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \right) \frac{k_f}{D_e} \quad (3-24)$$

Una vez obtenidos los coeficientes de transferencia de calor tanto en la coraza y los tubos, se puede obtener el coeficiente total de transferencia de calor, incluyendo a los coeficientes de ensuciamiento o incrustación (Ardila e Hincapié, 2013).

$$\frac{1}{U_{ext}} = \frac{1}{h_{ext}} + \frac{1}{h_{o,d}} + \frac{D_{ext} \ln \left(\frac{D_{ext}}{D_{int}} \right)}{2k_w} + \frac{D_{ext}}{D_{int}} \cdot \frac{1}{h_{id}} + \frac{D_{ext}}{D_{int}} \cdot \frac{1}{h_{int}} \quad (3-25)$$

Para la estimación de las caídas de presión en el lado del tubo y la coraza, se debe conocer el factor de fricción, que es función del número de Reynolds y se obtiene de la Figura 3-9.

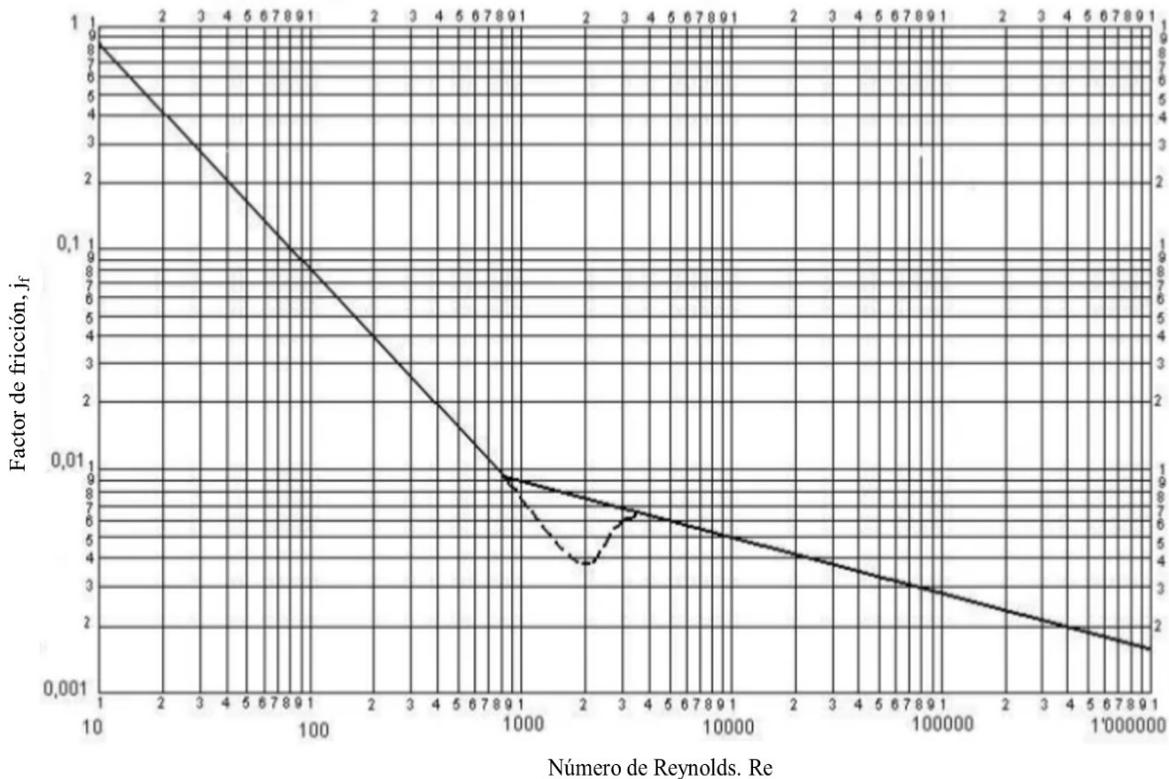


Figura 3-9 Factor de corrección j_f (Kakac y Lu, 2013).

La caída de presión en los tubos se expresa de la siguiente manera

$$\Delta P_t = N_p \left[8j_f \left(\frac{L}{d_i} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-m} + 2.5 \right] \frac{\rho u_t^2}{2} \quad (3-26)$$

Donde m depende del número de Reynolds, para flujo turbulento, $Re > 10,000$

$$m = 0.14 \quad (3-27)$$

Para flujo laminar, $Re < 2100$

$$m = 0.25 \quad (3-28)$$

La caída de presión en la zona de la coraza se determina como:

$$\Delta P_s = 8j_f \left(\frac{D_s}{d_e} \right) \left(\frac{L}{l_b} \right) \cdot \frac{\rho u_s^2}{2} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0.14} \quad (3-29)$$

El término (L/l_b) es el número de veces que la corriente en los tubos atraviesa la longitud de la coraza y es igual a $N_b + 1$, donde N_b es el número de espaciadores. Conociendo los valores en la coraza es posible obtener el valor de la velocidad dentro de la coraza.

$$u_s = \frac{G_s}{\rho} \quad (3-30)$$

Las velocidades y caídas de presión dentro de la coraza y los tubos están limitados a los parámetros definidos por la TEMA, que se enuncian a continuación:

- La velocidad dentro de los tubos debe estar dentro de un rango de 0.9 a 2.5 m/s, y su caída de presión no debe ser mayor a los 0.2 bar.
- La velocidad dentro de la coraza debe estar comprendida entre los 0.3 a 1 m/s y su caída de presión no debe ser mayor a los 0.51 bar.

3.2 Método Bell-Delaware

El método Bell-Delaware se emplea para evaluar el diseño generado por el método Kern, considerando los efectos generados por: el paso de la corriente por los tubos (F_n); las fugas entre el espacio de los bafles y la coraza (F_b); las fugas entre el espacio de los bafles y los tubos (F_L) y; por último, el efecto producido por el área de flujo en las ventanas de los bafles (F_w), estos efectos se muestran en la Figura 3-10.

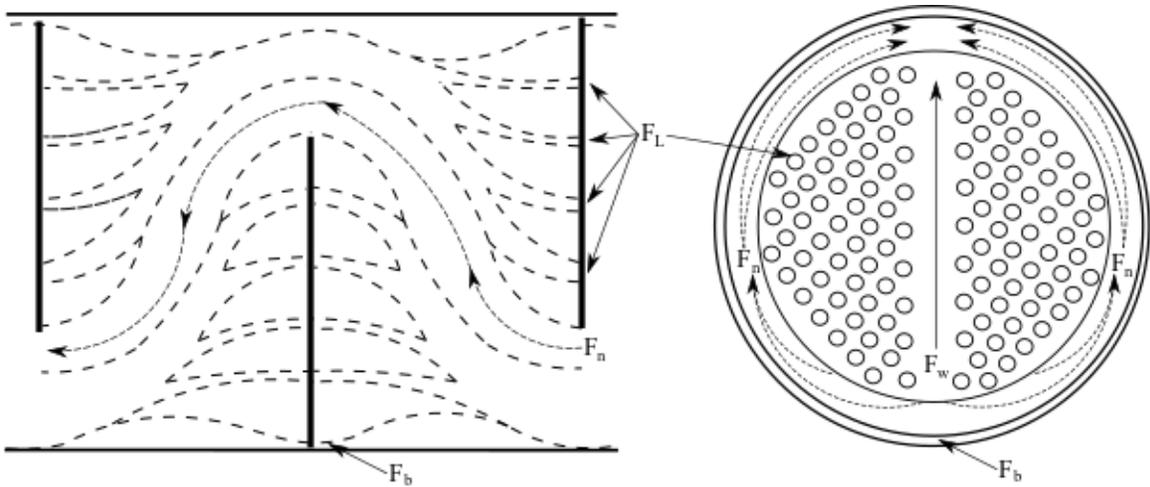


Figura 3-10 Factores de corrección del método Bell-Delaware.

La evaluación del modelo Bell-Delaware consiste en multiplicar los coeficientes de los efectos de flujo y fugas en el intercambiador de calor al coeficiente de transferencia de calor, propuesto en el método Kern. El valor de $F_n \cdot F_b \cdot F_L \cdot F_w$ puede oscilar entre 0.6 y 0.9; debajo del límite inferior se considera un mal diseño mientras un valor cercano al límite superior se tiene un mejor diseño.

$$h_{ext} = h_s \cdot F_n \cdot F_b \cdot F_L \cdot F_w \quad (3-31)$$

El parámetro F_n representa a los efectos producidos por el paso de la corriente por el tubo, es función del número de filas de tubos contenidos en el bafle, donde N_{cv} es el número de filas de tubos atravesadas en una ventana.

$$N_{cv} = \frac{(D_b - 2H_b)}{0.87P_t} \quad (3-32)$$

La relación entre el diámetro del banco de tubos, D_b , y el diámetro de la coraza, D_s , en función al corte en el bafle, que define los efectos debido al paso del fluido por la parte exterior de los tubos

$$H_b = \frac{D_b}{2} - D_s (0.5 - B_c) \quad (3-33)$$

Donde B_c es el porcentaje de corte del bafle.

El valor de F_n se obtiene mediante la Figura 3-11, con el valor encontrado de N_{cv} .

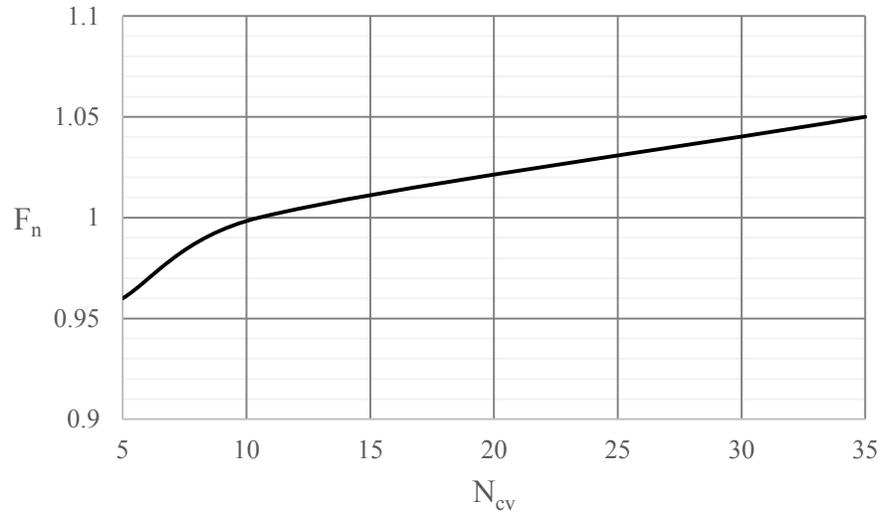


Figura 3-11 Factor F_n en función de N_{cv} (Sinnott, 2005).

Para determinar el factor F_w , se considera el factor R_w , que es la relación entre el número de tubos en la ventana del bafle y el número total de tubos requeridos

$$R_w = \frac{2N_w}{N_t} \quad (3-34)$$

El número de tubos usados en el área de flujo cruzado, respecto al número total de tubos requeridos, donde R'_a es la relación del área que ocupa los tubos dentro de los dos cortes de bafle, resaltado en color rojo en la Figura 3-12.

$$N_w = N_t R'_a = N_t \cdot 1.352 \cdot B_c^{1.4} \quad (3-35)$$



Figura 3-12 Área de flujo.

El valor del factor F_w se obtiene de la Figura 3-13, donde se toma el valor estimado de R_w y se cruza con la curva para conocer el valor de F_w .

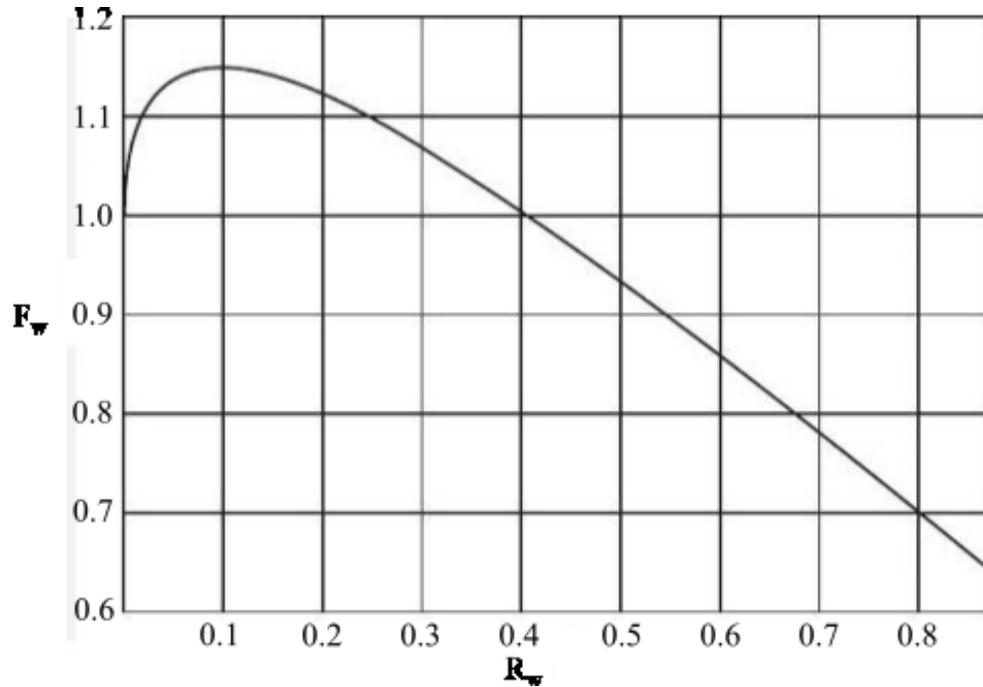


Figura 3-13 Factor F_w en función de R_w (Sinnott, 2005).

El factor de corrección F_b relaciona las fugas generadas entre los baffles y la coraza, se requiere la relación entre el área del baffle y el área de la coraza, la primera de éstas se estima de la siguiente manera, (Kakac y Lu, 2013).

$$A_b = l_b(D_s - D_b) \quad (3-36)$$

El área de la coraza se expresa de la siguiente manera.

$$A_s = \frac{(P_t - D_b)}{P_t} l_b D_s \quad (3-37)$$

La relación entre el área del baffle y el área de la coraza se puede reescribir de la siguiente manera

$$\frac{A_b}{A_s} = \frac{(D_s - D_b)P_t}{(P_t - D_b)D_s} \quad (3-38)$$

La obtención del factor F_b se obtiene a través de la correlación de Sinnott (2005), que es función del número de Reynolds

$$F_b = \exp \left[-\alpha \left(\frac{A_b}{A_s} \right) \left(1 - \left(\frac{2N_s}{N_{cv}} \right)^{\frac{1}{3}} \right) \right] \quad (3-39)$$

La constante α puede tomar dos valores, dependiendo del valor del Reynolds:

$$\alpha = 1.5, \text{ si } Re < 100$$

$$\alpha = 1.35, \text{ si } Re > 100$$

El factor de corrección para las fugas entre los baffles y los tubos (F_L) se estima mediante la siguiente correlación

$$F_L = 1 - \beta_L \left[\frac{A_{tb} + 2A_{sb}}{A_L} \right] \quad (3-40)$$

β_L es función de una relación entre las áreas de flujo del baffle y los tubos, se puede obtener mediante la gráfica de la Figura 3-14.

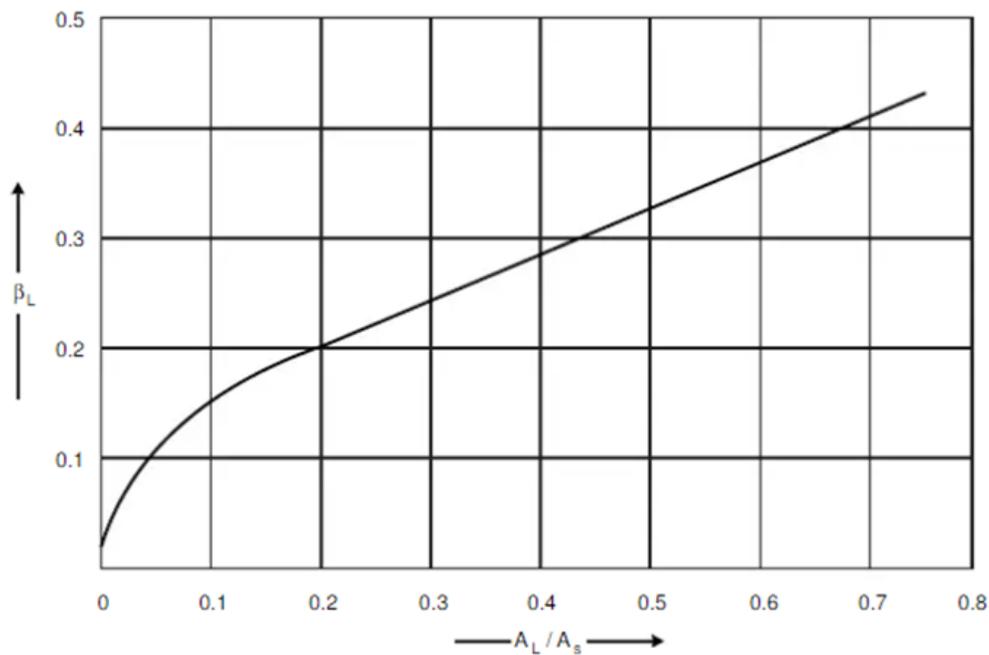


Figura 3-14 Factor β_L en función de A_L/A_s (Sinnott, 2005).

El área del espacio libre entre el bafle y la coraza se estima como

$$A_{sb} = \frac{C_s D_s}{2} (2\pi - \theta_b) \quad (3-41)$$

El área libre entre los tubos y el bafle se estima como

$$A_{tb} = \frac{C_t \pi D_{ext}}{2} (N_t - N_w) \quad (3-42)$$

3.3 Método de Dobson para flujo en dos fases

Para los sistemas que presentan un cambio de fase, como es el caso del condensador, presentando cambios en sus propiedades durante el cambio de fase, se propone una proporcionalidad entre ambas fases. Siguiendo el método Kern variando parámetros como el número de Nusselt y el Reynolds se puede utilizar la metodología propuesta por Dobson y Chato (1998), que se sigue usando actualmente.

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor para un flujo bifásico en el proceso de condensación, se requiere conocer los valores de flux másico en la coraza; con este valor se obtiene el número de Froude modificado (Kandilkar y col., 2013).

$$Fr_{so} = 1.26 Re_l^{1.04} \left(\frac{1 + 1.09 X_{tt}^{0.039}}{X_{tt}} \right)^{1.5} \frac{1}{\sqrt{Ga}} \quad (3-43)$$

Además, se requiere el número de Reynolds para la región líquida, donde x es la calidad del vapor

$$Re_l = \frac{G_s \cdot x \cdot D_e}{\mu_l} \quad (3-44)$$

El número de Galileo para la región líquida se estima mediante

$$Ga = \frac{\rho_l (\rho_l - \rho_g) D_e^3 \cdot g}{\mu_l^2} \quad (3-45)$$

El parámetro de Martinelli para flujo turbulento-turbulento se establece como una correlación entre las dos fases (Park y col., 2015)

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x_g}{x_g} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1} \quad (3-46)$$

Dependiendo del número de Froude se consideran diferentes patrones de flujo producidos; para un número de Froude mayor a 20 se utiliza la correlación para un patrón de flujo ondulado donde el número de Nusselt se define de la siguiente manera

$$Nu_{wavy} = \frac{0.023 Re_{vo}^{0.12}}{1+1.11 X_{tt}^{0.58}} \left[\frac{Ga \cdot Pr_l}{Ja_l} \right]^{0.25} + \left(1 - \frac{\theta_l}{\pi} \right) Nu_{forced} \quad (3-47)$$

El número de Reynolds para la fase vapor se define de la siguiente manera

$$Re_{vo} = \frac{De G_s}{\mu_g} \quad (3-48)$$

El número de Prandtl para la fase líquida es

$$Pr_l = \frac{cp_l \mu_l}{k_l} \quad (3-49)$$

El número de Jacob durante el cambio de fase se estima mediante la siguiente relación

$$Ja_l = \frac{cp_l T_{sat}}{h_{fg}} \quad (3-50)$$

Para un número de Froude mayor a 20 se utiliza el número de Nusselt con transferencia de calor forzada

$$Nu_{forced} = 0.0195 Re_l^{0.8} \cdot Pr_l^{0.4} \sqrt{1.376 + \frac{7.242}{X_{tt}^{1.655}}} \quad (3-51)$$

$(1 - \theta_l / \pi)$ se estima mediante la ecuación de Jaster y Kosky (1976)

$$\left(1 - \frac{\theta_l}{\pi} \right) = \frac{\arccos(2\varepsilon_g - 1)}{\pi} \quad (3-52)$$

La fracción volumétrica de vapor, ε_g , requerida se obtiene por la correlación de Zivi (Tandon y col., 1985).

$$\varepsilon_g = 1 - \frac{0.38 \cdot \text{Re}_l^{-0.088}}{F(X_{tt})} + \frac{0.0361 \cdot \text{Re}_l^{-0.176}}{F(X_{tt})^2} \quad (3-53)$$

Donde, $F(X_{tt})$ es una función del parámetro de Martinelli que se expresa de la siguiente manera:

$$F(X_{tt}) = 0.15 \left(\frac{1}{X_{tt}} + \frac{2.85}{X_{tt}^{0.476}} \right) \quad (3-54)$$

Una vez calculado el Nusselt se puede obtener el coeficiente de transferencia de calor para el componente, donde se tiene el cambio de fase. La ecuación que se muestra a continuación se utiliza para obtener el coeficiente de transferencia de calor para la coraza y los tubos:

$$h_{ext} = \frac{k \cdot Nu}{D_e} \quad (3-55)$$

3.4 Dimensionamiento del caso práctico

3.4.1 Condensador

El caso práctico consiste en el dimensionamiento del condensador presentado en la Figura 2-10, que es del bloque de potencia, con las condiciones de operación presentadas en la Tabla 3-3, requeridas para el bloque de potencia.

Tabla 3-3 Requerimiento para el condensador.

Bloque de potencia	
T_{sat} , °C	36.12
P_{in} , bar	0.06
x_{in} , -	0.9122
x_{out} , -	0
\dot{m} , kg/s	38.26
\dot{Q} , kW	84,295.81
Agua de enfriamiento	
T_{in} , °C	20
P_{in} , bar	0.968

El diseño del equipo de condensación requiere utilizar el método Kern, combinándolo con el método Dobson, para la obtención de los coeficientes de transferencia de calor por presencia de un cambio de fase; se prueban diversas combinaciones, hasta obtener una propuesta que satisfaga los requerimientos solicitados y cumpla con las condiciones impuestas por el

método Kern y las normas TEMA para las caídas de presión y las velocidades de cada corriente. A su vez se somete el diseño a través del método Bell-Delaware para evaluar el diseño y encontrar la mejor solución posible, que cumpla con las condiciones antes mencionadas.

Para poder diseñar el sistema de intercambio de calor para el sistema de condensación, se requiere una combinación entre el método Kern y el propuesto por Dobson, se realizaron diversas variaciones de los componentes del sistema y analizando diversos arreglos de tubos, el tipo de cabezal y número de pasos de tubos y coraza para encontrar la configuración, que cumpla con los parámetro de operación impuestos por la normativa TEMA, los siguientes valores reportados, representaron el mejor diseño, cumpliendo la normativa TEMA y cumple favorablemente con el método Bell-Delaware. Se conoce el requerimiento térmico para disminuir la temperatura de la corriente caliente, así como el flujo másico que se suministra al condensador.

Para dimensionar el equipo de condensación se considera que, por diseño, que el fluido proveniente del bloque de potencia pasaría por la coraza, mientras el proveniente de la torre de enfriamiento pasa por los tubos y que las proporciones de líquido y vapor son iguales. Del Método de Dobson se obtuvieron los valores presentados en la Tabla 3-3.

Tabla 3-4 Parámetros obtenidos por el método de Dobson.

Método Dobson	
Re_l , -	1,881
Fr_{so} , -	22.5
X_{tt} , -	9.77×10^{-3}
Ga , -	7.47×10^8
Nu_{WAVY} , -	1,928.03
Re_{vo} , -	212,759.94
Pr_l , -	4.71
Nu_{forced} , -	1,971.75
ϵ_g , -	0.979
$F(X_{tt})$, -	19.23
h_{ext} , $W/m^2 \text{ } ^\circ C$	6,882.29

Para el lado de los tubos, se realiza el diseño de ese componente mediante el método Kern, considerando las siguientes características de los tubos y soportes;

- Tubos con un diámetro de 15 mm y una longitud de 4.87 m, de cobre.
- Trabajando en un arreglo triangular con 4 pasos de tubo y con 2 de coraza, con cabezal flotante de anillo partido. Tiene un pitch del 25%, un corte de baffle del 25% y un espaciamiento de baffle del 50%.

En la Tabla 3-5 se presentan los valores obtenidos para los tubos con el mejor diseño encontrado. Se tiene que la caída de presión y la velocidad del fluido cumplen con los límites considerados en la normativa TEMA, lo cual es un primer indicador de tener un buen diseño.

Tabla 3-5 Parámetros en los tubos usando el método Kern.

Tubería	
Área de flujo, m ²	0.816
G, kg/m ² s	988.44
u, m/s	0.993
h _i , W/m ² °C	2355.46
ΔT _m , °C	36.12
Re, -	184755.94
j _f , -	0.002
ΔP, bar	0.048

En la Tabla 3-6 se presentan los valores obtenidos para la coraza, presentando valores para la velocidad y la caída de presión del fluido en la coraza, se encuentran dentro de los valores permitidos por la norma TEMA. Al cumplir en ambas corrientes con la normativa, se debe evaluar el diseño realizado con el método Kern.

Tabla 3-6 Parámetros de la coraza y sus dimensiones considerando el método Dobson.

Coraza	
Área de flujo, m ²	0.256
l _b , mm	799.832
G _s , kg/m ² s	149.477
u _s , m/s	0.602
D _{eq} , mm	0.018
Re, -	212271.980
D _b , mm	3069
D _s , mm	3199
Pr, -	1.218
h _o , W/m ² °C	6882.290
ΔP, bar	0.120

En la Tabla 3-7, se analiza el diseño propuesto para el condensador, evaluando el porcentaje de error que se tiene sobre el coeficiente global propuesto, donde si es menor al 15%, se considera un diseño aceptable.

Tabla 3-7 Error en el diseño.

Coeficiente Global	
$U_0, \text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$	1055.37
$U_{\text{propuesto}}, \text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$	1000
error, %	5.54

Para el método Bell-Delaware se obtuvieron los siguientes resultados mostrados en la Tabla 3-8 para definir si es un buen diseño. En la Tabla 3-8 se presentan los factores de corrección requeridos por el método y la multiplicación entre estos, para evaluar la propuesta. Para el caso práctico se encuentra cercano al límite superior, 0.9, que establece al mejor diseño, por lo que es un diseño bueno.

Tabla 3-8 Análisis método Bell-Delaware.

Factores de corrección	
$F_n \cdot F_w \cdot F_b \cdot F_L$, -	0.87
F_n , -	1.08
F_w , -	1.02
F_b , -	1.0000
F_L , -	0.79
$h, \text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$	4586.43

De acuerdo con lo obtenido por el método Kern y Bell-Delaware que se presentan en las Tablas 3-7 y 3-8, el diseño generado está dentro del rango de aceptación, además de cumplir con los límites de operación para las caídas de presión y velocidad dentro de los tubos y la coraza impuestos por la norma TEMA, y en el diseño. Con el método Bell-Delaware se encuentra cercano al límite superior del cociente ($F_n \cdot F_w \cdot F_b \cdot F_L$) considerado como un buen diseño el realizado a través del método Kern.

Capítulo 4 Tubos receptores en concentradores de canal parabólico (CCP)

4.1 Componentes del tubo receptor

El tubo receptor se considera como el componente más importante del equipo de concentración, dada su participación en la transferencia de calor entre el fluido de trabajo y la radiación solar directa; este dispositivo tiene dos elementos fundamentales que hacen posible una transferencia de calor eficiente, el primero es el tubo de vidrio que reduce las pérdidas térmicas por convección en el tubo interno, al crear una zona de vacío entre el tubo absorbedor y la cubierta de vidrio y además previene la oxidación del tubo receptor metálico al encontrarse en la intemperie. El tubo absorbedor, que comúnmente es un material metálico ubicado en la línea focal de la parábola, tiene un recubrimiento selectivo con una alta absorptividad y baja emisividad que mejora el desempeño térmico del sistema.

4.2 Receptor de paredes compuestas

La idea de implementar receptores de paredes compuestas fue establecida por Valdés y col. (1998); en un intento por mejorar el diseño de los receptores se realiza la combinación de dos tubos metálicos, a través de dos cilindros concéntricos formando una pared compuesta, para mejorar la transferencia de calor en el receptor y reducir las diferencias de temperatura circunferenciales, en condiciones que permiten la generación de un patrón de flujo estratificado. Con esta combinación se ha logrado reducir en más de 50% la diferencia de temperaturas circunferenciales.

En el Instituto Weizmann en Rejovot, Israel han estado trabajando en estudios en materiales cerámicos, donde se implementó un receptor de óxido de aluminio y carburo de silicio ($\text{Al}_2\text{O}_3\text{-SiC}$), el cual presentó una reducción de la distribución de temperatura, mejorando la transferencia de calor entre el receptor y el fluido, pero presentaba un sobrecalentamiento local del receptor (Ceballos, 2015). Estos dos hechos motivaron la implementación de receptores compuestos con materiales cerámicos para mejorar la transferencia de calor y reducir la probabilidad de generar puntos calientes locales en el receptor.

4.3 Materiales del tubo receptor

4.3.1 Propiedades de los materiales

Los materiales que se emplearán en las combinaciones de la pared compuesta del receptor, el cobre como material metálico, para distribuir el flujo de calor proveniente del Sol por su

alto coeficiente de conductividad térmica, éste se combinará con un material cerámico como la Alúmina (Al_2O_3) que se produce en forma tubular de manera comercial y es usada en procesos térmicos por su resistencia al desgaste abrasivo, dureza y bajos coeficientes de transferencia de calor y el carburo de silicio (SiC), debido a que se utiliza en receptores de torre central, es considerado un buen material contra el choque térmico y que se suele utilizar como reforzamiento en receptores solares para reducir los efectos de oxidación (Meng y col., 2011). En la Tabla 4-1 se presentan las propiedades de la Alúmina.

Tabla 4-1 Propiedades de la Alúmina a 25°C.

Material: Alúmina	
k, W/m K	24.25
cp, J/kg K	718.70
ρ , kg/m ³	3961

4.3.2 Relación de propiedades en la interfase

En la región de la interfase, entre los materiales comúnmente se considera la mediana para aproximar el coeficiente de conductividad térmica

$$k_{Cu-Al_2O_3} = \frac{k_{Cu} + k_{Al_2O_3}}{2} \quad (4-1)$$

Tomando en cuenta la variación en la proporción de los materiales se propuso una relación que considera las proporciones de los materiales en la pared del tubo receptor. Se realizó una modificación a la relación anterior, mediante un promediado volumétrico para mezclas, presentado como una analogía a lo utilizado para especies químicas y conjuntando el promediado para los materiales. En esta relación se contempla las proporciones de cada material en el receptor.

$$k_{Cu-Al_2O_3} = \frac{k_{Cu} + k_{Al_2O_3}}{2} + \frac{w_{Cu} k_{Cu} \cdot w_{Al_2O_3} k_{Al_2O_3}}{w_{Cu} \cdot k_{Cu} + w_{Al_2O_3} k_{Al_2O_3}} \quad (4-2)$$

El calor específico se expresa de la siguiente manera:

$$cp_{Cu-Al_2O_3} = \frac{cp_{Cu} + cp_{Al_2O_3}}{2} + \frac{w_{Cu} cp_{Cu} \cdot w_{Al_2O_3} cp_{Al_2O_3}}{w_{Cu} \cdot cp_{Cu} + w_{Al_2O_3} cp_{Al_2O_3}} \quad (4-3)$$

Por último, la densidad de la mezcla se obtiene de la siguiente manera.

$$\rho_{Cu-Al_2O_3} = \frac{\rho_{Cu} + \rho_{Al_2O_3}}{2} + \frac{w_{Cu}\rho_{Cu} \cdot w_{Al_2O_3}\rho_{Al_2O_3}}{w_{Cu} \cdot \rho_{Cu} + w_{Al_2O_3}\rho_{Al_2O_3}} \quad (4-4)$$

w corresponde al porcentaje de cada material que compone la pared del tubo receptor.

4.4 Distribución de radiación solar

Esta sección tiene como objetivo introducir los diferentes modelos y bases de datos utilizadas para caracterizar la distribución de radiación solar, que incide en las diferentes componentes de la radiación, el método más usado es el propuesto por Duffie & Beckman, donde se establecen los efectos ocasionados por la presencia de contaminantes en la atmósfera, así como la maximización del recurso solar para sistemas de concentración solar. Los sistemas de concentración solar de canal parabólico (CCP) se encargan de concentrar la radiación solar incidente, puede llegar irradiada de manera reflejada, difusa o directa, como se muestra en la Figura 4-1. La radiación difusa es aquella que cambia su dirección debido al efecto de dispersión ocasionado por la atmósfera, la radiación directa es aquella que no sufre alteraciones por contacto con la atmósfera, la radiación reflejada es emitida por un cuerpo en la tierra de forma radiativa.

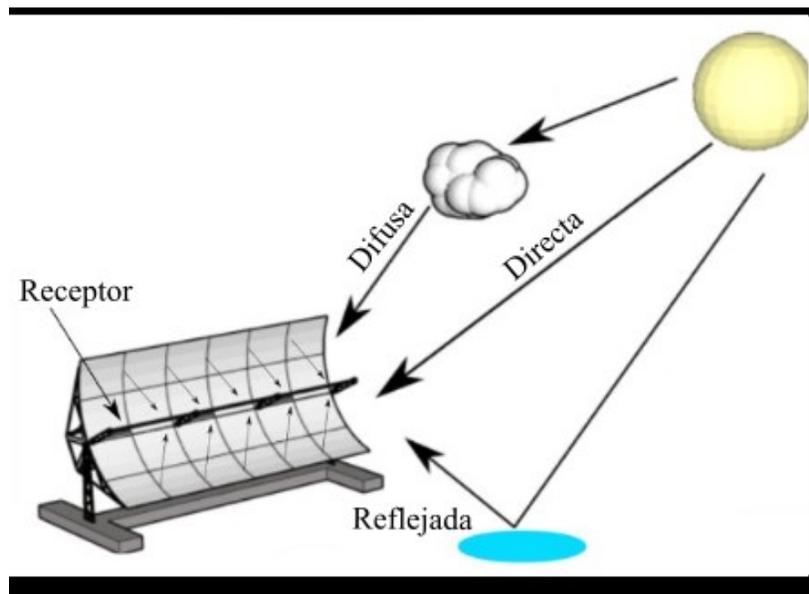


Figura 4-1 Componentes de la radiación solar, (Wang, 2019).

La distribución de radiación solar es un punto importante para considerar en cualquier evaluación del comportamiento de un receptor, para estimar la contribución por parte del Sol,

como energía térmica suministrada al receptor y posteriormente pasar al fluido de trabajo. Este recurso depende de diferentes aspectos geográficos y estacionales que cambian a lo largo del tiempo.

4.4.1 Método propuesto por Duffie & Beckman

El modelo propuesto por Duffie y Beckman (2013) determina la distribución de irradiancia directa para diferentes meses y zonas del mundo, éste considera diferentes correlaciones a diferentes condiciones geográficas y ambientales. Lo primero a calcular es la radiación solar extraterrestre (G_{on}) que considera el número de día natural (N), que se desea analizar y la constante solar (G_{sc}).

$$G_{on} = G_{sc} \cdot \left(1 + 0.033 \cdot \cos \frac{360 \cdot N}{365} \right) \quad (4-5)$$

La constante solar es la cantidad de energía por unidad de tiempo que se recibe en una superficie perpendicular en la superficie terrestre, es la radiación incidente que considera la distancia media entre la tierra y el sol, el sol tiene un ángulo de 32° visto desde la distancia tierra sol, como se muestra en la Figura 4-2 y que tiene un valor de 1367 W/m^2 . (Duffie y Beckman, 2013).

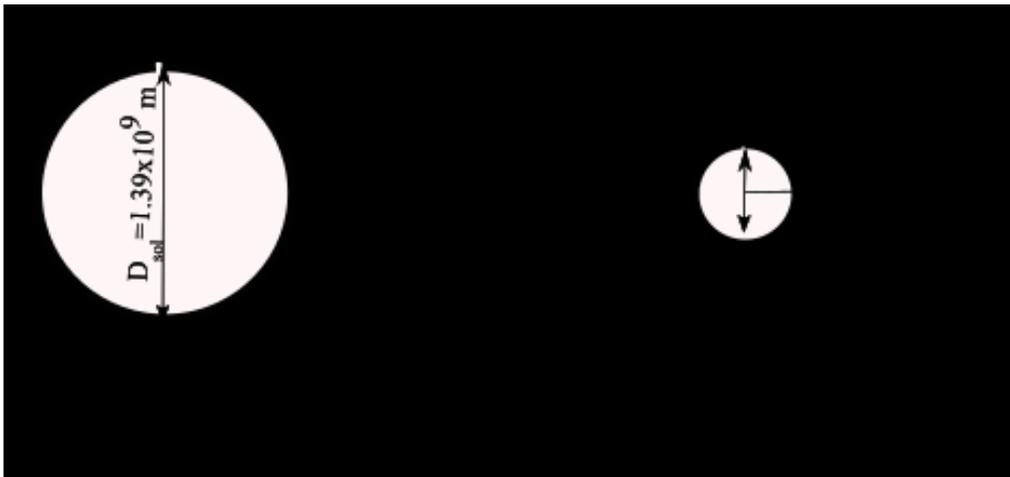


Figura 4-2 Definición de la constante solar, (Duffie y Beckman, 2013).

La irradiancia solar normal directa, G_{bn} , es la cantidad de radiación solar extraterrestre que no se acumula en la atmósfera por efectos de dispersión y absorción de la radiación afectada por los contaminantes, que se expresan a través del coeficiente de atenuación atmosférica, τ_b , (Wang, 2019). Para determinar la transmitancia atmosférica se emplea el modelo de Hottel

(1976), para calcular el coeficiente de atenuación atmosférica para una superficie horizontal considerando el ángulo cenital; la altitud del sitio de estudio y la latitud, que determina el tipo de clima requerido se presentan en la Tabla 4-2.

$$\tau_b = \frac{G_{bn}}{G_{on}} = a_0 + a_1 \cdot e^{\left(\frac{-k}{\text{Cos}\theta_z}\right)} \quad (4-6)$$

Las constantes requeridas por el modelo de Hottel son estimadas de la siguiente manera.

$$r_0 = \frac{a_0}{a_0^*}; r_1 = \frac{a_1}{a_1^*}; r_k = \frac{k}{k^*} \quad (4-7)$$

Los valores de r_0 , r_1 y r_k son factores de corrección climática y se obtienen de la Tabla 4-2, donde se considera una visibilidad de 23 km utilizada para sitios con bajos índices de contaminación. En la Tabla 4-2 se presentan los factores de corrección climática para el modelo de Hottel, para el caso estudiado se ubica en el municipio de Mulegé en Baja California Sur, ya que la latitud del sitio es de 27.4°, se emplean los valores para la latitud media de verano e invierno, según la temporada del año.

Tabla 4-2 Factores de corrección climática, (Álvarez y col., 2014).

Tipo de clima	r_0	r_1	r_k	ϕ
Tropical	0.95	0.98	1.02	$\phi < 23.5$
latitud media verano	0.97	0.99	1.02	$23.5 < \phi < 66.5$
latitud media invierno	1.03	1.01	1	
Subártico	0.99	0.99	1.01	$\phi > 66.5$

La latitud (ϕ) es la localización del sitio de norte a sur tomando como referencia al Ecuador, ϕ es positiva si la ubicación se encuentra al norte del ecuador y negativa si se encuentra al sur, tomando valores de 0° en el ecuador y de 90° en los polos. Las constantes a_0^* , a_1^* y k^* se estiman mediante la siguiente correlación propuesta por Hotel, donde A es la altura sobre el nivel del mar.

$$a_0^* = 0.4237 - 0.00821 \cdot (6 - A)^2 \quad (4-8)$$

$$a_1^* = 0.5055 + 0.00595 \cdot (6.5 - A)^2 \quad (4-9)$$

$$k^* = 0.2711 + 0.01858 \cdot (2.5 - A)^2 \quad (4-10)$$

Para estimar la irradiancia que realmente llega al concentrador es necesario definirla respecto a la superficie a estudiar, esto se hace mediante el ángulo cenital que permite corregir el valor de la irradiancia de forma horizontal, tomando como referencia el cenit de la superficie como se presenta en la Figura 4-3.

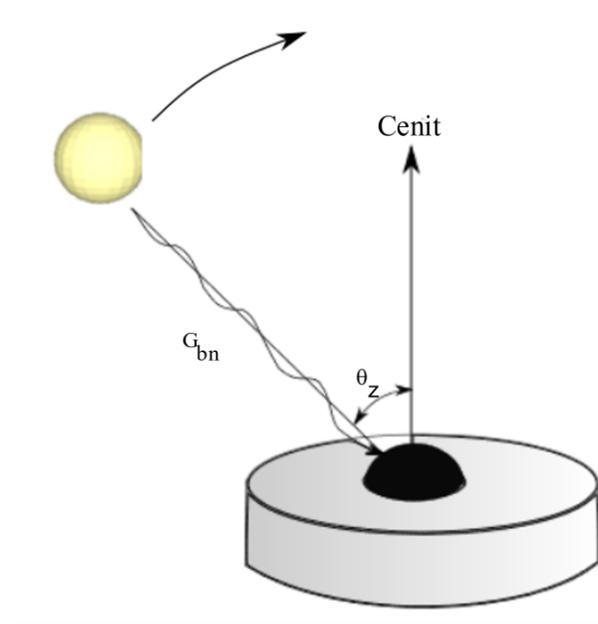


Figura 4-3 Corrección de la irradiancia normal.

$$G_{bh} = \tau_b G_{on} \cos \theta_z \quad (4-11)$$

El ángulo cenital representa el ángulo generado entre el suelo y el centro del sol a diferentes horas, variando entre 0 y 90° respecto a la horizontal del sol, (Duffie y Beckman, 2013).

$$\cos \theta_z = \cos \delta \cos \phi \cos \omega + \sin \delta \sin \phi \quad (4-12)$$

El ángulo cenital se puede estimar mediante la correlación presentada por Duffie y Beckman (2013) y se requiere conocer algunos parámetros geométricos y geográficos, en específico la declinación, la latitud y el ángulo horario. La declinación (δ) es la posición angular que se produce entre el sol al medio día, donde el sol se encuentra en la posición más alta, respecto al plano del ecuador siendo el valor máximo que puede alcanzar de 23.45°, se estima este valor mediante la aproximación de Cooper (1969) y N es el número natural de día del año

$$\delta = 23.45 \cdot \text{sen} \left[\frac{(284+N)360}{365} \right] \quad (4-13)$$

El ángulo horario (ω) es el desplazamiento angular del sol, que cambia 15° cada hora, alcanzando su punto máximo al medio día, generando un ángulo de 0° , siendo positivos después del mediodía y negativos antes del mediodía.

$$\omega(\text{Tiempo}) \rightarrow \omega = 15^\circ(\text{hora} - 12) \quad (4-14)$$

La orientación del colector con respecto al sol puede aumentar la cantidad de radiación solar directa que incide sobre el CCP; el seguimiento de la trayectoria solar generará un vector ortogonal a la superficie del colector en dirección a la irradiancia directa, captando una mayor cantidad de radiación. El valor correspondiente al ángulo de inclinación es variable según la orientación del sistema y del tipo de seguimiento (Wang, 2019). El sistema de seguimiento norte-sur con ajuste continuo minimiza el ángulo de incidencia. al seguir la altura solar.

$$\text{Cos } \theta = \sqrt{\text{Cos}^2 \theta_z + \text{Cos}^2 \delta \cdot \text{Sen}^2 \omega} \quad (4-15)$$

El seguimiento Este-Oeste con ajuste continuo en la altura solar cambia su posición respecto a la trayectoria del sol del alba al ocaso

$$\text{Cos } \theta = \sqrt{1 - \text{Cos}^2 \delta \cdot \text{Sen}^2 \omega} \quad (4-16)$$

El valor total de la radiación que incide en el sistema de concentración, dependiendo el tipo de seguimiento a utilizar, requiere multiplicar la radiación horizontal por el coseno del ángulo de incidencia

$$G_{bT} = G_{bn} \cdot \text{Cos } \theta \quad (4-17)$$

4.4.2 Método propuesto por Fernández y Estrada

Fernández y Estrada (1983) propusieron un modelo para estimar las distribuciones de radiación en la República Mexicana, considerando aspectos geográficos, el ángulo horario durante el alba, la declinación (δ), el ángulo horario (ω) y los mapas de irradiancia solar máxima de la Facultad de Ingeniería de la UNAM, que se interpreta al ubicar el sitio de estudio a través de las curvas de nivel como se puede observar en la Figura 4-4, para el

municipio de Mulegé en Baja California Sur se tiene un valor para la irradiancia máxima promedio al mes ($\bar{\sigma}_M$) de 533 W/m².

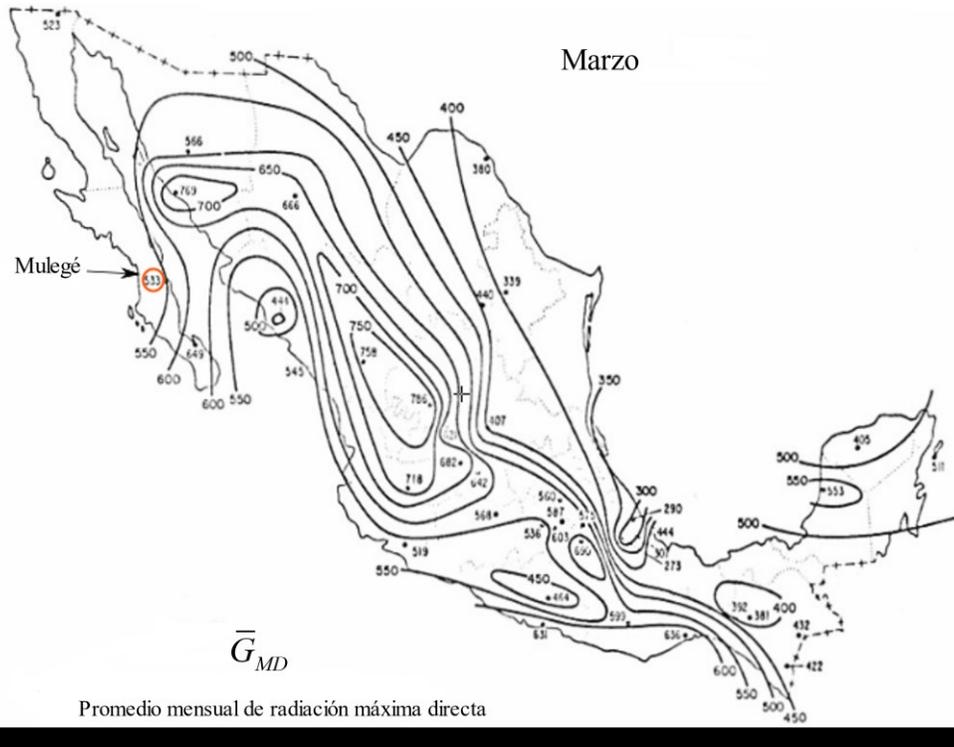


Figura 4-4 Mapa de radiación directa máxima para el mes de marzo, (Fernández y Estrada, 2013).

El modelo general empleado para el cálculo de la radiación directa (\bar{G}) se presenta a continuación, el coeficiente α toma un valor más preciso para un valor de 1.2, cuando se busca calcular la radiación solar y 1.5 para la radiación directa (Fernández y Estrada, 1983).

$$\bar{G} = \bar{G}_M \cos^{\alpha} \left(\frac{180\theta_{solar}}{N_{solar}} \right) \quad (4-18)$$

El ángulo de la hora solar verdadera (θ_{solar}) a la hora solar verdadera del día a partir del mediodía, es positiva en la mañana y negativa en la tarde.

$$\theta_{solar} = \frac{\omega}{15} \quad (4-19)$$

La duración del día solar (N_{solar}) se define al estimar el ángulo durante el alba y el ocaso y se calcula de la siguiente manera:

$$N_{solar} = \frac{2\omega_s}{15} = \frac{2 \cdot \left(\text{Cos}^{-1}(-\tan \phi \cdot \tan \delta) \right)}{15} \quad (4-20)$$

Al igual que el modelo de Duffie y Beckman se requiere maximizar la concentración de radiación a través de los sistemas de seguimientos, anteriormente mencionados.

4.4.3 Datos del Sistema de Información Geográfica Fotovoltaica (PVGIS) del Centro Científico de la Unión Europea

A partir del sistema de información geográfica de la Unión Europea (ec.europa.eu/jrc/en/pvgis) se puede determinar la radiación solar para cualquier sitio del mundo, la herramienta de radiación solar permite calcular el recurso solar en diferentes lapsos de tiempo (mensual, diaria y horaria), mediante su base de datos climatológicos recabados por los satélites de la Unión Europea. La base de datos requiere conocer las coordenadas del sitio y el periodo a revisar



Figura 4-5 Base de datos de radiación solar de la Unión Europea, (PVGIS, 2021).

Para comparar los modelos de irradiancia solar se utiliza la herramienta PV-tool para calcular los datos diarios de irradiancia, utilizando la base de datos PVGIS-NSRDB que es proporcionada por el Laboratorio Nacional de Energía Renovables (NREL), obteniendo el perfil de radiación solar para los diferentes solsticios del año. Además, se consideran los datos de la Tabla 4-3, que presentan a las características geográficas y climatológicas del municipio de Mulegé en Baja California Sur, para estimar los perfiles de radiación para los otros dos modelos.

Tabla 4-3 Condiciones geográficas y ambientales del sitio a estudiar.

Ubicación: Mulegé, B.C.S.	
A.S.N.M., km	0.380
ϕ , grados	27.4
Longitud, grados	-112.517
T_{\min} , °C	9
T_{\max} , °C	35
T_{prom} , °C	20
P_{amb} , bar	0.968

En la Figura 4-6 se muestra el comportamiento de los modelos de Duffie & Beckman, Fernández & Estrada para estimar la distribución de radiación solar a lo largo del día en el municipio de Mulegé en Baja California Sur, tomando como referencia al mes de junio durante el solsticio de verano, que es considerado como el mes con mayor incidencia de radiación solar del año y donde se pueden observar las incrementos en el recursos solar, producidas entre cada modelo y los datos medidos por la Unión Europea por métodos satelitales, observando un incremento de 154 W/m^2 alrededor del mediodía entre los modelos de matemáticos y el sistema de información geográfica de la Unión Europea.

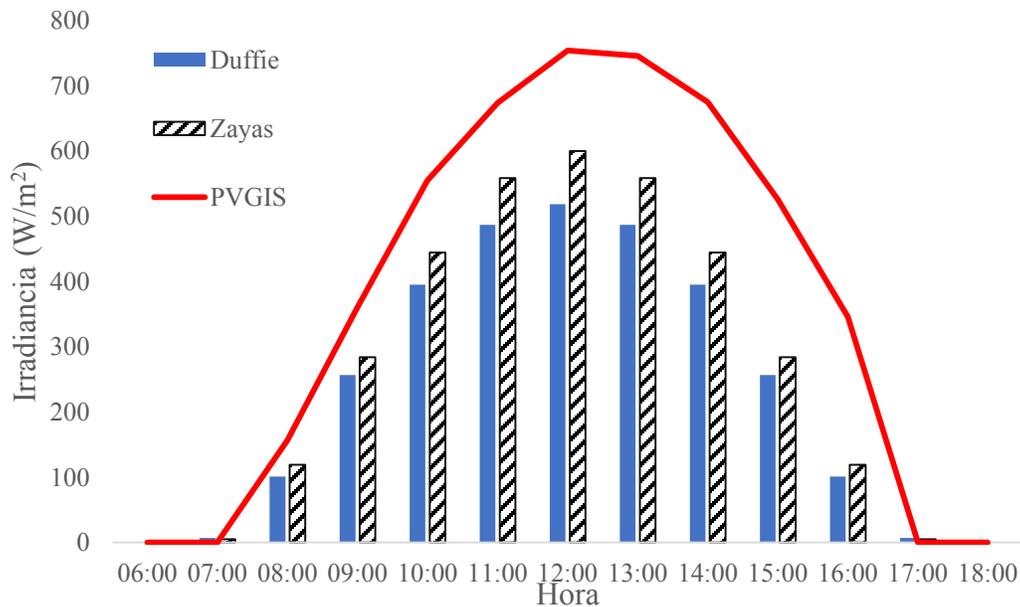


Figura 4-6 Perfiles de radiación para B.C.S. en el mes de junio.

Durante el mes de diciembre, durante el solsticio de invierno se observa el comportamiento contrario al presentado en la Figura 4-6, donde se tiene al mes de menor incidencia de radiación. En la Figura 4-7 se presentan la evaluación de los modelos para el mes de

diciembre en el municipio de Mulegé en Baja California Sur, donde se comparan los modelos teóricos con los datos presentados por la unión europea, observando un incremento del recurso solar alrededor del mediodía para el modelo de Duffie y Beckman, respecto al modelo propuesto por Fernández y Estrada y la base de datos PVGIS.

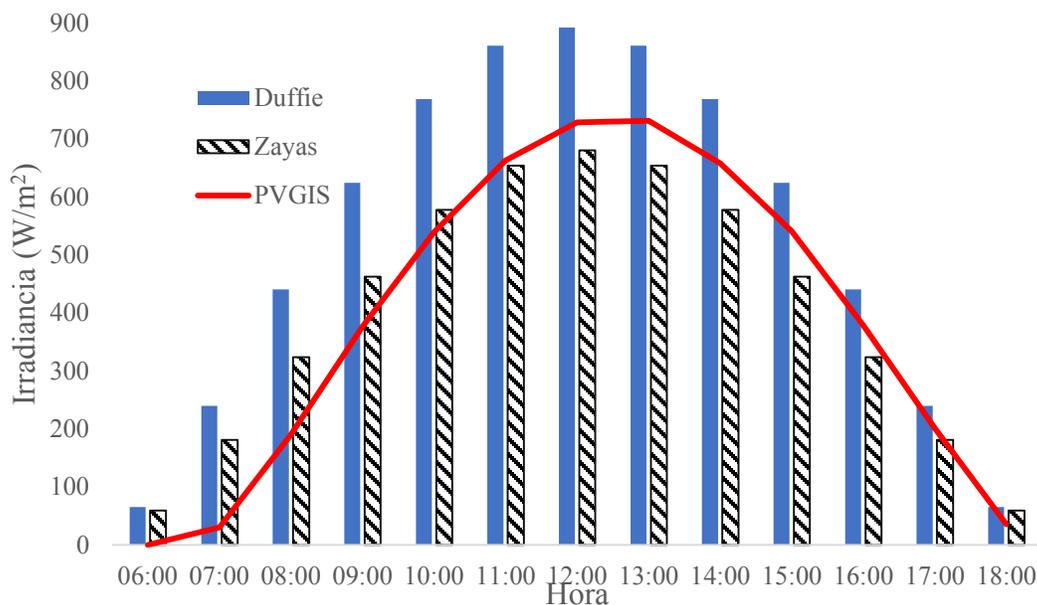


Figura 4-7 Perfiles de radiación para B.C.S. en el mes de diciembre.

4.4.4 Correlación para el modelo de radiación solar

Dentro de la literatura se han presentado diversos modelos para estimar la irradiancia directa, considerando numerosos aspectos atmosféricos a partir de complejos programas computacionales, por mencionar algunos recientes se tiene la paquetera de Python generado por Bright y col. (2020), que calcula la distribución de irradiancia para diferentes ubicaciones, empleando diversos modelos que menciona el autor que vuelve lento el proceso de cómputo.

“A partir de pronósticos, evaluación de recursos, irradiancia solar, reducción de escala de irradiancia, algoritmos de detección de cielo despejado, detección de sombreado fotovoltaico, control de calidad y ajuste de perfiles fotovoltaicos, modelado de separación de irradiancia, etc.” (Bright y col., 2020)

Estos modelos son utilizados mediante la base de datos de reanálisis Modern-Era Retrospective analysis for Research and Applications versión 2 (MERRA-2) que implica múltiples modelos de radiación, siendo un programa muy preciso. Los modelos para estimar

la irradiancia horizontal global el propuesto por von Loeper y col. (2020), presenta un modelo para pronosticar la incidencia de irradiancia basado en diferentes parámetros meteorológicos y condiciones ambientales, mediante un modelo probabilístico con correlaciones espacio temporales, considerando las bases de datos DWD y N-ERGIE Netz GmbH (NNG) (Von Loeper y col., 2020).

Los modelos mencionados anteriormente se basan en complejos programas computacionales y modelos que concentran una gran cantidad de parámetros meteorológicos, siempre contemplando diversas bases de datos para obtener la distribución de irradiancia. Los valores experimentales recabados por la unión europea, que difieren con los valores teóricos obtenidos mediante los modelos de Fernández - Estrada y Duffie - Beckman, establece la necesidad de definir una correlación configurada mediante la utilización de los valores propuestos por Hottel y la base de datos de la Unión Europea, obteniendo una correlación para estimar la radiación de manera teórica con mayor precisión teniendo una variación menor del 10%.

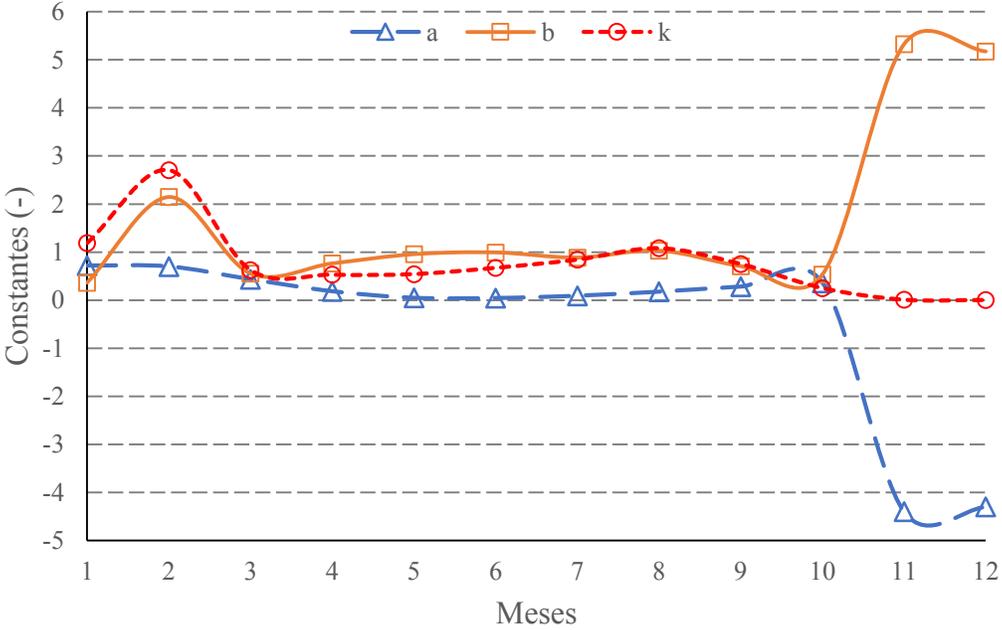
La correlación ajusta los parámetros geográficos y ambientales, al emplear el método de regresión no lineal, tomando la tendencia presentada por los datos de la unión europea, correlacionando los valores teóricos y experimentales. Los valores de irradiancia obtenidos con la base de datos de la unión europea considerando un periodo de tiempo entre las 7 y 18 hrs para tomar la tendencia, empleando como modelo para la regresión la ecuación del coeficiente de atenuación (τ_b) para estimar la irradiancia solar normal directa (G_{bn}) del modelo de Duffie y Beckman (2013).

Se utiliza el programa Polymath con su método de regresión y análisis de datos, permitiendo establecer los datos a analizar y proponer un modelo no lineal, que correlaciona otros parámetros para llegar al valor deseado, para el caso de estudio se utilizan las Ec. 4-5 y 4-6, realizando una modificación del coeficiente de atenuación para calcular los parámetros a, b y k que se obtendrá mediante la regresión.

$$G_{bh} = \left[a + b \cdot e^{\left(\frac{-k}{\text{Cos}\theta_z} \right)} \right] G_{sc} \left(1 + 0.033 \cdot \text{Cos} \left(\frac{360N}{365} \right) \right) \text{Cos}\theta_z \quad (4-21)$$

La regresión lineal utiliza los valores de irradiancia para todo el año, mediante los valores reportados en la base de datos de la unión europea y los cambios en el ángulo cenital a lo largo del año, para obtener los valores de las constantes del coeficiente de atenuación atmosférica, a través de iteraciones hasta obtener la solución óptima. Con el programa Polymath se calculan los valores de las constantes a, b y k que se presentan en la Figura 4-8, a lo largo del año para el municipio de Mulegé en Baja California Sur, calculados mediante el método de Levenberg-Marquard (L-M) que establece la programación de algoritmos para la variación de los parámetros y que determina los valores de las constantes requeridas para obtener la mejor solución (Polymath, 1998).

En la Figura 4-8 se muestra una variación mayor al 60% de los valores de las constantes a, b y k, durante los meses de menor incidencia de radiación solar como son los casos de noviembre y diciembre, cercanos al solsticio de invierno, debido a la disminución del recurso solar aunado a la disminución de horas de sol efectivas al tener durante el solsticio de invierno el día más corto del año, por lo tanto, los coeficientes del modelo incrementa para compensar las variaciones de la irradiancia solar.



4-8 Variación de las constantes del modelo a lo largo del año.

En las Figuras 4-9 se muestra la interfase del programa Polymath, donde se establece la tendencia del resultado, conforme a la distribución de radiación obtenida por la base de datos de la Unión Europea, que se nombra como (Gb) y el valor del ángulo cenital a través del

$\text{Cos}\theta_z$, que se calcula en modelos anteriores y, por último, se establece el modelo no lineal mediante el cual se obtendrán los valores de los parámetros a, b y k con sus respectivos valores iniciales, considerado para el mes de agosto.

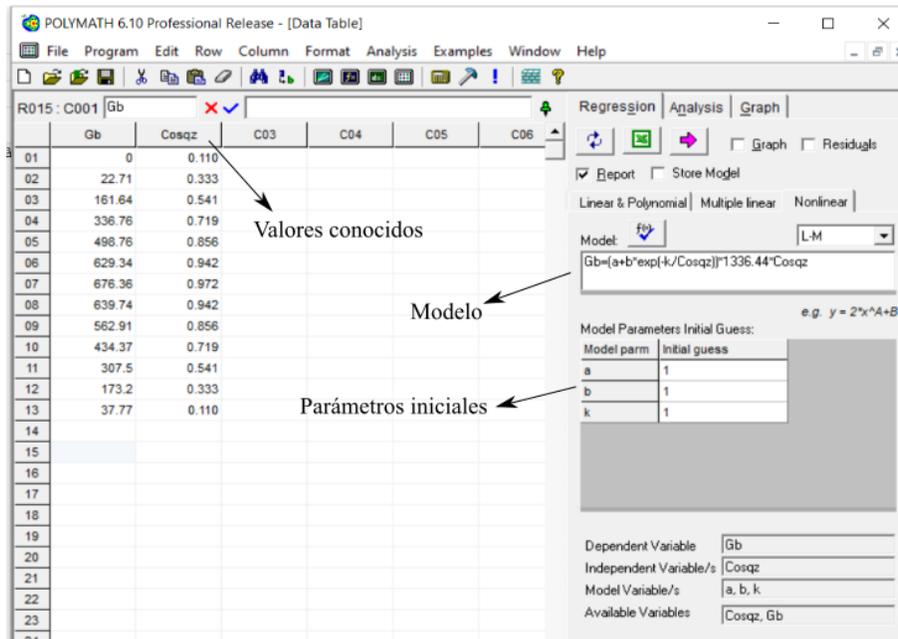


Figura 4-9 Regresión no lineal para el mes de agosto.

El reporte generado por el programa se presenta en la Figura 4-10, donde se muestran los valores obtenidos para los coeficientes a, b y k para las condiciones presentadas durante el mes de agosto, teniendo una precisión del 95.96%.

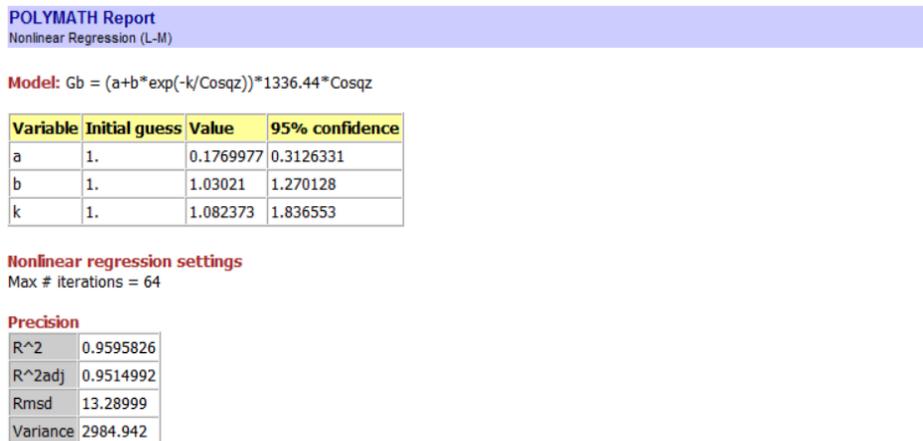


Figura 4-10 Reporte de la regresión no lineal para el mes de agosto.

Los valores de las constantes a, b y k presentados en la Figura 4-8 a lo largo del año, permiten estimar los valores de irradiancia para cualquier fecha del año. En la Figura 4-11 se muestra el comportamiento de la constante a y la ecuación que se ajusta para predecir su comportamiento, para cualquier mes del año a través de la línea de tendencia, la cual se divide

en dos intervalos: enero a octubre y de octubre a diciembre, debido a la disminución de radiación solar durante los meses de noviembre y diciembre.

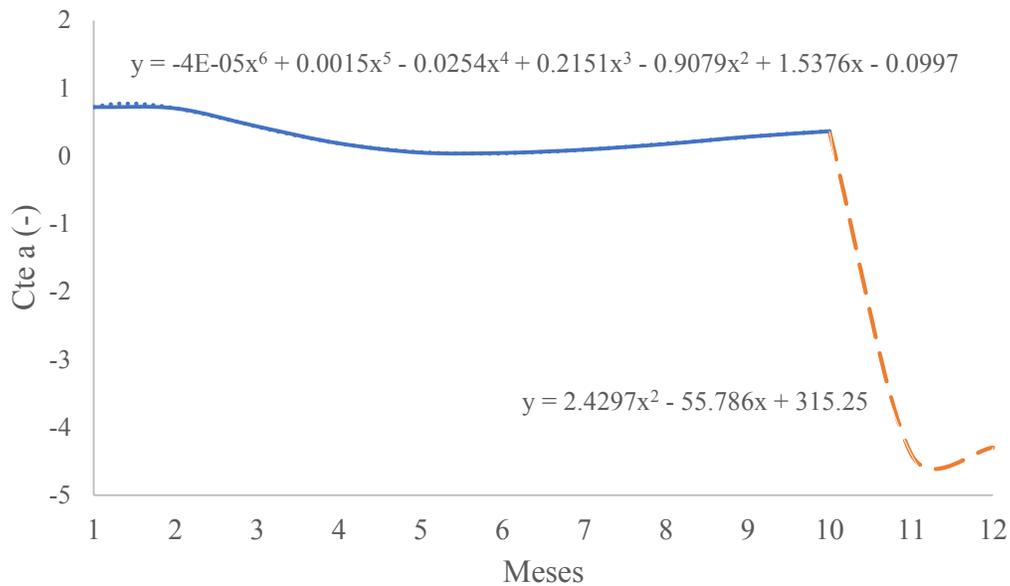


Figura 4-11 Ecuaciones características para la constante a.

En la Figura 4-12 se muestra el valor de la constantes b a lo largo del año, debido a la tendencia generada las líneas de tendencias se dividen en cuatro rangos: de enero a marzo, marzo a julio, julio a octubre y de octubre a diciembre. La división se debe a la disminución de 6% en la precisión de la ecuación por los cambios en la función.

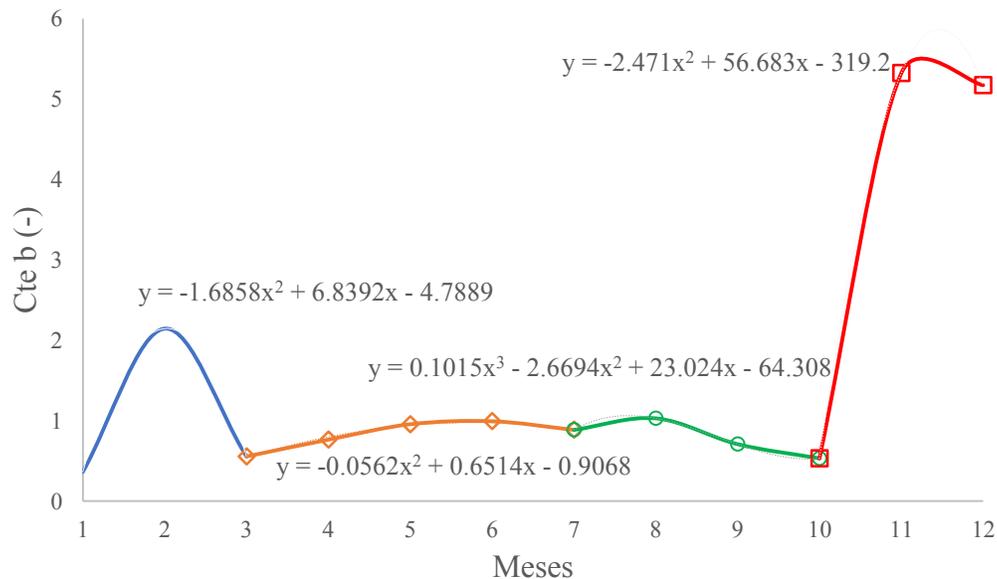


Figura 4-12 Ecuaciones características para la constante b.

La figura 4-13 presenta el comportamiento del coeficiente k a lo largo del año, el cual se divide en tres rangos: de enero a marzo, marzo a agosto y agosto a diciembre para tener una

línea de tendencia con una mayor precisión para estimar el recurso solar en diferentes temporadas del año.

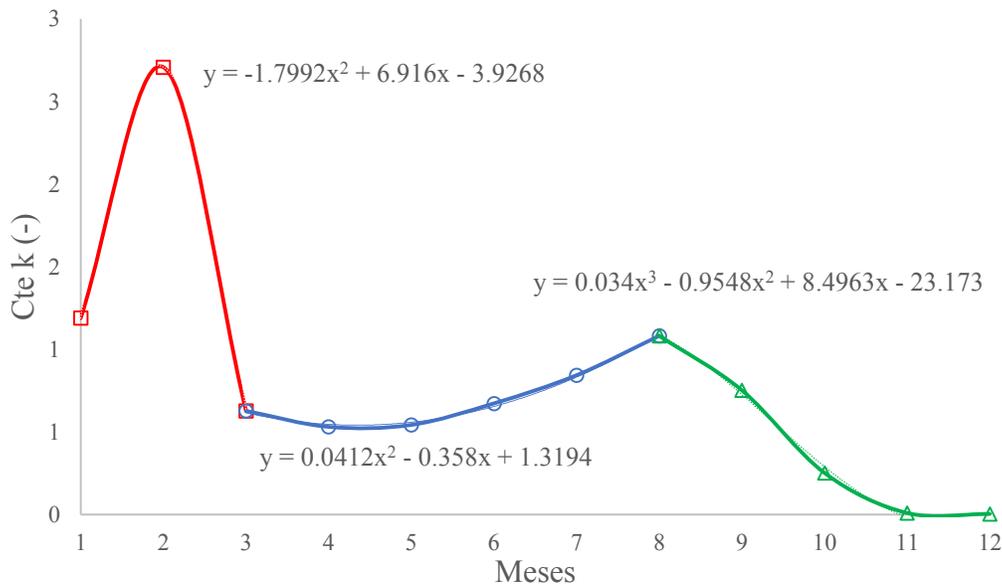


Figura 4-13 Ecuaciones características para la constante k.

Los valores estimados consideran una precisión entre el 91 al 98%, reducida durante los meses de menor incidencia de radiación solar. La Tabla 4-4 se presenta una comparación entre la correlación obtenida mediante Polymath y los valores obtenidos de irradiancia solar por la base de datos de la unión europea. Los resultados obtenidos permiten considerar a la correlación propuesta como una buena aproximación al recurso solar a diferentes meses del año, donde las mayores variaciones del modelo se establecen en horarios donde la incidencia de radiación no representa un aporte significativo.

Tabla 4-4 Datos del modelo realizado con Polymath para el mes de agosto.

TSV Hora	ángulo solar		G_{bh} (W/m ²)		ΔG_{bh} (W/m ²)	Variación (%)
	grados	radianes	Polymath	Unión Europea		
06:00	-90	-1.571	0	0	0	0%
07:00	-75	-1.309	30.43	43.86	13.43	30.62%
08:00	-60	-1.047	190.06	228.14	38.08	16.69%
09:00	-45	-0.785	376.53	432.93	56.4	13.03%
10:00	-30	-0.524	539.12	610.26	71.14	11.66%
11:00	-15	-0.262	662.36	734.75	72.39	9.85%
12:00	0	0.000	728.39	793.38	64.99	8.19%
13:00	15	0.262	731.2	790.25	59.05	7.47%
14:00	30	0.524	657.87	710.96	53.09	7.47%

15:00	45	0.785	540.71	586.94	46.23	7.88%
16:00	60	1.047	378.67	410.22	31.55	7.69%
17:00	75	1.309	201	211.19	10.19	4.83%
18:00	90	1.571	35.68	33.34	2.34	6.56%

En la Figura 4-14 se muestra el perfil de radiación generada con la correlación obtenida con Polymath basada en las mediciones de la Unión Europea que se emplea en las simulaciones computacionales, representada por una línea punteada comparada con los valores obtenidos con la base de datos de la unión europea, se tiene un desplazamiento marcado entre los datos obtenidos por el modelo realizado y lo reportado por la unión europea, presentando la misma tendencia. En la Tabla 4-4 se presenta una variación promedio del 10% en la predicción de la irradiancia solar, que se ve elevado en las horas de menor radiación, lo que implica una mejora en el modelo, se puede considerar un modelo confiable que predice mejor la distribución de radiación en comparación a los modelos teóricos mencionados durante este capítulo. La variación entre modelos se debe a los efectos generados por la masa de aire y la dispersión de Rayleigh que se vuelven significativas

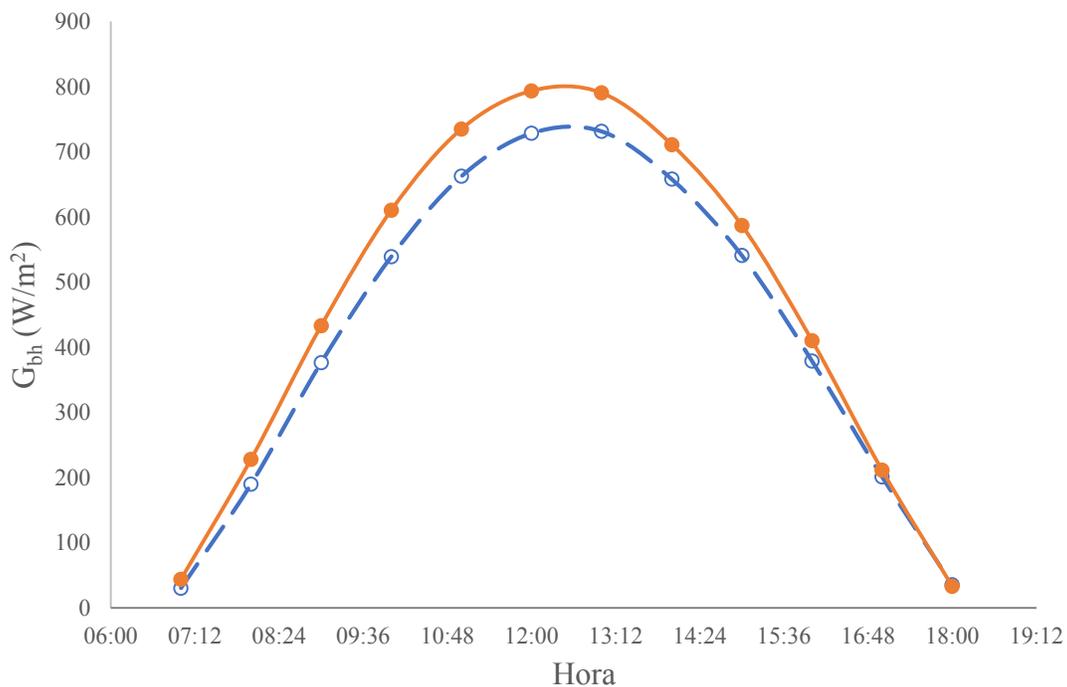


Figura 4-14 Comparativa de perfiles de radiación para el mes de agosto.

4.5 Distribución de radiación solar

4.5.1 Uniforme

Una distribución de radiación solar uniforme considera una contribución igual de la irradiancia que incide a lo largo de la superficie de estudio en la dirección axial; donde la componente directa de la radiación llega con la misma intensidad a lo largo del tubo receptor y pueda ser transmitida al fluido de trabajo sin afectaciones en las condiciones de operación dentro del receptor y del campo solar.

4.5.2 No uniforme

Para caracterizar a la radiación disponible en el campo de concentradores de forma más realista, se utiliza una distribución de radiación tipo Gaussiana propuesta por Torres y col. (1997), para considerar la distribución de la radiación solar en la dirección axial de manera no uniforme. La distribución de irradiancia incidente es función de la posición en el receptor, la distribución de irradiancia directa se expresa de la siguiente manera:

$$G_{bT}(z) = G_{bT,máx} \cdot e^{\left(-0.27 \cdot (z-0.5)^2\right)} \quad (4-22)$$

$G_{bT}(z)$ estima el valor de la irradiancia solar en cualquier punto determinado en el lazo de concentradores, $G_{bT,máx}$ es la irradiancia máxima en el día que recibe el sitio y z es la posición en el lazo de concentradores que está entre 0 y 925 m. Bajo las condiciones de radiación uniforme y no uniforme se establecen las condiciones de estudio para la de inestabilidad de flujo en el tubo receptor, es decir, bajo una condición ideal de radiación constante en el receptor y la otra, una distribución normal que varía respecto a la dirección axial del receptor; bajo estos dos escenarios, si bien aún no es posible establecer exactamente cuándo ocurre la inestabilidad, si es posible establecer un intervalo donde ocurrirá la inestabilidad.

4.6 Inestabilidades de flujo

4.6.1. Regiones de flujo producidas durante la GDV

Durante la GDV producida en el campo solar, existe la posibilidad de que se presenten tres diferentes regiones del fluido de trabajo durante su trayectoria en el receptor: precalentar, evaporar y/o sobrecalentar al fluido, se tiene una dependencia con las condiciones de

operación del sistema, estableciendo que, si el flujo de calor es alto o el flujo másico es reducido puede tener una salida del receptor como líquido o una mezcla de líquido-vapor o como vapor sobrecalentado. El flujo dentro del tubo receptor puede subdividirse en 1, 2 ó 3 secciones de flujo dependiendo de la entalpía a la salida, debido a la incidencia de radiación como se muestra en la Figura 4-15.

- 1) $h_{salida} < h_f$ sólo se tiene líquido comprimido
- 2) $h_f < h_{salida} < h_g$ se tienen dos fases dentro del receptor que puede tener una calidad entre 0 y 1, además se tiene presencia de líquido en la parte inicial del receptor
- 3) $h_{salida} > h_{fg}$ se tiene la presencia de líquido comprimido a la entrada, la zona de evaporación contiene una mezcla líquido-vapor y a la salida se tiene vapor sobrecalentado

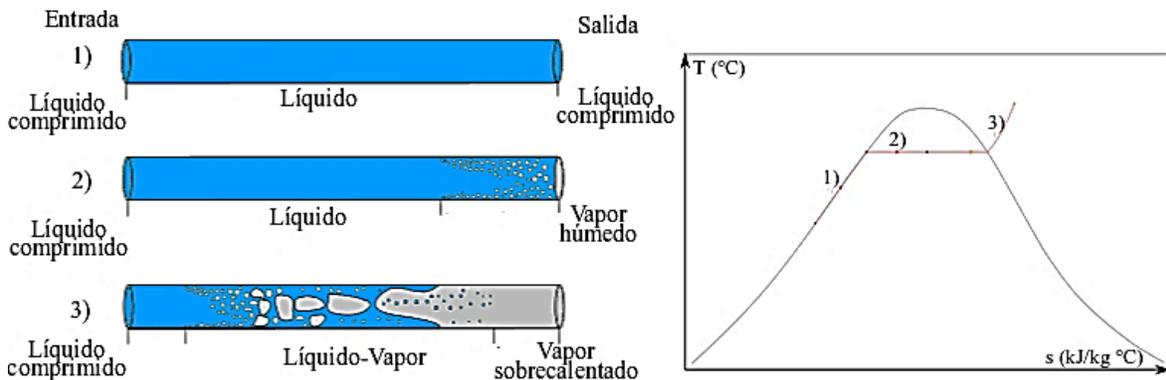


Figura 4-15 Posibles escenarios dentro del receptor, (Lu y col., 2019).

En la Figura 4-15 se presenta el diagrama temperatura - entropía donde se muestra de mejor manera el cambio en las propiedades cuando se tienen las diferentes regiones de flujo; el primer caso no presenta un cambio de fase, dado que sus propiedades termodinámicas están en la zona de líquido comprimido; el segundo genera una mezcla líquido-vapor que alcanza a salir del campo solar como vapor húmedo, con una cierta calidad del vapor y el último caso establece tres zonas distintas, que permiten llegar al sobrecalentamiento del vapor a las condiciones requeridas en el bloque de potencia.

Existen diferentes relaciones para conocer qué regiones de flujo se producen dentro del receptor durante la GDV, que son función de la entalpía durante la trayectoria partiendo de las condiciones de entrada al tubo receptor y las condiciones de operación del bloque de potencia, considerando el flujo másico y el flujo de calor incidente por la irradiancia solar

sobre el receptor. Para calcular el aumento en la entalpía se utiliza la ley de conservación de energía para cierta longitud, la incidencia de calor es dependiente de la longitud del receptor.

$$h_i = h_{entrada} + \frac{4(L_i) \cdot (G_{bT}(z))}{(G)D} \quad (4-23)$$

Donde $h_{entrada}$ es la entalpía a la que entra al campo de concentración proveniente del campo solar, G_{bT} es la irradiancia incidente en el receptor, L_i es la longitud que abarca cada región de flujo en su trayectoria por el receptor, G es la masa velocidad del fluido y D es el diámetro interno del receptor. Para determinar las longitudes que abarcan cada región de flujo que se representan en la Figura 4-16; el precalentamiento (L_1) donde se tiene líquido comprimido, la evaporación (L_{2ph}) con una mezcla líquido-vapor y el sobrecalentamiento (L_v) que contiene al vapor sobrecalentado.

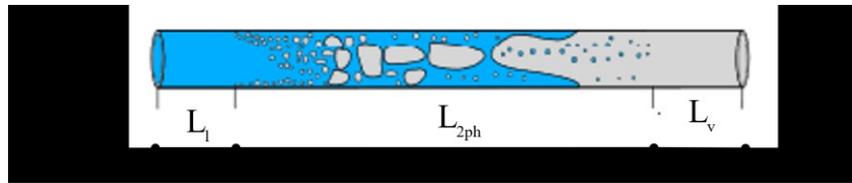


Figura 4-16 Regiones de flujo durante la GDV, Lu y Col. (2019).

La longitud para el precalentamiento se presenta de la siguiente manera, donde A es el área transversal del tubo receptor, P es el perímetro hidráulico del receptor y h_f es la entalpía del líquido saturado.

$$L_1 = \frac{G \cdot A (h_f - h_{entrada})}{G_{bT}(P)} \quad (4-24)$$

El cambio de fase producido durante la evaporación, donde se presenta el flujo en dos fases se estima mediante la siguiente relación donde c_L es el calor latente de evaporación.

$$L_{2ph} = \frac{G(A)c_L}{G_{bT}(p)} \quad (4-25)$$

La longitud del sobrecalentamiento en donde sólo se tiene vapor, consta de sustraer las longitudes del precalentamiento y la evaporación a la longitud calculada para el lazo de concentradores.

$$L_v = L - L_l - L_{2ph} \quad (4-26)$$

4.6.2 Caídas de presión

La caída de presión que presenta el fluido en su trayectoria por el campo solar se determina al considerar las aportaciones de cada región de flujo mostradas en la Figura 4-17, cuando se tiene líquido o vapor las caídas de presión se producen por fricción con las paredes del receptor, mediante el coeficiente de fricción de Darcy. Durante la evaporación coexisten las dos fases, producidas durante la evaporación se consideran dos aportaciones tanto por la aceleración generada por el cambio de fase y la fricción que corresponde a la presencia del flujo de líquido por el receptor (Lim y Kim, 2005)

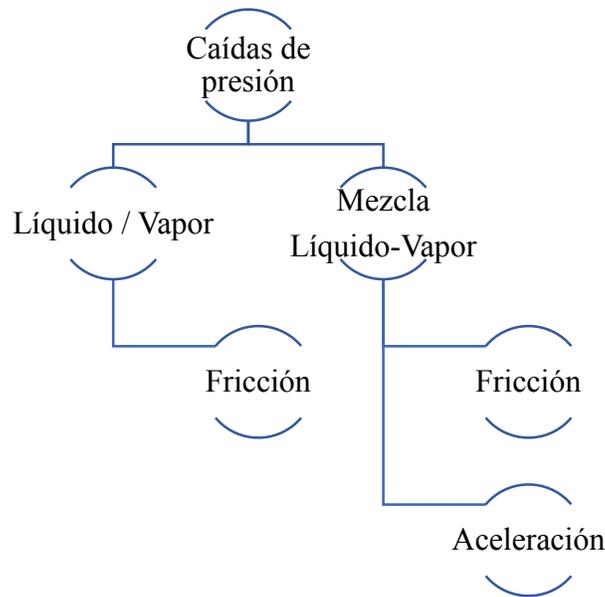


Figura 4-17 Aportaciones para cada fase en la caída de presión en el receptor.

4.6.2.1 Para una fase

Para la zona de precalentamiento y sobrecalentamiento, se tiene la caída de presión por la fricción producida con la pared del receptor, el coeficiente de fricción de Darcy se relaciona con el número de Reynold

$$\Delta P_l = \frac{f \cdot G^2}{2\rho_l D_h} L_l \quad (4-27)$$

La caída de presión durante el sobrecalentamiento se presenta de la siguiente manera

$$\Delta P_v = \frac{f \cdot G^2}{2\rho_v D_h} L_v \quad (4-28)$$

Para flujo laminar ($Re < 2300$) el coeficiente de fricción (f) es:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (4-29)$$

Para flujo turbulento ($Re > 2300$) el coeficiente se representa de la siguiente manera (Lu y col., 2020).

$$f = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \quad (4-30)$$

4.6.2.2 Para dos fases

Para la región donde coexisten las dos fases, producidas durante la evaporación se consideran dos aportaciones una por la aceleración producida por el incremento en la velocidad de la fase vapor durante el cambio de fase, y la otra por fricción que corresponde a la presencia del flujo de líquido en el receptor. Para la caída de presión por aceleración, en una mezcla bifásica, se realiza un balance de momento que establece las condiciones de salida y entrada, considerando los cambios en la calidad y la fracción de vacío del fluido dentro del receptor (Lu y col., 2020)

$$\Delta P_{acel} = -G^2 \left[\left(\frac{x^2}{\alpha \rho_g} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)\rho_l} \right)_{out} - \left(\frac{x^2}{\alpha \rho_g} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)\rho_l} \right)_{in} \right] \quad (4-31)$$

La calidad del vapor se puede estimar mediante la entalpía y la cantidad de energía requerida para la evaporación del líquido (c_L) que es la diferencia entre la entalpía del vapor y líquido saturados a la presión de saturación

$$x = \frac{h - h_f}{h_{fg}} \quad (4-32)$$

Utilizando la correlación de Steiner se puede establecer la cantidad de fracción de vacío, que calcula la cantidad de espacio ocupada por la fase gaseosa en la sección transversal del tubo receptor (Lu y col., 2020)

$$\alpha = \frac{x}{\rho_v} \left[(1 + 0.12(1-x)) \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right) + \frac{1.18(1-x)g\sigma(\rho_l - \rho_v)^{0.25}}{G\rho_l} \right]^{-1} \quad (4-33)$$

Para evaluar a la caída de presión por fricción en el sistema bifásico se utiliza el modelo propuesto por Muller-Steinhagen y Heck (1986), que establece una correlación que extrapola la caída de presión entre el líquido y el vapor (no sobrecalentado) y se aplican para la calidad de vapor entre 0 y 1. Además establece una correlación usando la caída de presión monofásica como líquido comprimido (x=0) y como vapor sobrecalentado(x=1).

$$\Delta P_{fric} = c(1-x)^{\frac{1}{3}} + bx^3 \quad (4-34)$$

El coeficiente c del modelo de Muller-Steinhagen y Heck (1986), es una correlación entre los valores de la caída de presión en la fase líquida y vapor:

$$c = a + 2(b-a)x \quad (4-35)$$

El coeficiente a relaciona la caída de presión cuando se tiene como líquido que tiene fricción con la pared interna del receptor, donde el flux másico (G) cambia respecto al nivel de líquido dentro del receptor en su trayectoria por la zona de evaporación

$$a = \frac{f_l \cdot G^2}{2\rho_l D_h} \quad (4-36)$$

Por otro lado, el coeficiente b relaciona la caída de presión generada al tener vapor por fricción con la pared del receptor

$$b = \frac{f_v \cdot G^2}{2\rho_v D_h} \quad (4-37)$$

4.6.3 Regiones de flujo

La implementación de la generación directa de vapor para los CCP, aunque aumenta la eficiencia térmica del proceso, conlleva un problema de mayor complejidad por el cambio de fase que se presenta dentro del receptor debido a la presencia de dos fases (líquido-vapor); a los diferentes patrones de flujo, por ejemplo, flujo burbujeante, flujo tapón, flujo ondulado, flujo estratificado y flujo anular, (Valdés, 2016), (Figura 1-1). Entre los efectos no deseados

que se manifiestan es la deformación del receptor que ocurre por las diferencias de temperatura circunferenciales (Li y col., 2017).

El coeficiente de transferencia de calor se ve influenciado por la formación de diversos perfiles de flujo, principalmente por la formación de burbujas y la convección producida durante la película del líquido. Dentro de los receptores utilizados para la GDV se tienen tres secciones: el precalentamiento, la evaporación y el sobrecalentamiento.

Durante la evaporación se tienen diferentes patrones de flujo de líquido-vapor, debido al proceso de nucleación, los incrementos de la calidad del vapor y los cambios de patrones de flujo hasta conseguir llegar a la evaporación del líquido; en la Figura 4-18 se muestran los patrones de flujo que se presentan comúnmente. (Enciso, 2012), en función a la calidad de vapor que se produce durante la trayectoria en el receptor.

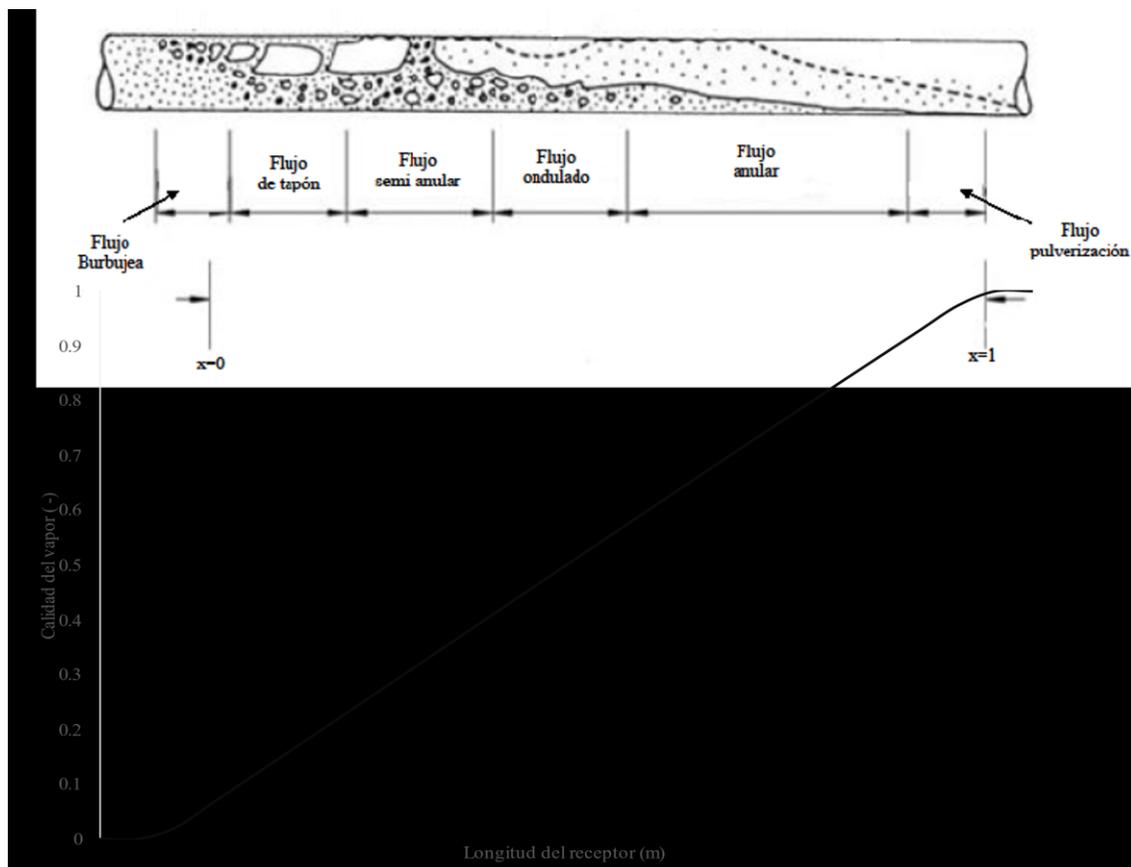


Figura 4-18 Patrones de flujo dentro de un receptor durante la GDV.

4.6.4 Coeficiente de inestabilidad de flujo

La inestabilidad de flujo consiste en evaluar las caídas de presión del fluido de trabajo a lo largo de su trayectoria por el receptor durante la evaporación, produciendo una curva característica en forma de “N” como se presenta en la Figura 4-19, que se genera a través de comparar la caída de presión contra el flux másico (G). La curva interna se presenta en las zonas de cambio de fase entre la zona de evaporación y precalentamiento, que genera un incremento de la caída de presión, debido al cambio abrupto de líquido a vapor, aumentando la velocidad del vapor que posteriormente se estabiliza e incrementa de nuevo (Curva externa) debido al incremento en la cantidad de vapor y la cercanía a la zona de sobrecalentamiento (Ruspini, 2013). El efecto de la aceleración puede observarse en el incremento de la pendiente de la curva de caída de presión, en el intervalo que ocupa la transición de líquido a vapor.

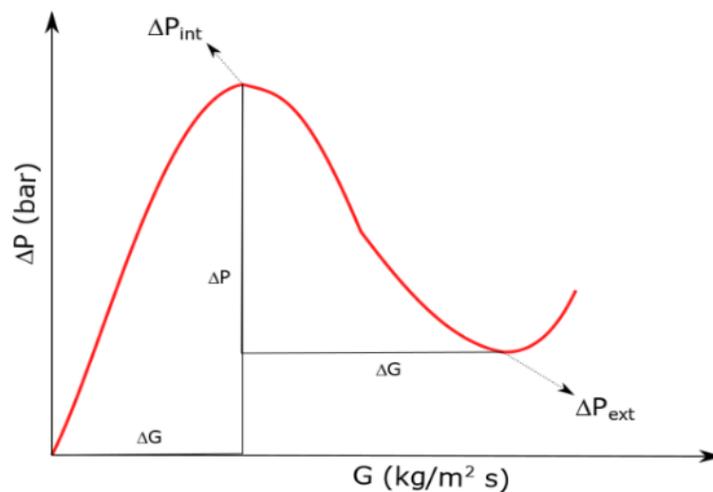


Figura 4-19 Diagrama esquemático de las caídas de presión interna y externa, (Ruspini, 2013).

El criterio para establecer la existencia de la inestabilidad consiste en obtener la pendiente de la tangente entre la caída de presión de la curva interna y externa (Lu y col., 2020), que establece la velocidad de evaporación ($R_{\Delta p}$) también conocido como el coeficiente de inestabilidad.

$$R_{\Delta p} = \frac{|\Delta P_{ext} - \Delta P_{int}|}{\Delta G}, \left[\frac{m}{s} \right] \quad (4-38)$$

El aumento en la pendiente establece una mayor posibilidad de presentar el fenómeno de inestabilidad de flujo, y en caso contrario se reduce la posibilidad de producirlo, en la Figura

4-20 se muestra una comparación del fenómeno de inestabilidad describiendo dos casos donde se tiene una mayor y una menor probabilidad de presentarse.

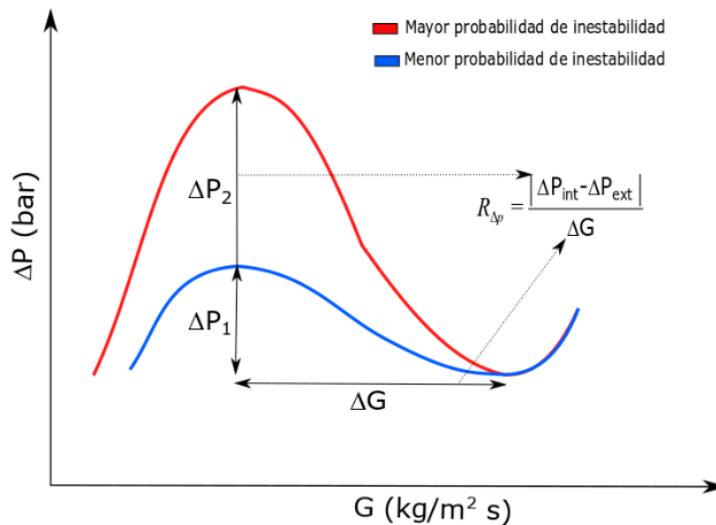


Figura 4-20 Diagrama esquemático de las posibles inestabilidades de flujo, (Lu y col., 2019).

4.7 Análisis comparativo entre distribuciones de radiación en la inestabilidad de flujo

Considerando las condiciones de operación y el diseño del campo solar, las fases líquido-vapor del fluido de trabajo que se presentan en el receptor, aparecen en diferentes regiones de flujo en el receptor cuando se expone a diferentes irradiancias, extendiendo la zona de precalentamiento y que afectan las condiciones a la salida del fluido de trabajo.

En la Figura 4-21 se muestra el comportamiento de la caída de presión para un lazo de concentradores de 925 m, que corresponde al dimensionado de la planta considerada en el capítulo 3, con una irradiancia máxima de 731.2 W/m^2 , se evaluó la inestabilidad para las distribuciones de radiación uniforme y no uniforme, produjo un desplazamiento de la distribución de radiación uniforme hacia la entrada, con una reducción del 20% en la masa velocidad (G), entre el caso donde se tiene radiación uniforme y no uniforme.

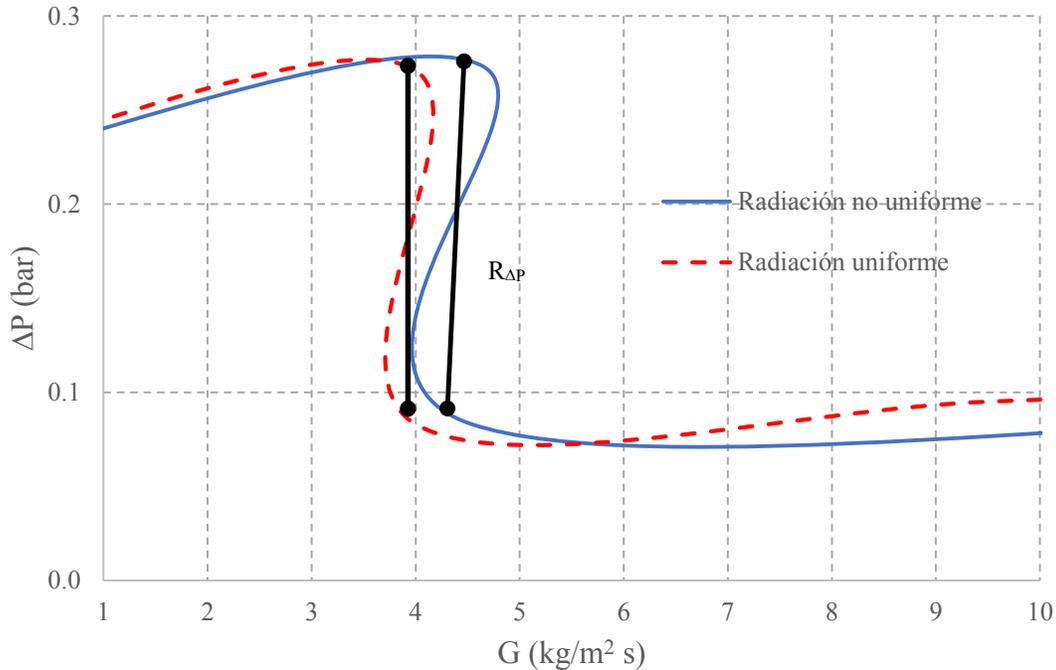


Figura 4-21 Intensidad de la inestabilidad de flujo.

En la Figura 4-21 se calcula la pendiente de la tangente obteniendo la velocidad de evaporación ($R_{\Delta P}$) y numéricamente las posibilidades de presentarse una inestabilidad de flujo. En la Tabla 4-5 se presentan los valores de la velocidad de evaporación presentando una reducción del 5.17%, entre la distribución de radiación uniforme y no uniforme, aumentando la probabilidad de presentarse la inestabilidad de flujo. Para evaluar la aceleración producida se debe estimar la pendiente en diferentes puntos de la curva de inestabilidad considerando el tiempo transcurrido en que el fluido realiza ese recorrido.

Tabla 4-5 Coeficientes de inestabilidad de flujo.

Tipo de radiación	$R_{\Delta P}$ (m/s)
Radiación no uniforme	1.525
Radiación uniforme	1.446

En la Figura 4-22 se muestra la variación en la calidad del vapor para la distribución de radiación uniforme y no uniforme en su trayectoria a lo largo del lazo de concentradores, se observa un desplazamiento en la zona de evaporación entre las distribuciones de radiación, generando una variación del 5%, que equivale a desplazar 50 m metros de diferencia en la posición posible en que ocurra la flexión del tubo receptor, para las regiones de mayor nivel de radiación con respecto a la radiación uniforme y no uniforme.

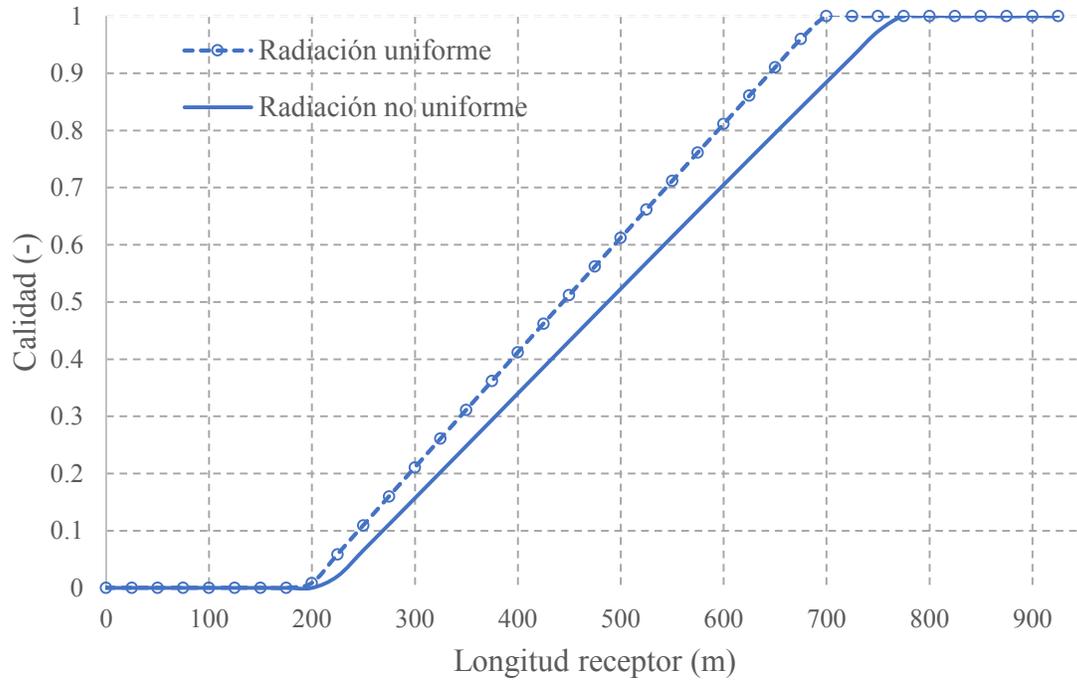


Figura 4-22 Perfil de la calidad del vapor en el campo solar para diferentes distribuciones de radiación.

Capítulo 5 Análisis térmico del receptor de pared compuesta

5.1 Modelo matemático para la transferencia de calor

El modelo matemático desarrollado para analizar el comportamiento térmico en las paredes del tubo receptor se aplica a las condiciones de operación para una planta termosolar de 50 MWe, considerada en Mulegé en Baja California Sur; para caracterizar las propiedades del fluido en su trayectoria a través del receptor. El balance de energía se desarrolló en coordenadas cilíndricas, para determinar la distribución de temperaturas en la pared compuesta bidimensional (r, θ) y tridimensional (r, θ, z) , para caracterizar el comportamiento del receptor bajo diferentes condiciones de operación y en situaciones específicas de flujo, como es el caso, donde se presenta la inestabilidad de flujo dentro de la zona de evaporación, a diferentes proporciones de líquido-vapor o en las entradas y salida de cada fase y del receptor.

Se hace un balance bidimensional de calor en estado transitorio para analizar algunos casos específicos a diferentes proporciones de líquido y vapor, variando las proporciones de materiales en la pared del tubo receptor; se realiza un balance de calor tridimensional en estado transitorio en forma adimensional, para poder hacer su simulación en COMSOL Multiphysics, sin deformar la geometría al considerar una geometría con longitud unitaria, para su posterior análisis.

5.1.1 Región de precalentamiento

La etapa de precalentamiento del receptor tiene una longitud de 250 m ubicada en la entrada del lazo de concentradores, hasta alcanzar las condiciones de líquido saturado, se considera una pared del receptor compuesta de 50% Alúmina - 50% Cobre, para estimar las propiedades del líquido en su trayectoria por esta región.

En la Figura 5-1 se muestra el comportamiento de la temperatura y presión del fluido a lo largo de la región de precalentamiento, se produce una reducción en la presión de 2.13 bar generado por la fricción con la tubería y se eleva la temperatura de 208.2°C hasta alcanzar la temperatura de saturación, que corresponde a una presión de 114.85 bar, con un incremento en la temperatura del líquido 113.15 °C, en ese trayecto.

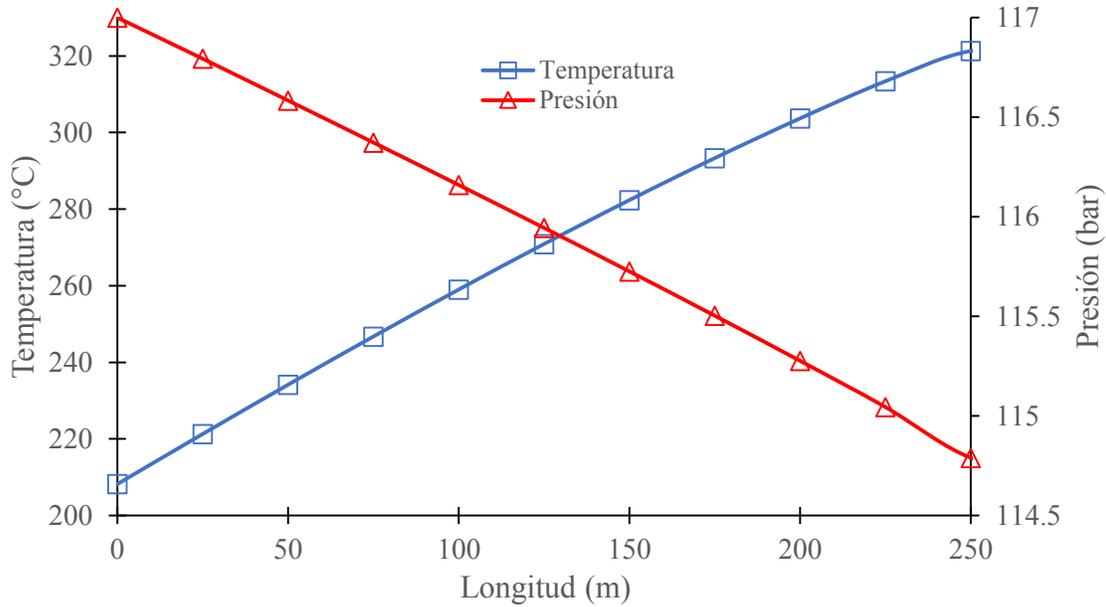


Figura 5-1 Comportamiento de la presión y temperatura en la zona de precalentamiento.

La Figura 5-2 muestra el comportamiento de la velocidad del líquido en el trayecto correspondiente a la zona de precalentamiento, muestra un aumento de 0.062 m/s y un incremento del 19.5%, respecto a la velocidad de entrada al lazo de concentradores. Durante los primeros 25 m de la zona de precalentamiento se observa un incremento de velocidad de 0.01 m/s, que durante el intervalo de 25 a 150 m se mantiene dentro del rango de 0.004 a 0.008 m/s.

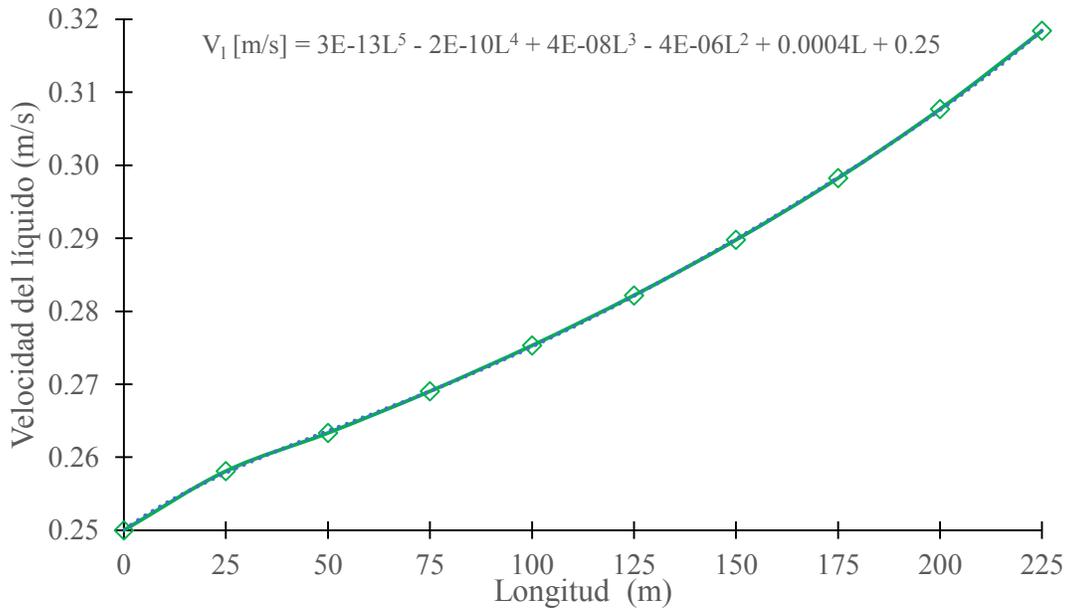


Figura 5-2 Comportamiento de la velocidad del líquido en la zona de precalentamiento.

5.1.2 Región de evaporación / Cambio de fase

La zona donde se produce el cambio de fase requiere de una longitud de 534.61 m, presente en el intervalo de 250 a 793.61 m del total del lazo de concentradores, siendo la zona que presenta problemas de deformación del receptor, asociados al cambio de fase y de mayor interés para el estudio. En la Figura 5-3 se muestran los cambios en presión y temperatura dentro del receptor para la zona de evaporación, muestra una temperatura constante hasta alcanzar las condiciones de vapor saturado seco, para empezar a sobrecalentar el vapor, éste proceso se encuentra a los 784.6 m, presentando una caída de presión de 2.82 bar, producida por el incremento de la velocidad de la fase vapor y la fricción con la pared interna del receptor, se puede observar un incremento en la presión terminando la zona de evaporación que es una causa de la inestabilidad de flujo en esa sección del tubo receptor. Así mismo el incremento en la temperatura presente se produce por el cambio de la mezcla líquido – vapor a vapor saturado seco.

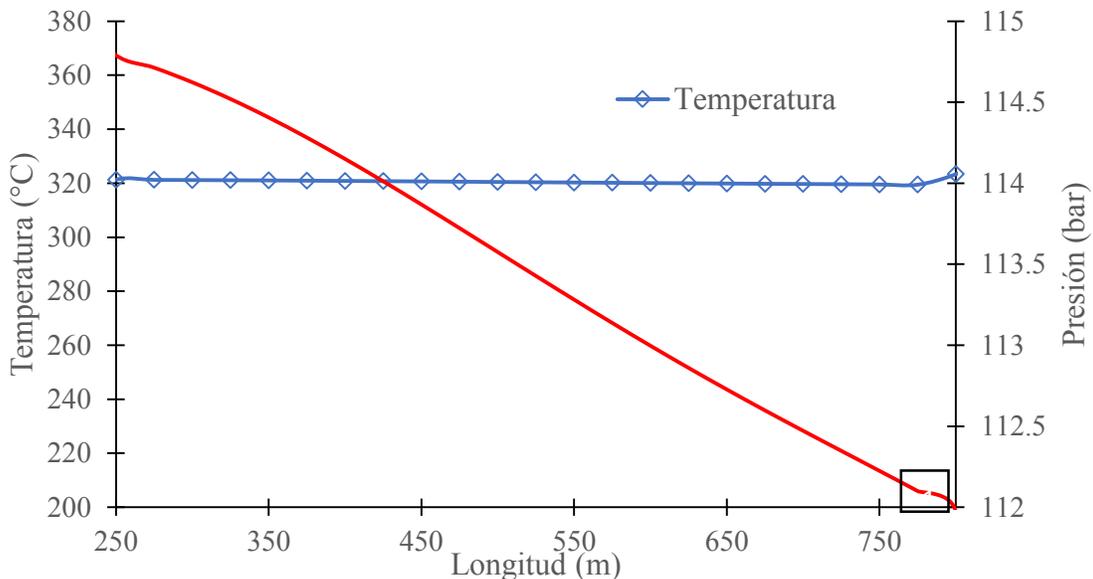


Figura 5-3 Comportamiento de la presión y temperatura en la zona de evaporación.

En la Figura 5-4 se muestra el comportamiento para la velocidad de la fase líquida y vapor en su trayectoria por la zona de evaporación; a la entrada, la fase líquida presenta dos incrementos y una disminución de la velocidad del líquido lo que puede producir un efecto de inestabilidad. El incremento en la velocidad del líquido alcanza un máximo de 0.38 m/s y posteriormente disminuye exponencialmente hasta que se tiene totalmente vapor, a la salida de la zona de evaporación. La fase vapor incrementa su velocidad al final de la zona de evaporación posterior a una disminución en su velocidad, mostrada en el recuadro.

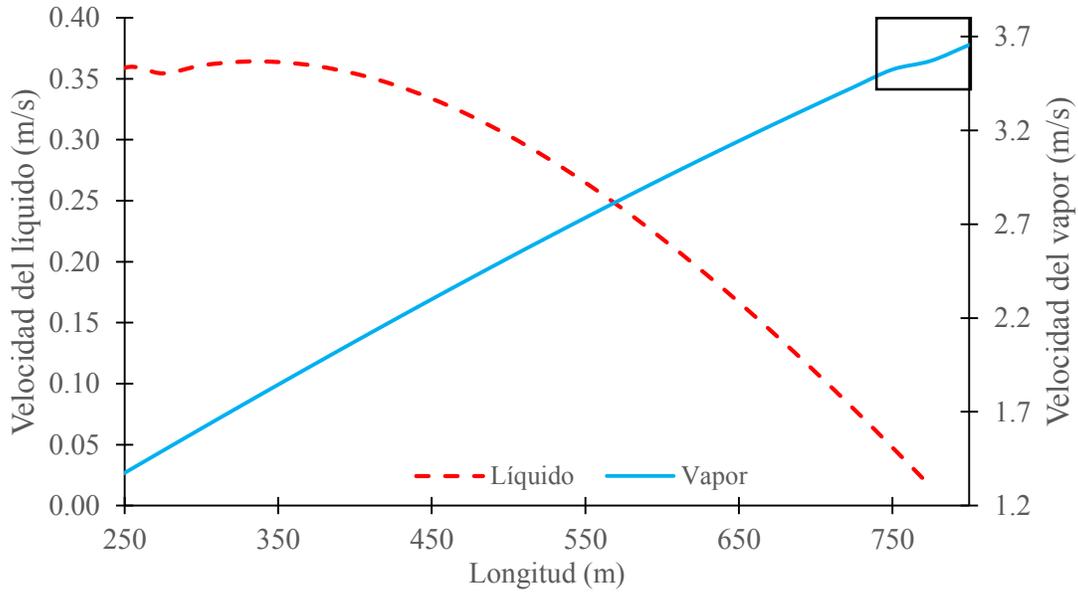


Figura 5-4 Comportamiento de la velocidad para las fases en la zona de evaporación.

En la Figura 5-5 se muestra el comportamiento de la calidad de vapor en su trayectoria por la zona de evaporación, mediante la línea de tendencia se caracteriza la cantidad de líquido y vapor que se tiene dentro del receptor, este parámetro es requerido para establecer las cantidades de líquido y vapor que se encuentran en contacto con la pared interna requerida para las condiciones de frontera en diferentes posiciones a lo largo del receptor, se observa una disminución de la caída de presión en los últimos 50 m de la zona de evaporación, pasando de ser lineal a formar una curvatura durante la transición a vapor saturado seco.

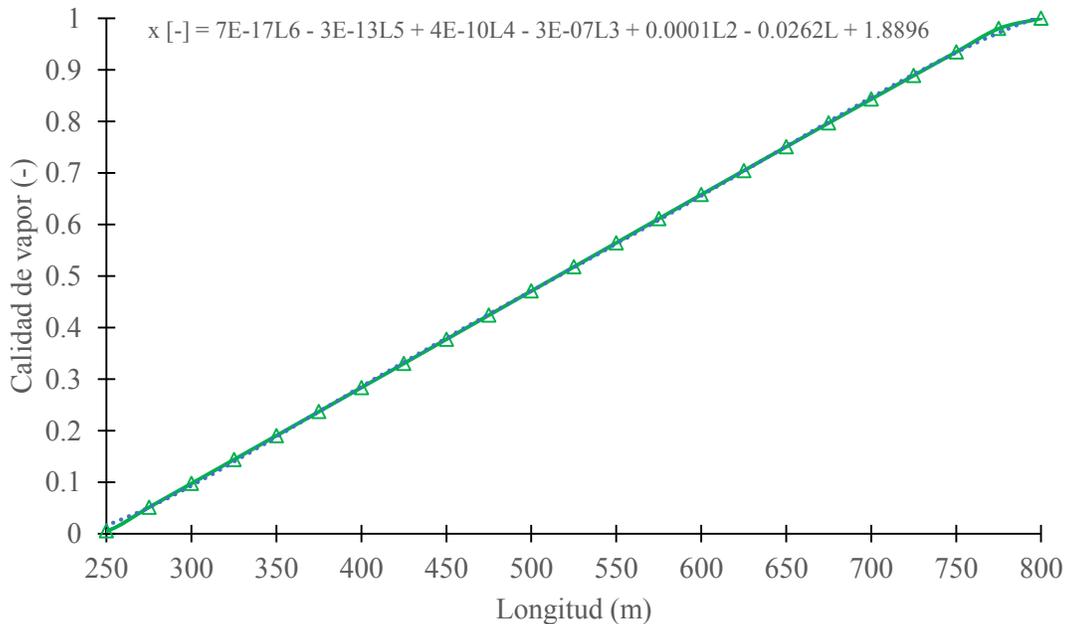


Figura 5-5 Cambios de la calidad de vapor en la zona de evaporación.

5.1.3 Región de sobrecalentamiento

La zona de sobrecalentamiento del vapor tiene una longitud de 131.4 m y sale del lazo de concentradores a las condiciones requeridas en el bloque de potencia, se emplea el mismo modelo para una sola fase, para conocer el comportamiento del fluido de trabajo. En la Figura 5-6 se muestra el perfil de temperaturas del fluido en su trayectoria por el lazo de concentradores en las 3 diferentes regiones de flujo. El incremento de temperatura en la región de sobrecalentamiento es de 58.65 °C, alcanzando las condiciones requeridas para el bloque de potencia, a 380°C a 100 bar. Durante la etapa de sobrecalentamiento el incremento en la velocidad de la fase vapor no presenta incrementos y disminuciones que produzcan inestabilidades de flujo, establece que la transición de la etapa de evaporación y sobrecalentamiento es la más importante para este estudio.

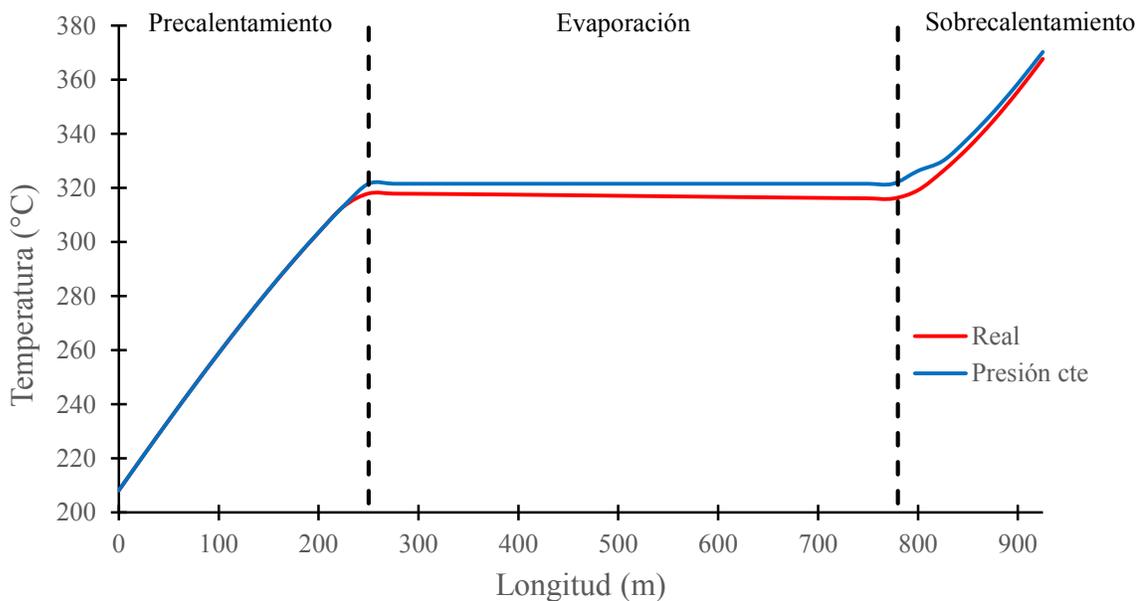


Figura 5-6 Perfil de temperatura del fluido para las diferentes regiones de flujo.

En la Figura 5-7 se muestra el comportamiento de la presión del fluido en las diferentes regiones de flujo; en la zona de sobrecalentamiento, la caída de presión es de 11.46 bar, que representa 67% del total de la caída de presión del receptor, el aumento en la presión sucede en la frontera entre la zona de evaporación y sobrecalentamiento.

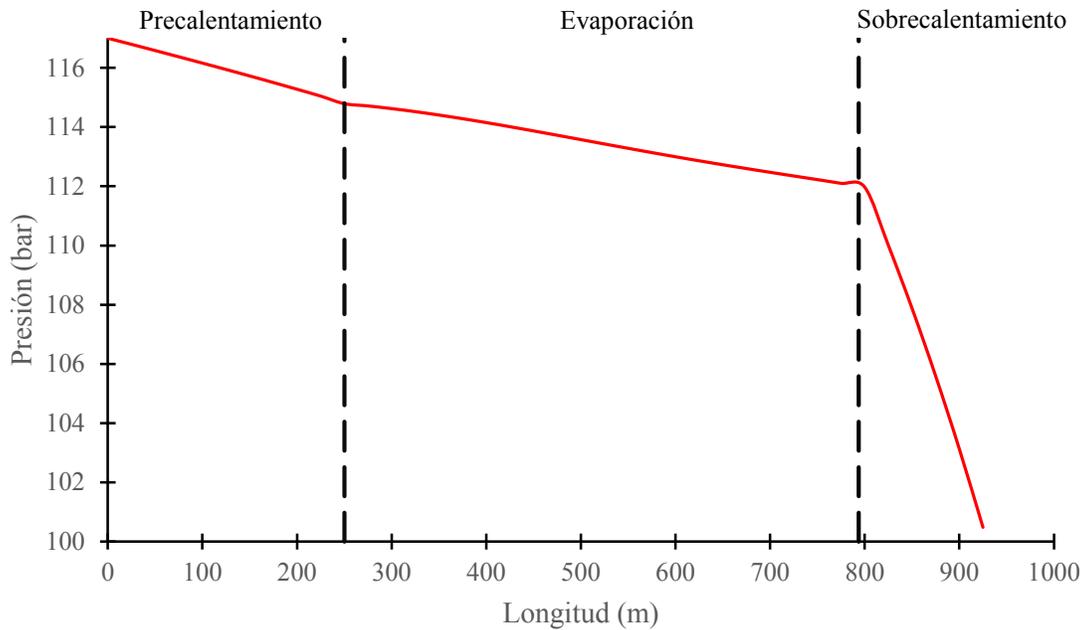


Figura 5-7 Presión del fluido para las diferentes regiones de flujo.

Mediante el diagrama presión (P), volumen específico (v) y temperatura (T) presentado en la Figura 5-8 se puede analizar el comportamiento del fluido en su trayectoria por el receptor, donde se tiene un aumento del volumen específico durante la evaporación 10 veces mayor, generando la presencia de la inestabilidad de flujo en la zona de la salida del receptor. La inestabilidad de flujo se produce por el incremento de la velocidad generado por el cambio abrupto del volumen específico.

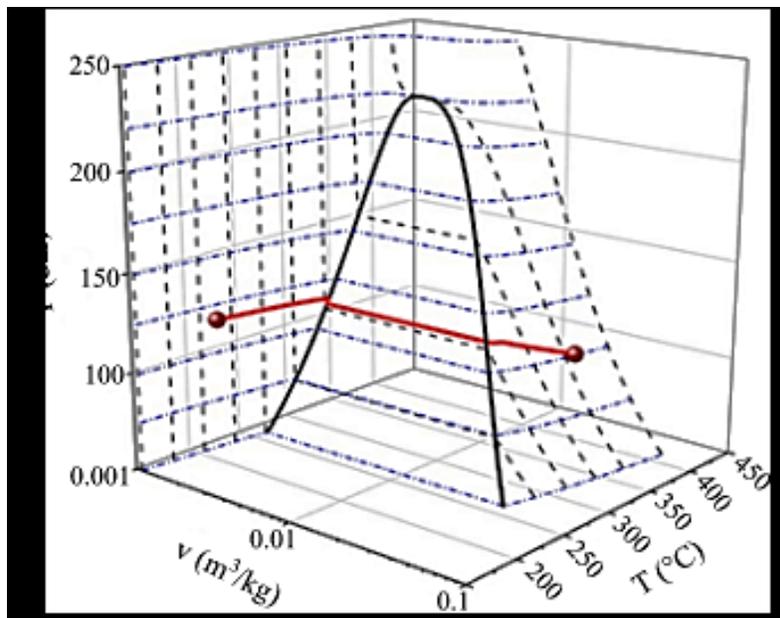


Figura 5-8 Superficie P, v y T del fluido en el lazo de concentradores.

La Figura 5-9 muestra el cambio del volumen específico en la trayectoria en el receptor, el incremento del volumen se presenta de manera considerable en la región de flujo presente en el intervalo de 750 a 793.61 m, que corresponde a la transición entre la etapa de evaporación y sobrecalentamiento, donde se tiene identificado el fenómeno de inestabilidad de flujo. El incremento en el volumen específico es producido por el incremento de la velocidad de evaporación del fluido en un intervalo de 43.61 m.

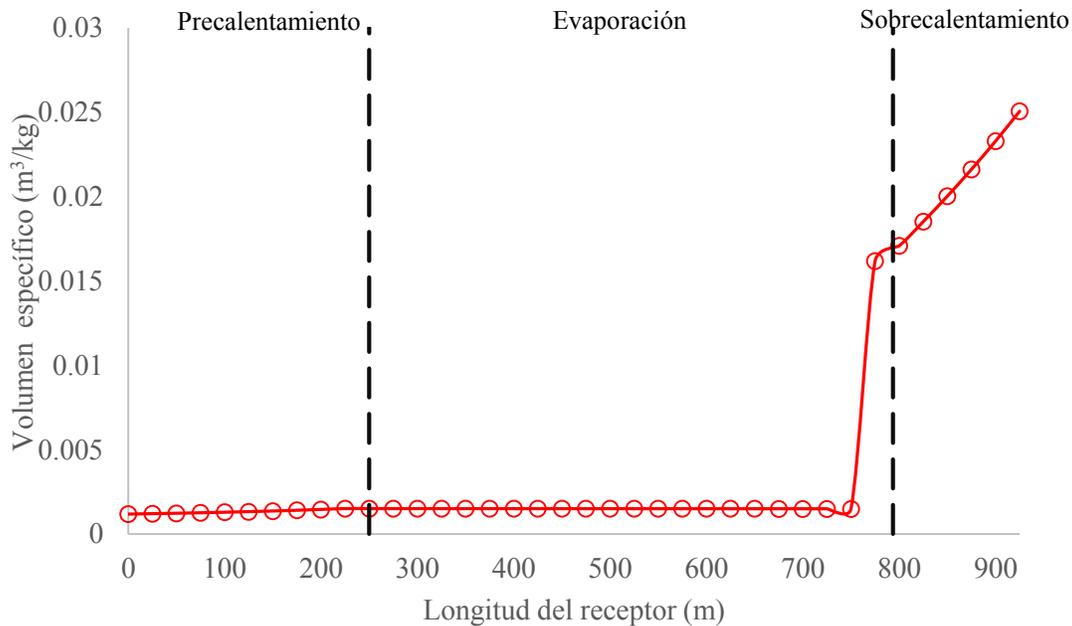


Figura 5-9 Volumen específico de fluido en su trayectoria en el lazo de receptores.

5.2 Descripción del modelo matemático para la simulación

El modelo matemático utilizado en la simulación del modelado en dos dimensiones (r, θ), para obtener los perfiles de temperatura en la pared del receptor se realiza mediante un balance de calor en estado transitorio, considerando simetría axial. Para obtener el perfil de temperaturas circunferenciales en el lazo de concentradores se realiza un balance de calor en tres dimensiones (r, θ, z), en estado transitorio de manera adimensional, debido a las características geométricas en la dirección z para el receptor que no permite diferenciar la proporciones en la pared del receptor. El balance de calor bidimensional en coordenadas cilíndricas en estado transitorio, evaluada para un receptor de pared compuesta, se expresa de la siguiente manera.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\partial T}{\partial \theta} \right) = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (5-1)$$

El modelado tridimensional del receptor se genera mediante un balance de calor en tres dimensiones en estado transitorio en escala microscópica, en forma adimensional. Partiendo de la ecuación de transferencia de calor, se tiene:

$$\rho c p \frac{\partial T}{\partial t} + (\rho c p) u \cdot \nabla T = \nabla \cdot (k \nabla T) + Q \quad (5-2)$$

Multiplicando la ecuación anterior por $[T_{ref}(\rho c p)]^{-1}$ se puede definir una temperatura adimensional, donde T_{ref} es la temperatura promedio del receptor, considerada como una referencia para cálculos térmicos en el receptor, como es el caso de las pérdidas térmicas y para el caso de estudio, puede ser tomada como una primera aproximación, con un valor de 294.4 °C y se desprecia el término de fuente de calor

$$\frac{\partial T^*}{\partial t} + u \cdot \nabla T^* = \frac{\nabla \cdot (k \nabla T^*)}{\rho c p} \quad (5-3)$$

La temperatura adimensional (T^*) se define de la siguiente manera

$$T^* = \frac{T}{T_{ref}} \quad (5-4)$$

La temperatura promedio del receptor se considera de la siguiente manera, donde la temperatura de entrada y salida corresponden a las condiciones de entrada y salida del lazo de concentradores

$$T_{ref} = T_m = \frac{T_{entrada} + T_{salida}}{2} \quad (5-5)$$

La ecuación 5.3 se multiplica por L^2 , que corresponde al espesor de la pared compuesta del tubo receptor, que tiene una dimensión de 0.005 m, para tener la siguiente expresión de la ecuación de calor, que queda en términos adimensionales para las componentes (r, θ , z):

$$L^2 \frac{\partial T^*}{\partial t} + L \cdot u \cdot \nabla T^* = \frac{\nabla \cdot (k \nabla T^*)}{\rho c p} \quad (5-6)$$

El coeficiente de difusión de calor se define de la siguiente manera:

$$\alpha = \frac{k}{\rho c p} \quad (5-7)$$

El término de dispersión de calor se vuelve adimensional al multiplicar por u_{ref} / u_{ref} :

$$L^2 \frac{\partial T^*}{\partial t} + Lu_{ref} \cdot u^* \cdot \nabla^* T^* = \nabla^* \cdot (\alpha \nabla^* T^*) \quad (5-8)$$

Se divide la ecuación (5-8) por el coeficiente de difusión de calor de referencia, y se toma el estado de referencia a la temperatura de referencia y una presión de 100 bar.

$$\frac{L^2}{\alpha_{ref}} \frac{\partial T^*}{\partial t} + \frac{Lu_{ref}}{\alpha_{ref}} u^* \cdot \nabla^* T^* = \frac{\nabla^* \cdot (\alpha \nabla^* T^*)}{\alpha_{ref}} \quad (5-9)$$

De la ecuación (5-9) se define el tiempo de referencia a partir del término acumulativo del balance:

$$t_{ref} = \frac{L^2}{\alpha_{ref}} \quad (5-10)$$

El tiempo adimensional se define al observar que las unidades del término acumulativo y se puede tomar el tiempo de referencia:

$$t^* = \frac{t}{t_{ref}} \quad (5-11)$$

Al obtener un tiempo de referencia, la ecuación de transporte de calor se puede reescribir de la siguiente manera:

$$\frac{\partial T^*}{\partial t^*} + \frac{Lu_{ref}}{\alpha_{ref}} u^* \cdot \nabla^* T^* = \nabla^* \cdot (\alpha^* \nabla^* T^*) \quad (5-12)$$

Se define al número de Péclet para establecer de forma adimensional la ecuación de transferencia de calor:

$$Pe = \frac{u_{ref} L}{\alpha_{ref}} \quad (5-13)$$

La ecuación adimensional de transferencia calor se escribe de la siguiente manera:

$$\frac{\partial T^*}{\partial t^*} + Pe \cdot u^* \cdot \nabla^* T^* = \nabla^* \cdot (\alpha^* \nabla^* T^*) \quad (5-14)$$

Los parámetros de referencia se presentan en la Tabla 5-1, éstos se utilizan en la ecuación de transporte de calor adimensional, Ec. (5-14).

Tabla 5-1 Variables de referencia.

Variable	Valor
T_{ref} , K	567.25
ρ_{cp} , kJ/m ³ K	6,281.15
L, m	0.005
u_{ref} , m/s	0.25
α_{ref} , m ² /s	3.32×10^{-5}
t_{ref} , s	0.75
Pe, -	75.25

5.2.1 Descripción de la geometría

La geometría del tubo receptor de pared compuesta, utilizada para la solución numérica simulada en Comsol Multiphysics, se divide en 2: el modelo en dos dimensiones, donde se analiza la sección transversal del receptor, y en tres dimensiones para analizar el lazo de concentradores. En la Figura 5-10 se presenta un diagrama esquemático de la geometría utilizada para el sistema en dos dimensiones, donde se establecen las características geométricas del sistema, la disposición de los materiales en las paredes del receptor, así como las contribuciones en las paredes externas e internas del receptor, considerando un patrón de flujo estratificado con una proporción 50% líquido - 50% vapor; la contribución de la radiación solar se define en dos aportaciones: la incidente y la concentrada; que inciden en la parte superior e inferior del receptor, respectivamente. La radiación concentrada está multiplicada por la razón de concentración geométrica, que relaciona el área de captación y el área de recepción.

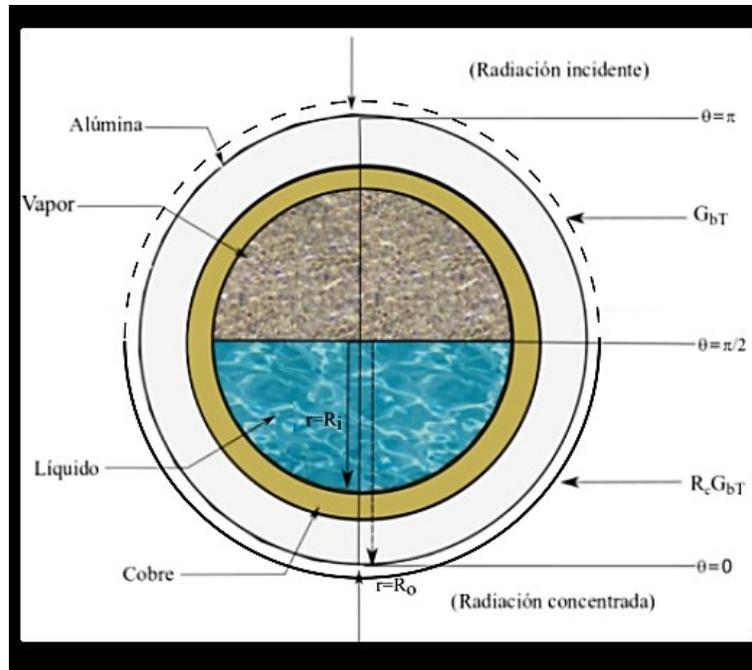


Figura 5-10 Diagrama esquemático desde la sección transversal de receptor de pared compuesta de Cu- Al_2O_3 .

Los parámetros de R_1 y R corresponden al radio interno y externo del receptor, que tiene un valor de 0.0325 m y 0.035 m, respectivamente, presentadas para un receptor comercial Schott. En la pared externa del tubo de alúmina inciden dos diferentes cantidades de radiación solar en la parte superior ubicada entre 0 y $\pi/2$, la radiación incide de manera normal y uniforme, mientras que en la parte inferior ubicada entre $\pi/2$ y π , la radiación solar incidente se concentra en la parte inferior del receptor aumentando 24.8 veces la cantidad de calor que se suministra al receptor, dada por la razón de concentración geométrica.

En la Figura 5-11 se muestra la geometría en 3D extraída desde Comsol, donde se enmarcan las diferentes zonas de flujo: en el precalentamiento (AB) la pared interna está en contacto con el fluido en estado líquido. La evaporación (BC) la pared interna se encuentra en contacto con la mezcla líquido – vapor en diferentes proporciones. El sobrecalentamiento (CD) de la pared interna tiene contacto directo con el fluido en fase vapor.

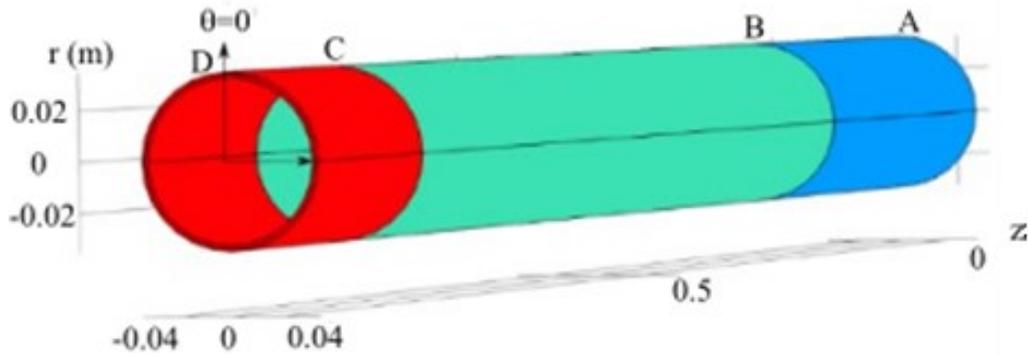


Figura 5-11 Regiones de flujo en la geometría 3D en Comsol Multiphysics.

Dentro de la geometría tridimensional se conserva la consideración empleada en el modelo 2D para la zona exterior, donde la radiación solar directa concentrada corresponde a la mitad inferior del receptor y en la parte superior sólo incide la radiación solar sin concentrar, ésta varía según la posición del receptor de forma adimensional, la distancia en el eje axial contempla un rango entre 0 y 1 considerando la longitud de forma adimensional. En la Figura 5-12 se presenta el comportamiento de la distribución de radiación no uniforme en la dirección axial del receptor para el modelo adimensional, donde se presentan las diferentes regiones de flujo, siendo la zona de evaporación la de mayor incidencia de radiación solar y disminuyendo después de esa zona. Este efecto se presenta debido al modelo propuesto por Torres y col., (1997) que se ajusta a una distribución normal.

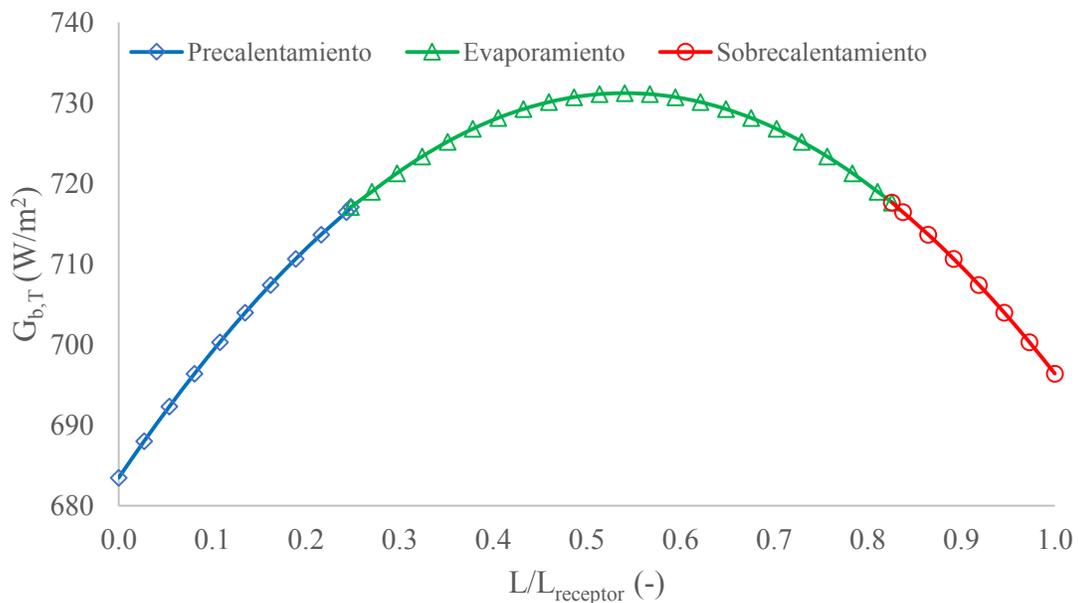


Figura 5-12 Distribución de radiación solar incidente a lo largo del receptor.

La cantidad de líquido y vapor presente durante la evaporación, que se encuentran en contacto con la pared interna del tubo de cobre, se estima mediante el ángulo de elevación del líquido para un patrón de flujo estratificado. En la Figura 5-13 se presenta físicamente la representación del ángulo de elevación del líquido; donde δ es la altura del nivel del líquido, θ_l es el ángulo de elevación del líquido y A_f es el área de la sección transversal del receptor, donde se contiene al líquido.

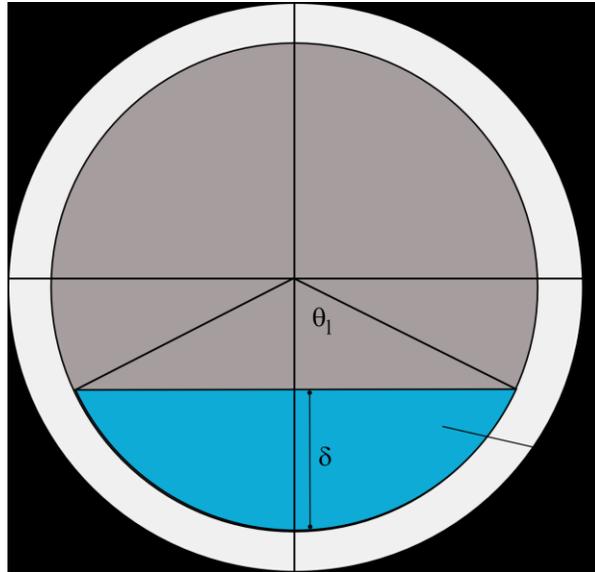


Figura 5-13 Diagrama esquemático del ángulo de elevación en un patrón de flujo estratificado (Valdés, 2017).

Valdés (2017) presenta un modelo que permite estimar el ángulo de elevación del líquido mediante la iteración del ángulo de elevación, en función del área que abarca la fase líquida en la mezcla líquido-vapor en la zona de la evaporación, a través de la siguiente ecuación:

$$A_f = R_1^2 (\theta_l - \text{Sen}\theta_l \text{Cos}\theta_l) \quad (5-15)$$

El área de la sección transversal que ocupa el líquido se estima de la siguiente manera:

$$A_f = \frac{(1-x)v_l r'}{u_l} \quad (5-16)$$

v_l es el volumen específico del líquido en la mezcla líquido-vapor, a lo largo del lazo de concentradores, donde la calidad del vapor cambiar a lo largo de su trayectoria por la zona de evaporación, mientras u_l es la velocidad de la fracción de la mezcla que se encuentra en la fase líquido.

5.2.2 Condiciones iniciales y de frontera

En las condiciones de frontera e iniciales consideradas para el modelo en dos dimensiones, se tiene como condición inicial que el tubo receptor se encuentra a la temperatura media de las condiciones de operación del campo solar.

$$\text{C.I. } T = 567.25 \text{ K @ } t = 0 \quad (5-17)$$

Considerando el diagrama presentado en la Figura 5-9 se establecen las condiciones de frontera. La primera condición de frontera considera la simetría axial aplicable al sistema, donde el cambio de temperatura es isotérmico en el borde.

$$\text{C.F.1 } \theta = 0, \pi; \frac{\partial T}{\partial \theta} = 0 \quad (5-18)$$

La segunda condición de frontera considera la tasa de pérdida de calor entre la pared interna del receptor con el fluido que tiene contacto, empleando la ley de enfriamiento de Newton. La fase vapor que tiene contacto con la parte superior de la pared presenta la siguiente condición de frontera.

$$\text{C.F.2 } r = R_1 \text{ y } \theta \in \left[0, \frac{\pi}{2}\right]; -k \frac{\partial T}{\partial r} = h_g (T_g - T_p) \quad (5-19)$$

En la tercera condición de frontera se presenta la tasa de pérdida de calor entre la parte interna del receptor y la fase líquida, situada en la parte inferior del receptor.

$$\text{C.F.3 } r = R_1 \text{ y } \theta \in \left[\frac{\pi}{2}, \pi\right]; -k \frac{\partial T}{\partial r} = h_l (T_l - T_p) \quad (5-20)$$

La cuarta condición de frontera considera la energía que se suministra al sistema por parte de la radiación solar en la pared exterior del receptor.

$$\text{C.F.4 } r = R; -k \frac{\partial T}{\partial r} = q'' \quad (5-21)$$

El modelo tridimensional contempla las siguientes condiciones de frontera y condición inicial que contempla las direcciones angular, radial y axial. Se utiliza a la temperatura media del receptor como condición inicial, como en el modelo en dos dimensiones.

$$\text{C.I. } T = 567.25 \text{ K @ } t = 0 \quad (5-22)$$

La primera condición de frontera utiliza el suministro de calor en la dirección axial que incide de manera normal sin concentrar en la parte superior del receptor, considerando la distribución de radiación no uniforme.

$$\text{C.F.1 } r = R; \theta \in \left[0, \frac{\pi}{2}\right]; z \in [0, L_v]; -k \frac{\partial T}{\partial r} = G_{bT}(z) \quad (5-23)$$

La segunda condición de frontera considera el suministro de calor proveniente por la incidencia de radiación en la parte inferior del receptor, la cual se encuentra concentrada y tiene una distribución de radiación no uniforme.

$$\text{C.F.2 } r = R; \theta \in \left[\frac{\pi}{2}, \pi\right]; z \in [0, 1]; -k \frac{\partial T}{\partial r} = R_c G_{bT}(z) \quad (5-24)$$

La tercera condición de frontera considera la tasa de pérdida de calor entre la pared interna del receptor en la zona de precalentamiento, donde se tiene contacto la fase líquida.

$$\text{C.F.3 } r = R_1; \theta \in [0, \pi]; z \in [0, L_l]; -k \frac{\partial T}{\partial r} = h_l (T_l - T_p) \quad (5-25)$$

La cuarta condición de frontera considera la tasa de pérdida entre la pared interna y la fase líquida durante la evaporación, donde el nivel de líquido varía en función de la calidad del vapor mediante el ángulo de elevación del líquido.

$$\text{C.F.4 } r = R_1; \theta \in [\theta_l, \pi]; z \in [L_l, L_{2ph}]; -k \frac{\partial T}{\partial r} = h_l (T_l - T_p) \quad (5-26)$$

La quinta condición de frontera considera la tasa de pérdida entre la pared interna del receptor y la fase vapor durante la evaporación.

$$\text{C.F.5 } r = R_1; \theta \in [0, \theta_l]; z \in [L_l, L_{2ph}]; -k \frac{\partial T}{\partial r} = h_v (T_v - T_p) \quad (5-27)$$

La sexta condición de frontera considera la tasa de pérdidas entre la pared interna del receptor y la fase vapor, producida en la zona de sobrecalentamiento.

$$\text{C.F.6 } r = R_1; \theta \in [0, \pi]; z \in [L_{2ph}, L_v]; -k \frac{\partial T}{\partial r} = h_v (T_v - T_p) \quad (5-28)$$

5.2.3 Análisis de malla realizado a los resultados

El análisis de malla se realiza para comparar las soluciones obtenidas en el programa de cómputo al usar diferentes tamaños de malla que cubre a la geometría del sistema, para la

implementación del método de diferencias finitas variando desde la malla más fina a la más gruesa. La variación entre soluciones debe ser menor al 12% o no tener variaciones, para que la simulación sea numéricamente correcta. Así mismo, se puede reducir el tiempo de cómputo al obtener una solución similar o igual al seleccionar diferentes tamaños de malla.

En el caso bidimensional su simulación en Comsol Multiphysics el tiempo de cómputo no tiene una variación tan grande entre tamaños de malla, entre soluciones se tiene una variación menor al 3% entre la solución con la malla más gruesa y la más delgada.

El caso en tres dimensiones la simulación computacional aumenta el tiempo de cómputo considerablemente de 13 horas hasta 36 horas entre la malla normal y muy fina, la variación entre simulaciones se comportó con variaciones menores al 3% y en las mallas más finas no se tiene variaciones entre las soluciones obtenidas, obteniendo una independencia de malla para las distintas soluciones computacionales.

5.3 Obtención del perfil de temperaturas en la pared del receptor

La forma de obtener el perfil de temperaturas en el receptor se realiza mediante la simulación computacional en Comsol Multiphysics del modelo bidimensional y tridimensional, utilizando las geometrías presentadas en las Figuras 5-11 y 5-13, respectivamente, y empleando las condiciones de frontera planteadas en la sección 5.2.2 en los módulos de física. En el caso en dos dimensiones se utiliza el módulo de transferencia de calor en sólidos y los submódulos de flujo de calor entrante en la pared exterior del receptor, usada por la incidencia de radiación solar, flujo de calor convectivo por convección forzada en la pared interna del receptor compuesto, que se encuentra en contacto con diferentes fases del fluido de trabajo, y capa fina que relaciona los materiales en la interfase para suavizar la continuidad.

El modelo en tres dimensiones se utiliza el módulo de transferencia de calor en sólidos, usando los submódulos de flujo de calor para las paredes externas que tienen contacto con la radiación solar, que es función de la posición en la dirección axial, el submódulo de varilla delgada que utiliza la relación de materiales en la interfase que suaviza la continuidad y el submódulo de flujo de calor convectivo por convección forzada interna en la pared interna del receptor, en la zona de precalentamiento y sobrecalentamiento se encuentra en contacto con la fase líquida y vapor, respectivamente, la condición de frontera en la pared interna

durante la evaporación varía según el nivel de líquido y vapor que se encuentra en contacto con la pared del receptor, mediante el ángulo de elevación del líquido (θ_l) se estima la sección del receptor que tiene contacto con la fase líquida, que es función de la posición y la calidad de vapor (x), mediante la siguiente ecuación.

$$\theta_l = -180x + 90 \quad (5-29)$$

5.4 Determinar a la mejor configuración de materiales en la pared compuesta

Para establecer la mejor combinación de materiales se requiere analizar las soluciones obtenidas en la simulación computacional para el modelo en dos dimensiones y tres dimensiones mediante un barrido paramétrico de las proporciones del receptor. En el modelo en dos dimensiones se examinan dos casos específicos: el primero cuando se tiene una proporción de 50% líquido - 50% ($x=0.5$) vapor, tomado como un punto de referencia dado que se tiene la misma proporción de cada fase en contacto con la pared del receptor, permitiendo observar los efectos generados en el espesor del receptor al tener en contacto cada fase con la pared interna del receptor, el segundo con una proporción 25% líquido – 75% ($x=0.75$) vapor donde se aumenta la presencia del vapor generando un aumento de la temperatura circunferencia siendo un punto buen punto de referencia para realizar la comparación de la máxima diferencia de temperaturas que se produce en el receptor compuesto.

Para la mezcla cobre-alúmina, el estudio dinámico alcanza su punto de estabilización en el intervalo de tiempo de 12 a 18 minutos, con una solución donde la diferencia de temperaturas entre cada tiempo de simulación presenta una variación menor a 0.0031 K. En la Tabla 5-2 se presentan las diferencias de temperatura circunferencial obtenidos para cada combinación de materiales en la pared del receptor para los casos mencionados. Se observa un aumento de la diferencia de temperaturas circunferencias cuando se tiene una mayor proporción de alúmina en la pared del receptor compuesto disminuye en mayor porcentaje cuando se tiene un mayor proporción de cobre, en el caso cuando el líquido y el vapor tiene las mismas proporciones se puede alcanzar una reducción de hasta 59.2% de la diferencia de temperaturas circunferenciales; pasa de 4.71 a 1.92°C se observa un cambio más notable cuando se aumenta la proporción de vapor presenta una reducción de la diferencia de temperaturas circunferencial del 69.6% que pasa de 19.28 a 5.87°C. Se observa que en la

zona más cercanas a la salida de la zona de evaporación aumenta esté diferencia de temperaturas.

Tabla 5-2 Diferencias de temperatura en el tubo receptor a diferentes porciones de alúmina en la pared compuesta.

Alúmina %	$\Delta T_{\text{máx}}$ a X=0.5		$\Delta T_{\text{máx}}$ a X=0.75	
	K	% reducción	K	% reducción
95	4.71	0.0%	19.28	0.0%
85	4.35	7.6%	14.66	24.0%
75	4.02	14.6%	12.26	36.4%
65	3.70	21.4%	10.69	44.6%
55	3.39	28.0%	9.49	50.8%
45	3.09	34.4%	8.55	55.7%
35	2.79	40.8%	7.75	59.8%
25	2.49	47.1%	7.07	63.3%
15	2.20	53.3%	6.44	66.6%
5	1.92	59.2%	5.87	69.6%

Para el modelo en tres dimensiones se obtiene el perfil de temperaturas a lo largo del receptor, considerando la distribución de radiación no uniforme en la dirección axial y los cambios en la calidad dentro de la zona de evaporación que cambian la proporción de líquido y vapor que tiene contacto con la pared interna del receptor, considerando el intervalo de proporciones del receptor de 60 a 10% de alúmina, donde se observan las mejores reducciones del diferencia de temperaturas circunferencial, conforme a lo presentado en la Tabla 5-2, y realizar una comparación entre los diferentes receptores analizando su comportamiento en la dirección axial.

La Figura 5-14 muestra las diferencias de temperatura circunferencial en la pared del tubo receptor a diferentes tiempos de solución, de la evaluación numérica del receptor compuesto de 50% cobre – 50% alúmina; la diferencia de temperaturas en la pared del receptor se obtuvo considerando los puntos de mayor y menor temperatura situados en la posición angular a $\theta=90^\circ$ y 270° en la pared externa del receptor en $r=0.035\text{m}$, respectivamente, que corresponden a la superficie inferior, donde incide la irradiancia solar concentrada, y menor temperatura corresponde a la superficie superior, donde sólo incide irradiancia solar directa.

La comparación de las diferencias de temperatura en la pared del receptor a diferentes tiempos permite estimar el tiempo que tarda en alcanzar es estado estacionario, para este caso de estudio se alcanza a los 15 minutos al tener variaciones en el ΔT menores a 0.001°C entre soluciones. Las diferencias de temperatura entre la superficie superior e inferior, en el intervalo de 333.61 a 514.35 m, durante la transición de líquido saturado a vapor húmedo con una calidad del 50%, disminuye 2.4°C la diferencia de temperatura hasta alcanzar el estado estacionario.

En el intervalo de 514.35 a 734.01 m el vapor húmedo pasa de una calidad de 50% a 90%, se produce un incremento de 18.3°C en la diferencia de temperaturas entre la parte superior e inferior del tubo receptor, a su vez genera una diferencia de temperaturas entre la pared interna y externa del receptor de 8.06°C en la parte superior y 9.45°C en la superficie superior, producido por el incremento de la fase vapor al interior del tubo que disminuye el coeficiente de transferencia convectivo, coincidiendo la mayor diferencia de temperaturas con la región de inestabilidad de flujo. La región de inestabilidad se produce por el incremento abrupto de la fase vapor para posteriormente pasar de vapor húmedo a vapor saturado seco provocando un incremento del volumen específico en el vapor, produciendo un incremento de presión en el fluido, velocidad de la fase vapor y temperatura en la pared del receptor.

Durante la transición de vapor húmedo ($x=0.9$) a vapor saturado seco se genera una disminución de 21.39°C en la diferencia de temperatura entre la parte superior e inferior producido por la aparición de un patrón de flujo de secado propiciado por la disminución abrupta de líquido en el vapor, en la calidad de vapor de 90% la curva de equilibrio líquido – vapor de Wilson corresponde a una composición de vapor cercano al de saturación produciendo una disminución del coeficiente convectivo con valores prácticamente uniformes para la parte superior e inferior en el interior del receptor reduciendo la diferencia de temperaturas en la pared del receptor.

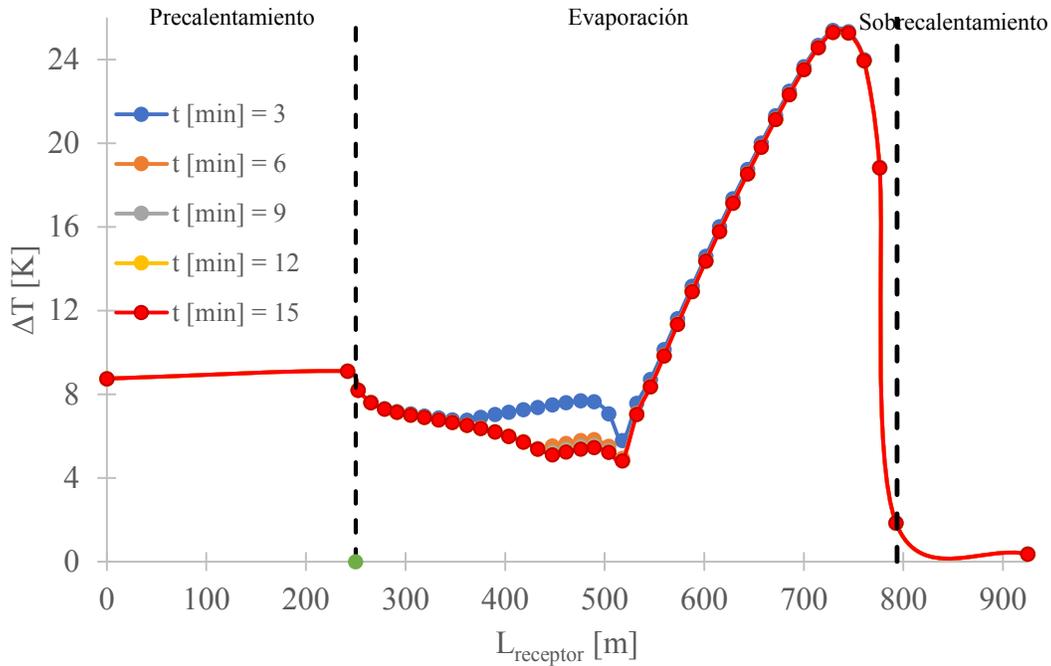


Figura 5-14 Soluciones del receptor de pared compuesta en estado transitorio alcanzando el estado estable.

En la Figura 5-15 se presentan los resultados de las diferencias de temperatura para las diferentes configuraciones de tubos receptores de pared compuesta, durante el estado estable, considerado los puntos de mayor y menor temperatura situados en las posiciones angulares $\theta = 90^\circ$ y 270° , en la pared externa del receptor en $r = 0.035\text{m}$, respectivamente, que corresponden a la superficie inferior, donde incide la irradiancia solar concentrada, y menor temperatura corresponde a la superficie superior, donde sólo incide irradiancia solar directa. Se muestra el comportamiento del receptor en las diferentes zonas de flujo: en la zona de precalentamiento en el intervalo de 0 a 250 m, puede disminuir 2°C la diferencia de temperaturas circunferencial al incrementar hasta 90% la proporción de alúmina en el receptor. En la zona de evaporación dentro del intervalo de 250 a 514.35 m, se produce una reducción de 3.12°C en la diferencia de temperaturas en la pared del receptor entre la superficie superior e inferior, cuando se alcanza una calidad de vapor del 50%, producida. La pared del receptor presenta una disminución en la diferencia de temperaturas de 0.5°C , al incrementa al 90% la proporción de Alúmina en la pared, debido al incremento de la conductividad térmica. En el intervalo de 514.35 a 734.01m se produce un incremento en la diferencia de temperaturas entre la pared superior e inferior del receptor al incrementar de 40% a 90% la proporción de cobre en la pared del receptor un 43.3% , que comprende de

27.86 a 19.33 °C. En la transición de vapor húmedo con una calidad de vapor del 90% a vapor saturado seco en el intervalo de 734.01 a 793.61m, se disminuye de la diferencia de temperatura

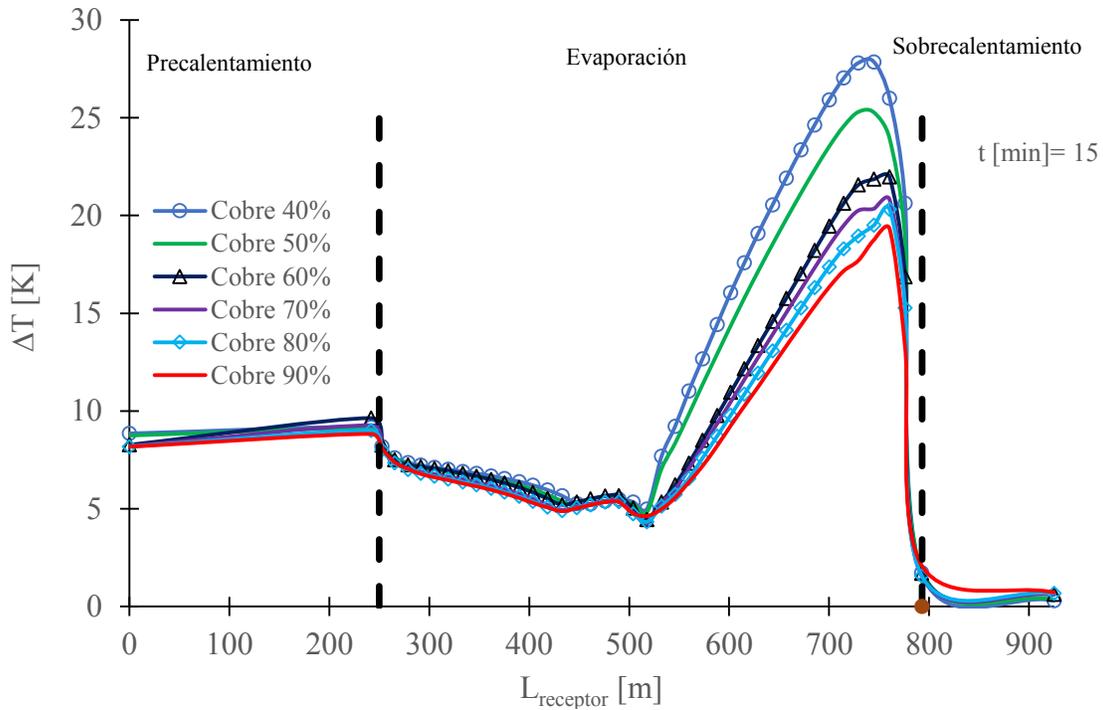


Figura 5-15 Perfil de temperaturas en la dirección axial a diferentes proporciones de pared de cobre en el receptor compuesto.

La composición del receptor compuesto genera una alteración en la zona de evaporación donde se presentan ligeros cambios en la caída de presión y de la longitud que abarca la zona de evaporación, debido a que las condiciones de operación cambian ligeramente; en la figura 5-16 se presentan las variaciones obtenidas en la caída de presión y la longitud durante la evaporación, donde la proporción 50% cobre – 50% alúmina es el punto de referencia tomado para el dimensionamiento del campo solar, una reducción de la zona de evaporación y de la caída de presión, cuando se tiene una mayor proporción de cobre en la pared del receptor alcanzando 3.14 m antes las condiciones de saturación de vapor e incrementando 3.3% la caída de presión, respecto al punto de referencia, un incremento 3.65 m para alcanzar las condiciones de saturación y reduce 3.3% la caída de presión, cuando se reduce la proporción de cobre en la pared del receptor.

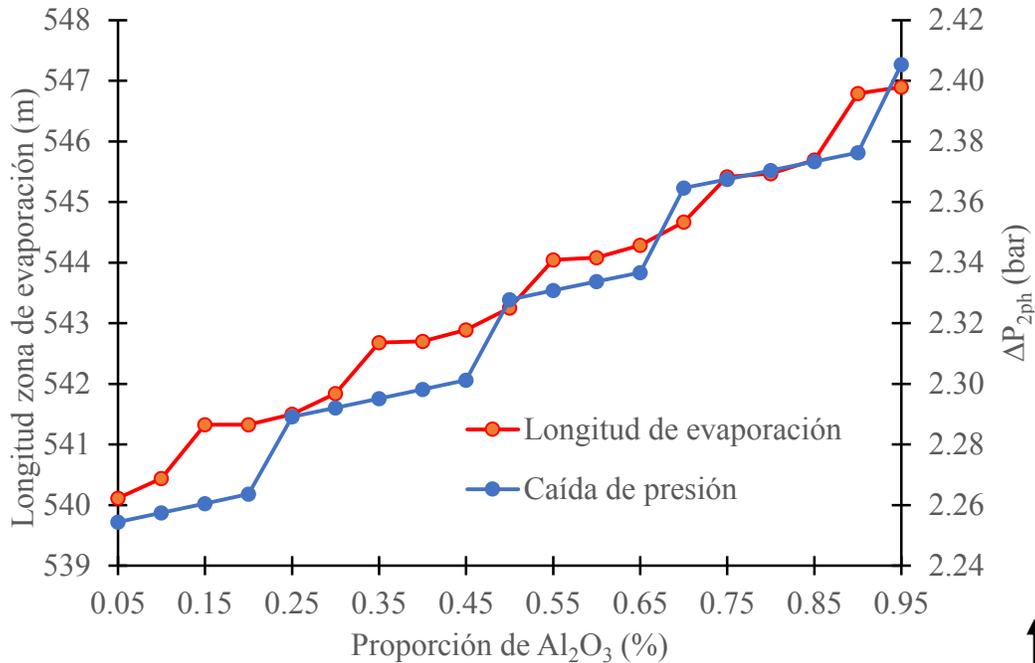


Figura 5-16 Variación de la zona de evaporación y de caída de presión para diferentes porcentajes de Al₂O₃.

La Figura 5-17 muestra el perfil de temperatura del fluido en su trayectoria por el lazo de concentradores, para las diferentes combinaciones de materiales en la pared del receptor. En la región de precalentamiento en el intervalo de 0 a 250 m, se produce una variación de +/- 0.5°C en la temperatura del fluido a 200 m de la entrada del lazo. En el intervalo de 200 a 250 m la variación de la temperatura por efecto de los materiales en la pared es de +/-0.06°C; en la región de evaporación se presentan variaciones de temperatura en el fluido de +/- 0.13°C; la zona de sobrecalentamiento en el intervalo de 793 a 925m, se presenta una disminución de 3.03°C para receptores con una proporción de 90% alúmina y, un aumento de 2.87° para un receptor con una proporción de 90% cobre. La variación en la temperatura del fluido en la región de sobrecalentamiento es producto del desplazamiento de la zona de evaporación, incrementando 3.65 m cuando se tiene una proporción de 90% alúmina y disminuyendo 3.14 m con una proporción de 90% cobre, producido por la variación del coeficiente de transferencia de calor de los materiales del receptor que incrementa a una mayor proporción de cobre en la pared del receptor.

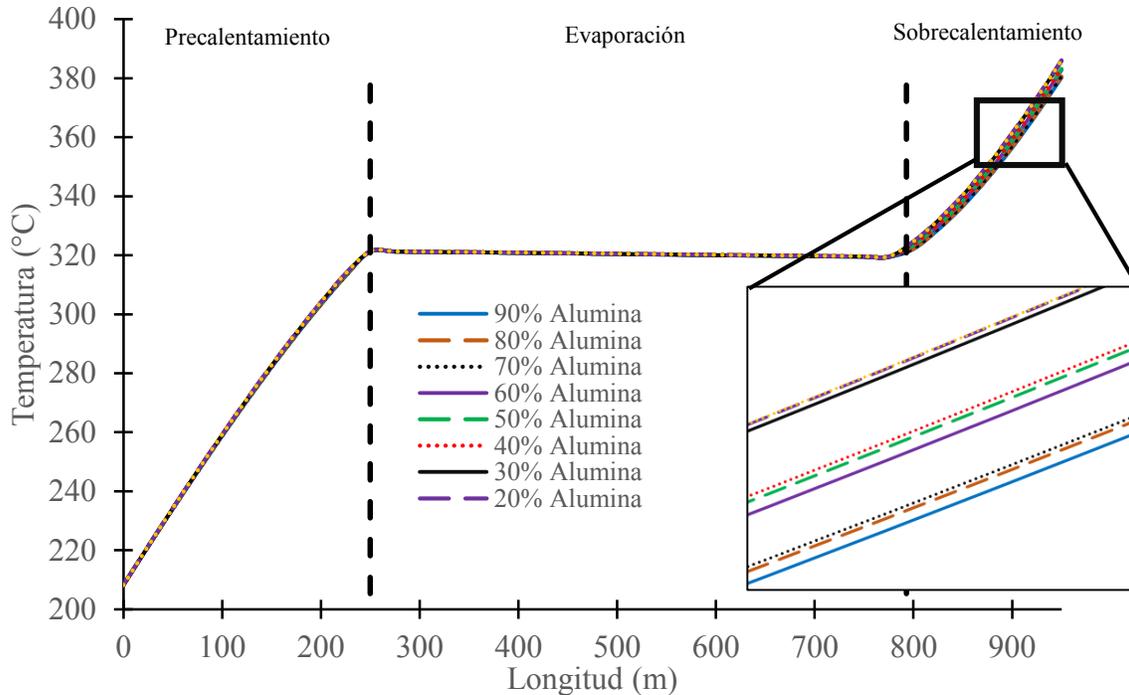


Figura 5-17 Perfil de temperatura del fluido en el receptor a diferentes proporciones de alúmina-cobre.

En la Figura 5-18 se presenta el comportamiento de la presión del fluido de trabajo en su trayectoria en el receptor en las diferentes regiones de flujo, evaluada para diferentes configuraciones de materiales en la pared del receptor compuesto. Durante el precalentamiento en el intervalo de 0 a 250 m, se produce un incremento de presión de 0.06 bar para el tubo con 10% de alúmina en la pared y disminuye 0.1 bar al incrementar a 90% de alúmina en la pared del receptor. En la zona de evaporación en el intervalo de 250 a 793 m, se produce una disminución de 0.21 bar con 90% de alúmina en la pared. Por otro lado, se incrementa 0.11 bar al disminuir a 10% la pared de alúmina. En el intervalo de 734.1 a 800 m, correspondiente a un intervalo de la calidad de vapor de 0.9 a 1, se produce un incremento de presión asociado al aumento del volumen específico de la fase vapor en la mezcla, así como la aparición de un patrón de flujo dryout que propicia la disminución abrupta del líquido. Este comportamiento se observa como una pendiente negativa en la caída de presión en una gráfica caída de presión contra la masa velocidad, e incrementándose posteriormente a este intervalo, lo que muestra la presencia e intensidad de la inestabilidad de flujo. Por último, durante el sobrecalentamiento ocurre una disminución de 0.6 bar, en la condición de salida requerida en el bloque de potencia, cuando se tiene una mayor proporción de alúmina en la pared del receptor, el aumento de la presión es de 0.52 bar cuando se tiene

una proporción de 90% cobre, debido a la conductividad térmica de los materiales en la pared del receptor por el desplazamiento de las regiones de evaporación y sobrecalentamiento.

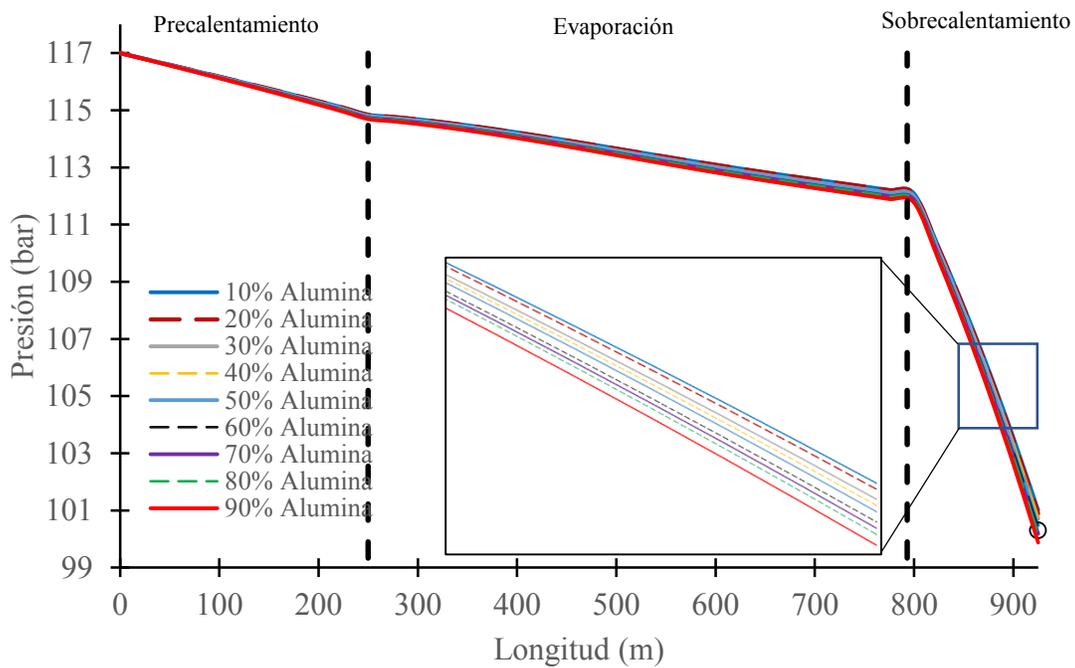


Figura 5-18 Presión del fluido de trabajo en su trayectoria en el receptor a diferentes configuraciones de materiales en la pared.

En la Figura 5-19 se presentan resultados comparativos con las diferentes proporciones de materiales en el tubo receptor en el incremento de presión del fluido, asociado a la presencia e intensidad de la inestabilidad de flujo, presente en el intervalo de 780 a 800 m que coincide con la transición de líquido – vapor a vapor saturado seco, correspondiente a una calidad de vapor entre 0.97 y 1. Durante el intervalo antes mencionado se produce un cambio abrupto del volumen específico, donde el volumen del receptor al ser rígido se genera la deformación del receptor produciendo la flexión del tubo e incrementando la presión del fluido. La presión del fluido disminuye la presión 0.8 bar con una proporción de 90% de cobre en la pared del tubo e incrementa 0.6 bar al disminuir a 10% de cobre en la pared.

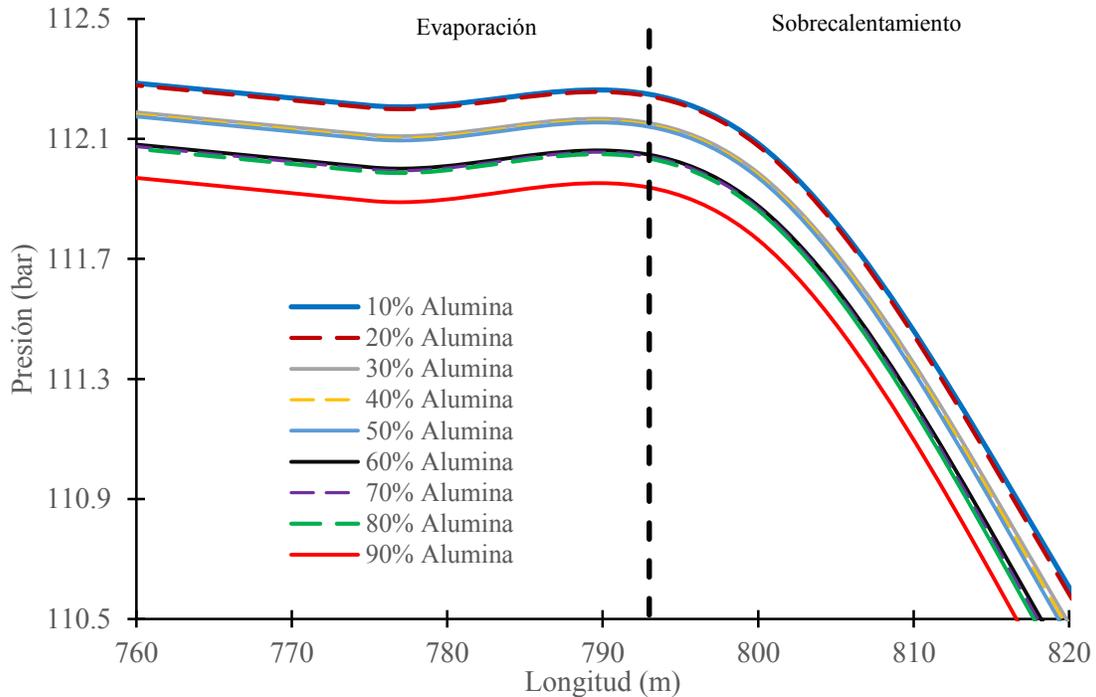


Figura 5-19 Presión del fluido de trabajo en la zona de inestabilidad de flujo.

El incremento en la presión del fluido se presenta como una disminución de la pendiente formada por la caída de presión en una gráfica de caída de presión contra masa velocidad. Esta gráfica se caracteriza por tener en forma de “N” y se utiliza para realizar un análisis de estabilidad al obtener la pendiente de la tangente de la curva para establecer la presencia e intensidad de la inestabilidad de flujo. En la Figura 5-20 se muestran las inestabilidades de flujo generadas con diferentes configuraciones de cobre en la pared del receptor durante el intervalo de 770 a 800 m, durante la transición de vapor húmedo a vapor saturado seco; en el intervalo mencionado disminuye la caída de presión presente como una pendiente negativa de ΔP en una gráfica caída de presión contra masa velocidad, causado por el incremento de la presión del fluido provocado por el aumento abrupto del volumen específico, posteriormente se genera una pendiente positiva por el cambio a vapor saturado seco.

La variación entre las pendientes permite estimar la intensidad de la inestabilidad mediante el coeficiente de inestabilidad ($R_{\Delta P}$) de flujo, también conocida como velocidad de evaporación del líquido, la proporción de materiales produce una disminución de 0.0635 m/s disminuyendo 4.18% la intensidad de la inestabilidad al incrementar a 90% la composición de Alúmina en la pared del receptor e incrementa 0.034 m/s incrementando 2.2% la

inestabilidad al disminuir a 10% la proporción de Alúmina en la pared del receptor. En la Tablas 5-3 se muestran los valores del coeficiente de inestabilidad a diferentes composiciones de alúmina en la pared del receptor.

Tabla 5-3 Coeficiente de inestabilidad de flujo para diferentes configuraciones de materiales en el receptor.

% Alúmina	$R_{\Delta P}$ (m/s)
10	1.5537
20	1.5535
30	1.5220
40	1.5218
50	1.5200
60	1.4898
70	1.4882
80	1.4845
90	1.4564

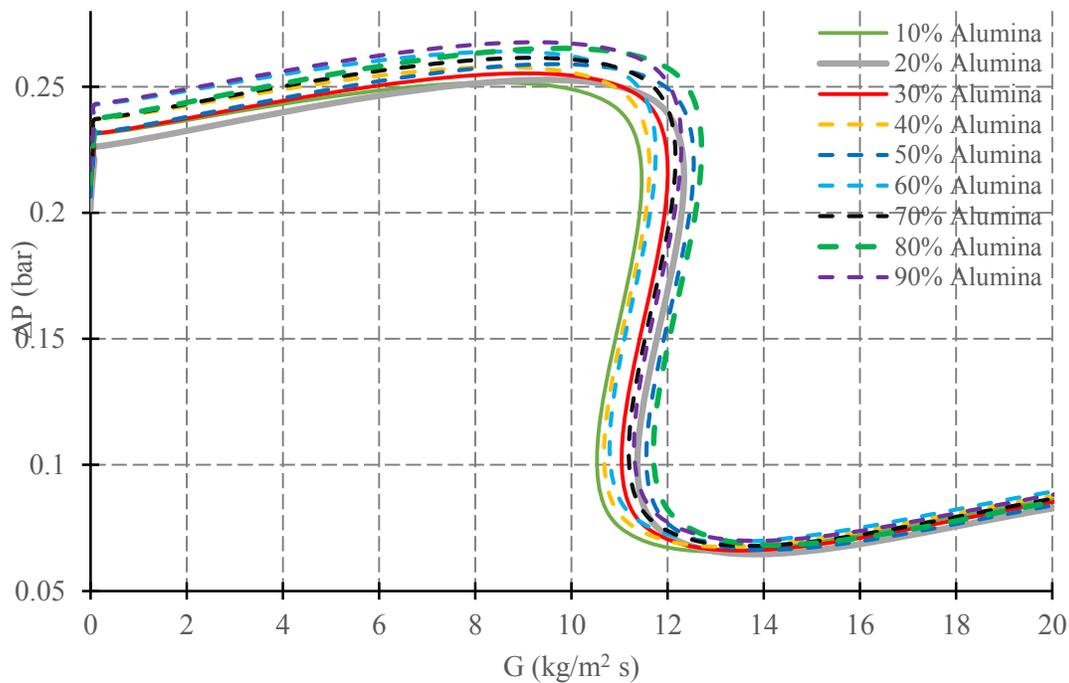


Figura 5-20 Inestabilidad de flujo para diferentes configuraciones de materiales en la pared del receptor.

5.5 Validación de las condiciones de entrada al ciclo de potencia provenientes del campo solar

Para validar las condiciones de salida del campo solar, se analiza el balance de energía para el receptor de pared compuesta empleado en el campo solar, considerando como entrada la

energía obtenida a través de la radiación solar, mientras como salidas se tienen la energía absorbida por el fluido de trabajo, así como la energía perdida por el receptor y la almacenada en los materiales.

$$\dot{Q}_{\text{rec}} = \dot{Q}_{\text{abs}} - \dot{Q}_{\text{per}} - \dot{Q}_{\text{alm}} \quad (5-30)$$

La potencia que se suministra en el receptor es proveniente de la cantidad de irradiancia que incide en el receptor, considerando la aportación de la radiación solar concentrada y no concentrada, de la siguiente manera.

$$\dot{Q}_{\text{rec}} = \left(G_{bh} \cdot \frac{A_c}{2} \right) + \left(G_{bh} \cdot \frac{A_c}{2} \cdot Rc \right) = 1,963.86 \text{ kW} \quad (5-31)$$

Las pérdidas generadas por el receptor se calculan de la siguiente manera.

$$\dot{Q}_{\text{per}} = 4\Delta T = 224.25 \text{ kW} \quad (5-32)$$

Para la energía almacenada en el receptor se genera una aportación proporcional a la relación de materiales en el receptor, en este caso particular se toma el receptor de 50% cobre – 50 alúmina usado para el dimensionamiento del campo solar.

$$\dot{Q}_{\text{alm}} = \dot{Q}_{\text{alm,Cu}} + \dot{Q}_{\text{alm,Al}_2\text{O}_3}$$

$$\dot{Q}_{\text{alm}} = \left[\rho_{Cu} \cdot (A_o - A_i) \cdot L \cdot cp_{Cu} + \left(\rho_{Al_2O_3} \cdot (A_o - A_i) \cdot L \right) \cdot cp_{Al_2O_3} \right] \left(\frac{\Delta T_{\text{máx,rec}}}{\Delta t} \right) \quad (5-33)$$

$$\dot{Q}_{\text{alm}} = 6.29 \text{ kW}$$

La energía absorbida por el fluido de trabajo para alcanzar las condiciones de salida requeridas en el bloque de potencia se estima de la siguiente manera

$$\dot{Q}_{\text{rec}} = \dot{m} (h_{\text{out}} - h_{\text{in}}) = 1,552.44 \text{ kW} \quad (5-34)$$

De acuerdo con los valores obtenidos de manera individual se tiene que el balance de energía se cumple para ambos términos de la ecuación. El coeficiente de evaporación se obtiene basado en el balance de momento y aplicando la ecuación de continuidad (Mogel y col., 2001), y se puede definir de la siguiente manera.

$$E_r = -\frac{dh}{dt} \quad (5-35)$$

La ecuación de continuidad se aplica de la siguiente forma, en el balance de energía.

$$\dot{m} = \frac{d}{dt} \int \rho_w \bar{v} dV + \int \rho_w \bar{v} dS \quad (5-36)$$

La tasa de cambio de almacenamiento dentro del sistema dada por la derivada temporal del volumen se puede reescribir de la siguiente manera.

$$\dot{m} = \frac{d}{dt} \int \rho_w \bar{v} dV + \int \rho_w \bar{v} dS \quad (5-37)$$

La ecuación de continuidad considerando ambas fases del fluido (líquido-vapor) permite definir la tasa de evaporación mediante la siguiente expresión.

$$E = \frac{\int q_v \rho_a \bar{v} dS}{\rho_w A} \quad (5-38)$$

La cantidad de energía del sistema (U), considera las aportaciones generadas por la energía interna, cinética y potencia.

$$U = E_u + \frac{1}{2} mv^2 + gmz \quad (5-39)$$

Aplicando la primera ley de la termodinámica, que indica la tasa neta de transferencia de calor en forma de energía hacia el fluido es igual a la diferencia entre la tasa a la cual se transfiere calor al fluido de trabajo desde fuentes externas y la tasa de trabajo del fluido al medio.

$$\frac{dU}{dt} = \frac{dH}{dt} - \frac{dW}{dt} \quad (5-40)$$

La tasa a la cual se transfiere calor al fluido de trabajo desde fuentes externas se puede representar de la siguiente forma.

$$\frac{dH}{dt} = \int_V e_u \rho_w dV; \quad e_u = \frac{E_u}{m} \quad (5-41)$$

La integral de volumen considera un área unitaria con longitud (L), la fuente de energía es aportada por el flujo neto de irradiancia (R_N).

$$\frac{dH}{dt} = R_N \quad (5-42)$$

Suponiendo que al inicio del proceso de evaporación no hay cambios en la temperatura, reduciendo el cambio en la energía interna, reescribiéndose de la siguiente manera,

$$i = \dots \quad (5-43)$$

El coeficiente de evaporación se puede expresar conforme a la siguiente expresión.

$$E_r = \frac{R_N \cdot L}{C_L \cdot \rho_w} \quad (5-44)$$

El término de radiación neta tomando los términos de onda corta (S_N) y larga (L_N) se expresa.

$$R_N = S_N + L_N \quad (5-45)$$

La radiación de onda corta considera la irradiancia incidente en el receptor, donde a_s toma un valor de 0.25 y b_s de 0.5 Del Carmen (2001).

$$S_N = \left(a_s + b_s \frac{n}{N} \right) \cdot G_{bh} \cdot Rc = 55.68 \frac{kW}{m^2} \quad (5-46)$$

La radiación de onda larga se estima mediante la siguiente ecuación.

$$L_N = \varepsilon \sigma T^4 = 5.279 \frac{kW}{m^2} \quad (5-47)$$

El término de radiación neta toma el siguiente valor.

$$R_N = 57.924 \frac{kW}{m^2} \quad (5-48)$$

Sustituyendo los valores en el coeficiente de evaporación se obtiene el siguiente valor.

$$E_r = \frac{\left(57.924 \frac{kW}{m^2} \right) \cdot 925 \text{ m}}{(1317.61 \cdot 688.02) \frac{kJ}{m^2}} = 6.44 \times 10^{-2} \frac{m^2}{s} \quad (5-49)$$

Para obtener el tiempo requerido para cambiar de líquido comprimido a vapor saturado se conoce la relación entre el área de captación del lazo de concentradores y el coeficiente de evaporación.

$$t_{evap} = \frac{A_c}{E_r} = 3157.37 \text{ s} \quad (5-50)$$

Para comprobar que se cumpla el tiempo de evaporación dentro del sistema, se compara este valor respecto al tiempo de residencia dentro del lazo de concentradores para que se produzca la evaporación dentro del tiempo que el fluido permanece en el lazo de concentradores. Se estima el flujo volumétrico en la entrada del campo solar, 208.8 °C y 117 bares, mediante la siguiente expresión.

$$V = \rho_w \cdot 0.08487 \frac{m^3}{s} \quad (5-51)$$

El volumen que tiene el tubo receptor a lo largo del lazo de concentradores.

$$V_{tubo} = \pi \cdot r_i^2 \cdot L = 3.069 \text{ m}^3 \quad (5-52)$$

El tiempo de residencia se puede expresar de la siguiente manera.

$$t_{resid} = \frac{V_{tubo}}{V} \approx 616.64 \text{ s} \quad (5-53)$$

De acuerdo con los valores obtenidos para el tiempo de residencia y evaporación, se tiene que el sistema de concentración elegido logra alcanzar las condiciones de vapor saturado dentro del tiempo que tarda en salir el fluido de trabajo del lazo de concentradores.

5.6 Análisis de resultados

5.6.1 Efectos de la implementación de materiales cerámicos en la distribución de temperaturas en el receptor

La utilización de materiales cerámicos en receptores de pared compuesta para GDV, presenta efectos significativos en la disminución de la diferencia de temperaturas circunferenciales logrando reducirlo hasta un 43.3% cuando se aumenta la proporción de cobre en la pared del receptor. Los efectos de implementar una mayor pared de cobre que disipe el calor se presentan en la Figura 5-15, donde se tiene el comportamiento de la pared del receptor en la dirección axial para diferentes proporciones de cobre-alúmina notando el cambio más significativo en el intervalo de 510 a 793.61 m correspondiente a la salida de la zona de evaporación, encontrando el punto máximo de la diferencia circunferencial de temperaturas dentro de la zona de inestabilidad de flujo presente en el intervalo de 750 a 793.61 m.

Las mejores configuraciones de materiales en la pared compuesta del receptor se encuentran en el intervalo de 40 a 5% en la pared de alúmina, cuando se tienen mayores proporciones de cobre en la pared del receptor, utilizar altos porcentajes de cobre pueden generar el reblandecimiento del material a largo plazo por superar los límites de temperatura (300 °C) constantemente, aumentando la probabilidad de producirse la deformación del receptor por el ablandamiento del material.

En la Figura 5-21 se presentan la variación porcentual de la diferencia de temperaturas generado en el intervalo 517.73 a 776.1 en la región, donde se encuentran los valores máximos, para las diferentes combinaciones de materiales en la pared del receptor. Se observa que la variación porcentual de la diferencia de temperatura aumenta al pasar a una pared con una proporción de 60% cobre, donde la diferencia varía entre 3 y 10 % entre cada solución con una proporción de cobre superior al 60% en la pared del receptor.

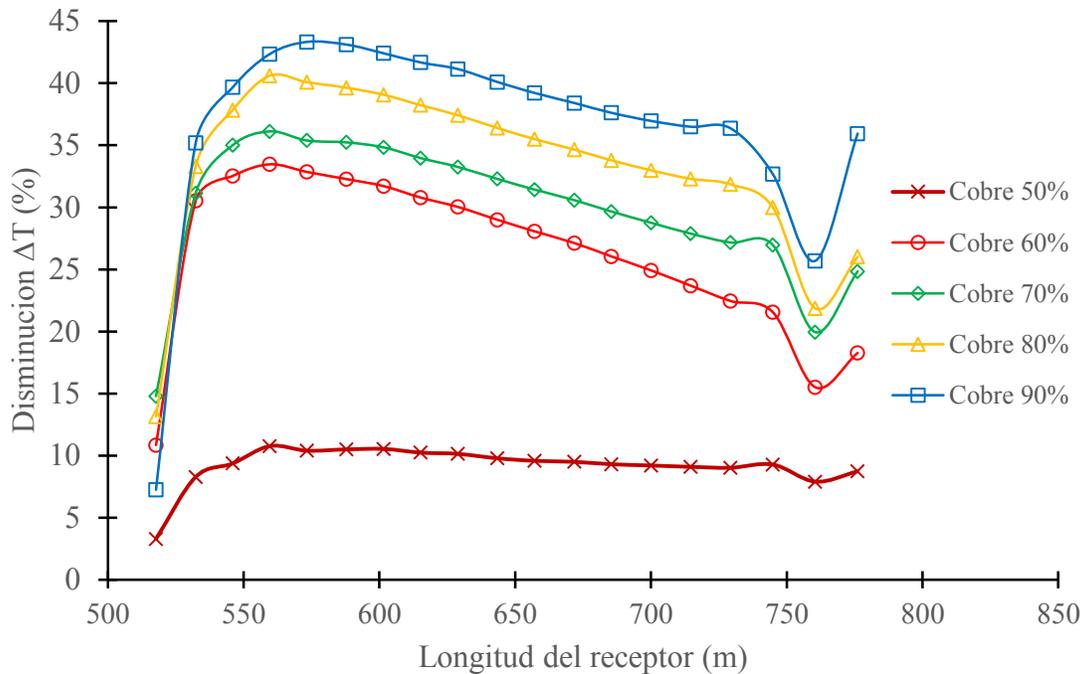


Figura 5-21 Disminución porcentual de la diferencia de temperaturas circunferencial.

5.6.2 Efectos de la implementación de materiales cerámicos en la distribución de temperaturas en el receptor en la región del flujo líquido-vapor

Los efectos asociados a la implementación de los materiales cerámicos en la zona de evaporación se analizan mediante el perfil de temperaturas circunferencial obtenido para el modelo en dos y tres dimensiones, cuando se alcanza la estabilidad. En el caso en dos dimensiones se analizan los dos escenarios de flujo para una proporción 50% líquido – 50% vapor y 25% líquido – 75% vapor.

En la Figura 5-22 se muestra el perfil de temperaturas del receptor para una composición de 35% Cobre – 65% Alúmina durante el estado estable a los 15 minutos, de la evaluación numérica del modelo 2D, realizando un cambio de coordenadas cilíndricas a rectangulares

($x=r\text{Sen}\theta$, $y=r\text{Cos}\theta$) para una calidad de vapor del 50%. Se tiene la mayor temperatura (601.54 K) en la parte inferior del receptor, donde incide la irradiancia solar directa concentrada en una posición angular de $\theta=270^\circ$ y la menor temperatura (595.4 K) en la pared en la parte superior del receptor en una posición angular $\theta=90^\circ$, donde incide irradiancia solar directa, ambas en la pared externa del receptor en $r=0.035$. La temperatura en la pared del receptor disminuye 1.77 °C en la pared interna de la parte inferior del receptor, al estar en contacto con la fase líquida en la pared interna del receptor, mientras la parte superior incrementa la temperatura 0.39 °C en la pared interna del receptor, producido por la reducción del coeficiente convectivo de calor.

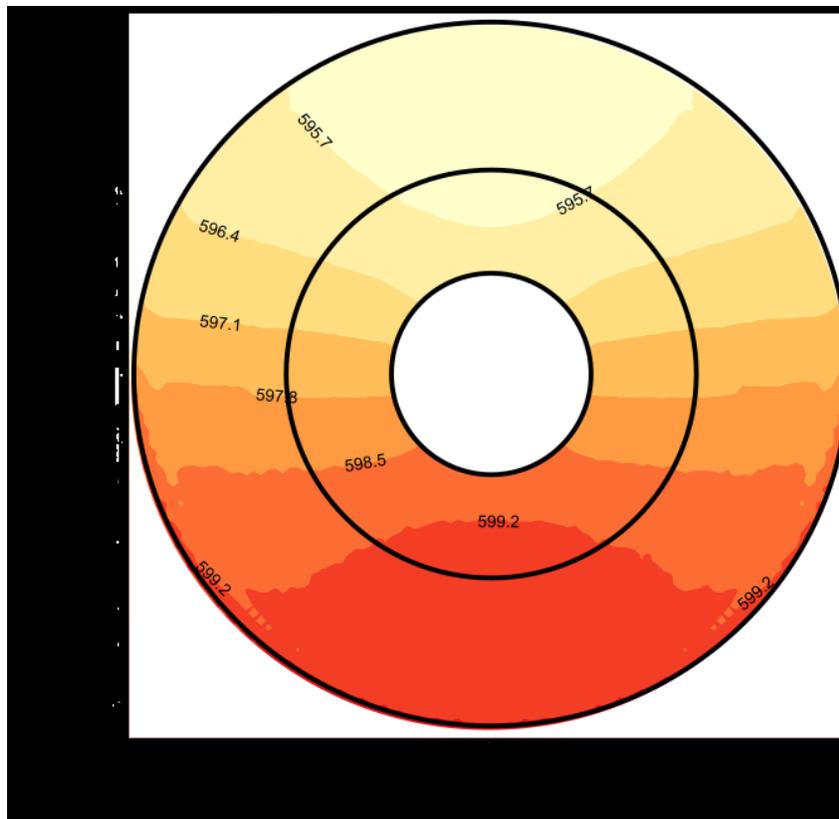


Figura 5-22. Simulación del receptor 35% Cobre-65% Al_2O_3 a $t=15$ min para $x=50\%$.

En la Figura 5-23 se muestran el perfil de temperatura manteniendo fijo el radio del receptor y variando la posición angular, la pared interna del receptor que se encuentra en contacto con el fluido de trabajo en $r=0.01$ m, se tiene una diferencia de temperaturas de 3.98 °C entre la parte inferior y superior en $\theta=90^\circ$ y 270° ; en la interfase entre materiales en $r=0.016$ m, se tiene una diferencia de temperaturas de 4.52 °C y la pared externa, donde incide la irradiancia

solar directa concentrada en $r=0.035$, se tiene una diferencia de temperaturas de 6.14°C . En la pared superior situada en el intervalo de $\theta=0$ a 180° , en el intervalo de 12° a 168° la temperatura de la pared interna es mayor a la externa hasta 3.12°C , debido al bajo coeficiente de convección de calor de la fase vapor, en la parte inferior la temperatura en la pared externa incrementa su temperatura hasta 1.78°C debido al incremento del recurso solar por la razón de concentración producida por el sistema de concentración solar.

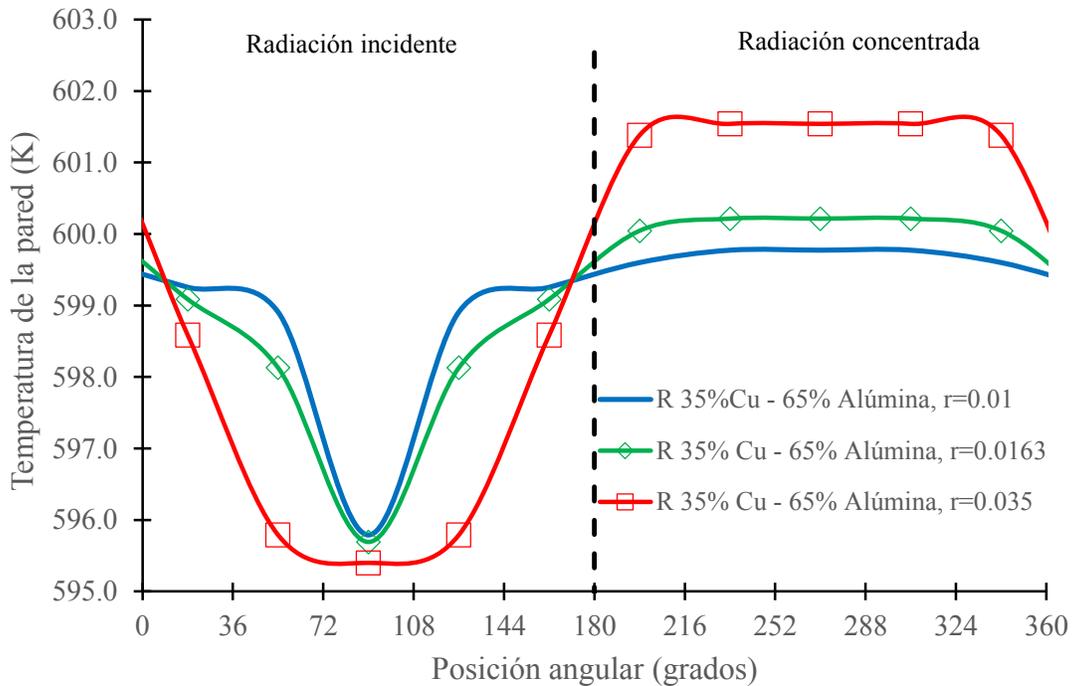


Figura 5-23. Perfil de temperaturas del receptor 35% Cobre-65% Al_2O_3 a $t=15$ min para $x=50\%$.

En la Figura 5-24 se muestra el perfil de temperaturas del receptor para una composición de 50% Cobre – 50% Alúmina durante el estado estable a los 15 minutos de la evaluación numérica del modelo 2D, realizando un cambio de coordenadas cilíndricas a rectangulares ($x=r\text{Sen}\theta$, $y=r\text{Cos}\theta$) para una calidad de vapor del 50%. Se tiene la mayor temperatura (601.25 K) en la parte inferior del receptor, donde incide la irradiancia solar directa concentrada en una posición angular de $\theta=270^{\circ}$ y la menor temperatura (595.7 K) en la pared en la parte superior del receptor en una posición angular $\theta=90^{\circ}$, donde incide irradiancia solar directa, ambas en la pared externa del receptor en $r=0.035\text{m}$. La temperatura en la pared del receptor disminuye 1.5°C en la parte inferior del receptor al estar en contacto con la fase líquida en la pared interna del receptor, mientras en la parte superior incrementa la

temperatura 0.8 °C en la pared del receptor producido por la reducción del coeficiente de transferencia de calor convectivo de la fase vapor.

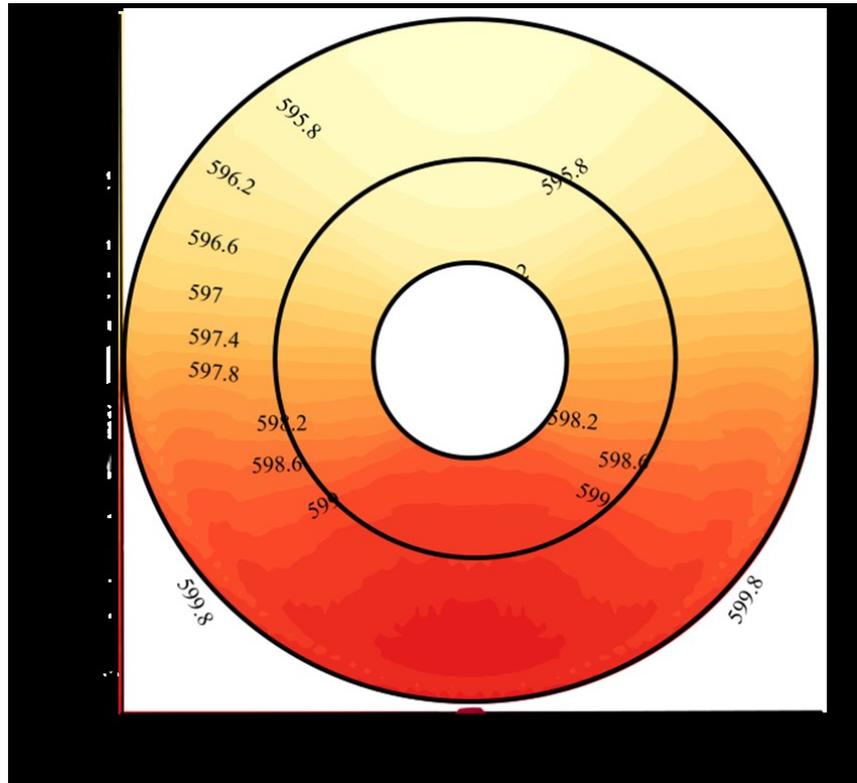


Figura 5-24 Simulación del receptor 50% Cobre-50% Al_2O_3 a $t=15$ min para $x=50\%$.

La Figura 5-25 muestra el perfil de temperatura manteniendo fijo el radio del receptor y variando la posición angular, la pared interna del receptor que se encuentra en contacto por el fluido de trabajo en $r=0.01$ m, se tiene una diferencia de temperaturas entre la pared interna y externa de 3.26 °C; en la interfase entre materiales en $r=0.0225$ m, se tiene una diferencia de temperaturas de 4.41°C y la pared externa donde incide la irradiancia solar directa concentrada en $r=0.035$, se tiene una diferencia de temperaturas de 5.55°C. En la pared superior situada en el intervalo de $\theta=0$ a 180° , en el intervalo de 12° a 168° la temperatura de la pared interna es mayor a la externa hasta 2.12°C, debido al bajo coeficiente de transferencia de calor convectivo de la fase vapor, en la parte inferior la temperatura en la pared externa incrementa su temperatura hasta 1.49 °C debido al incremento del recurso solar por la razón de concentración producida por el sistema de concentración solar.

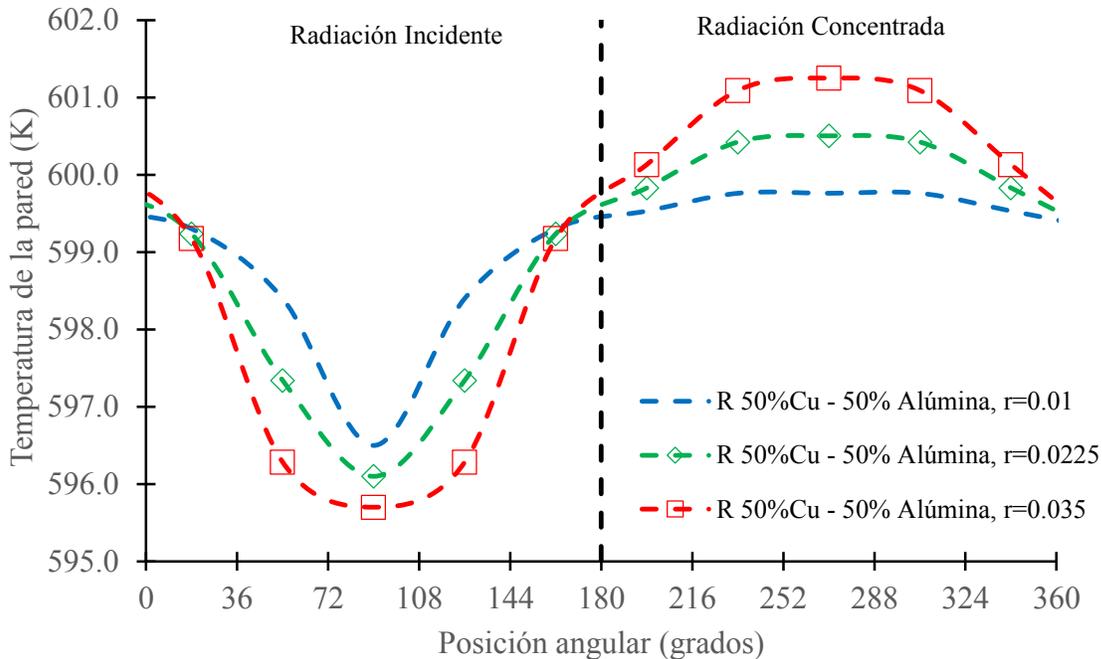


Figura 5-25. Perfil de temperaturas del receptor 50% Cobre-50% Al₂O₃ a t=15 min para x=50%.

En la Figura 5-26 se muestra el perfil de temperaturas del receptor para una composición de 65% Cobre – 35% Alúmina durante el estado estable a los 15 minutos de la evaluación numérica del modelo 2D, realizando un cambio de coordenadas cilíndricas a rectangulares ($x=r\text{Sen}\theta$, $y=r\text{Cos}\theta$) para una calidad de vapor del 50%. Se tiene la mayor temperatura (600.21 K) en la parte inferior del receptor, donde incide la irradiancia solar directa concentrada en una posición angular de $\theta=270^\circ$ y la menor temperatura (595.81 K) en la pared en la parte superior del receptor en una posición angular de $\theta=90^\circ$, donde incide irradiancia solar directa, ambas en la pared externa del receptor en $r=0.035\text{m}$. La temperatura en el receptor disminuye 1.2°C en la parte inferior del receptor al estar en contacto con la fase líquida en la pared interna del receptor, mientras en la parte superior incrementa la temperatura 0.62°C en la pared del receptor producido por la reducción del coeficiente de transferencia de calor convectivo de la fase vapor.

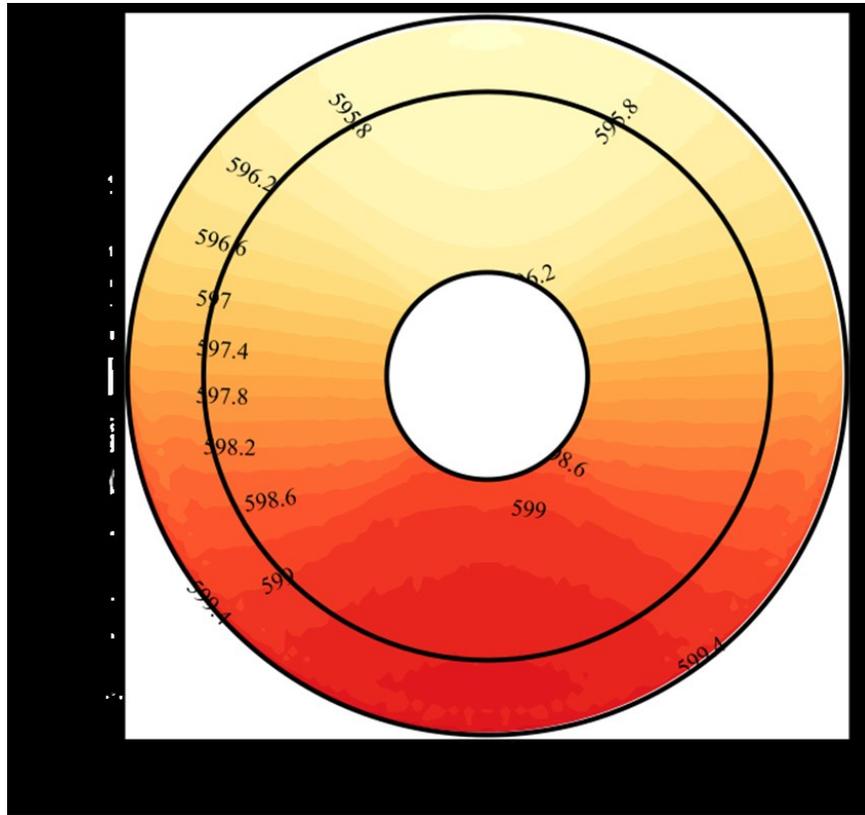


Figura 5-26 Simulación del receptor 65% Cobre-35% Al_2O_3 a $t=15$ min para $x=50\%$.

En la Figura 5-27 se muestran el perfil de temperatura manteniendo fijo el radio del receptor y variando la posición angular, la pared interna del receptor que se encuentra en contacto por el fluido de trabajo en $r=0.01$ m, se tiene una diferencia de temperaturas de 2.57°C entre la pared superior e inferior; en la interfase entre materiales en $r=0.0288$ m, se tiene una diferencia de temperaturas de 4.11°C y la pared externa donde incide la irradiancia solar directa concentrada en $r=0.035$, se tiene una diferencia de temperaturas de 4.99°C . En la pared superior situada en el intervalo de $\theta=0$ a 180° , en el intervalo de 54° a 126° la temperatura de la pared interna es mayor a la externa hasta 0.62°C , debido al bajo coeficiente de transferencia de calor convectivo de la fase vapor, en la parte inferior la temperatura en la pared externa incrementa su temperatura hasta 1.2°C debido al incremento del recurso solar por la razón de concentración producida por el sistema de concentración solar.

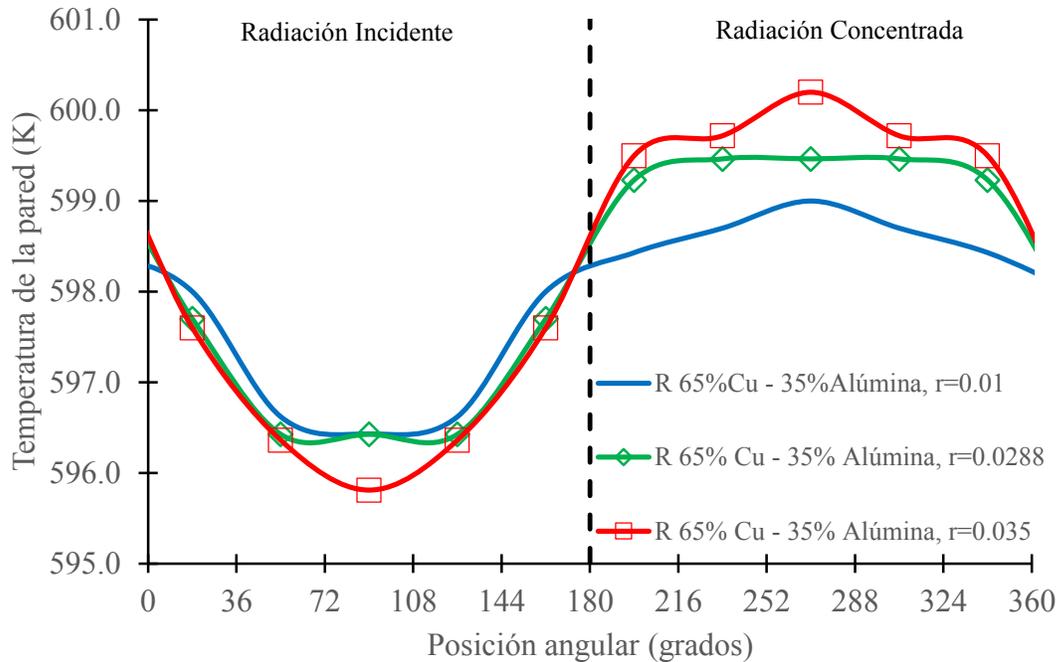


Figura 5-27 Perfil de temperaturas del receptor 65% Cobre-35% Al_2O_3 a $t=15$ min para $x=50\%$.

En la Figura 5-28 se observa el comportamiento del perfil de temperaturas a diferentes posiciones angulares para diferentes proporciones de cobre en la pared externa del receptor, $r=0.035$ m, en la pared del receptor se produce un incremento de hasta 10% en la temperatura en la pared externa al disminuir a 35% la proporción de cobre en la pared del receptor y disminuye 10.7% la temperatura en la pared al aumentar la proporción de cobre a 65% en la pared. Esta variación se produce debido al incremento de la composición de materiales en el receptor; la diferencia de temperaturas disminuye al incrementar la composición de cobre en la pared del receptor que mejora la conducción de calor hacia el fluido de trabajo, mientras que el incremento de temperatura en la pared es generado al aumentar la proporción de Alúmina en el tubo receptor que reduce hasta 26% la conductividad térmica produciendo una acumulación de energía térmica.

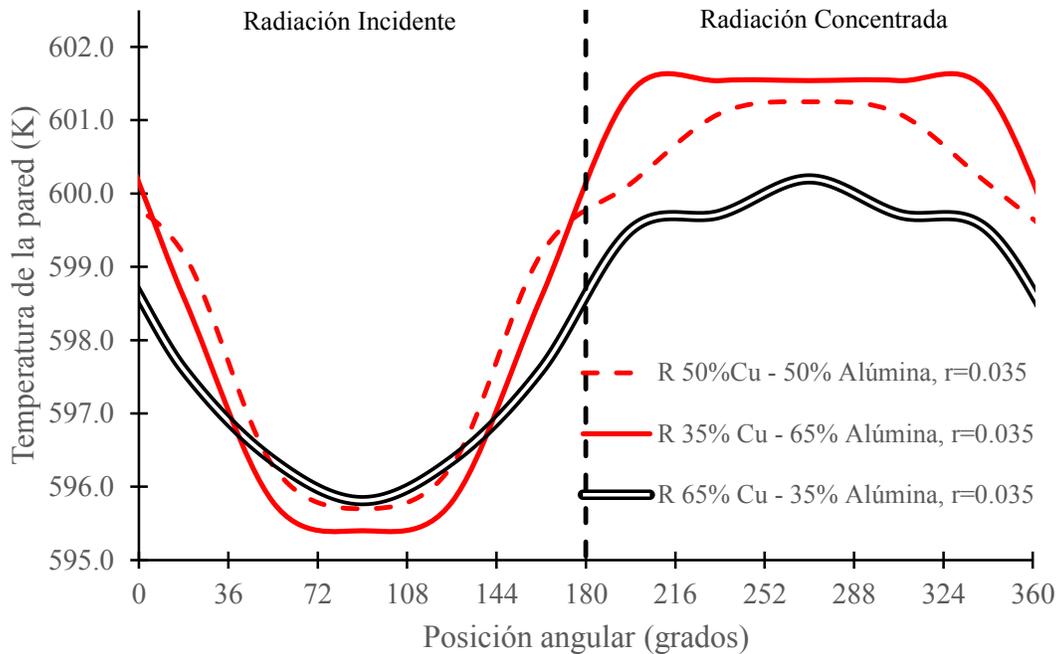


Figura 5-28. Comparación del perfil de temperaturas en la posición angular a diferentes proporciones de cobre en la pared del receptor a $t=15$ min para $x=50\%$ en $r=0.035$ m.

En la Figura 5-29 se muestra el comportamiento del perfil de temperaturas a diferentes posiciones angular y proporciones de cobre en la pared interna del receptor, $r=0.01$ m, en la pared del receptor se produce una reducción de 21.2% en la temperatura de la pared interna del receptor al aumentar a 65% la composición de cobre en el tubo receptor, esta diferencia de temperaturas es producida por la mejora en las propiedades de la transferencia de calor del receptor, reduciendo la acumulación de energía térmica en la pared del receptor de Alúmina. Al utilizar una composición superior a 50% Cobre se produce una disminución de hasta 1.78°C en la posición angular, excepto para $\theta=90^{\circ}$, que corresponde a la parte superior del receptor, en composiciones menores a 50% aumenta hasta 0.71°C , este incremento es producido por la reducción del coeficiente convectivo de transferencia de calor de la fase vapor.

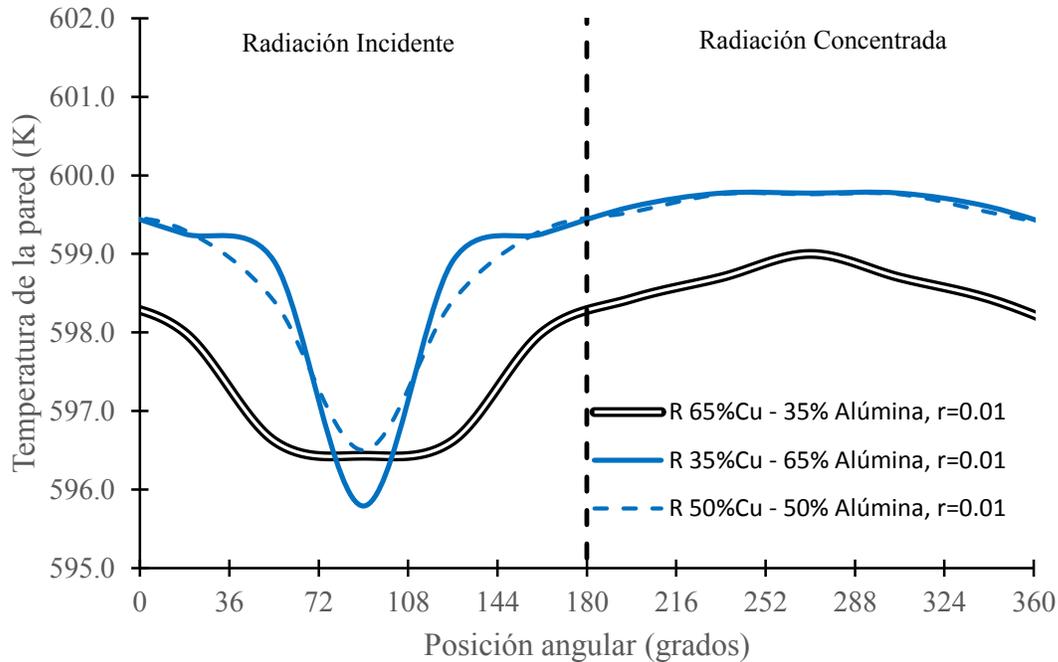


Figura 5-29. Comparación del perfil de temperaturas en la posición angular a diferentes proporciones de cobre en la pared del receptor a $t=15$ min para $x=50\%$ en $r=0.01$ m.

En la Figura 5-30 se realiza la comparación para los receptores con una composición de 35%, 50% y 65% Cobre en la composición de la pared del receptor, se marca con una línea punteada en color café para una composición del 35% de Cobre; una línea sólida en color azul para una composición del 50% de cobre y una superficie sólida para una composición de 65% de cobre, para una calidad de vapor del 50%, durante el estado estable a $t=15$ min. Para una composición de 65% de cobre en la pared del receptor incrementa la temperatura en 2.3°C en la parte inferior del receptor en $\theta=54^{\circ}$ en $r=0.01\text{m}$, respecto a la composición de 35% cobre, debido al incremento en la conductividad térmica del cobre que se encuentra en contacto con la fase vapor que limita la convección de calor entre la pared y el fluido de trabajo. En la parte superior disminuye la temperatura en la pared del receptor 1.88°C en la pared externa del receptor en $r=0.035\text{m}$, que disminuye a causa del incremento de conductividad térmica de los materiales permitiendo una mayor transferencia de calor hacia el fluido de trabajo que se encuentra en fase líquida mejorando la convección de calor entre la fase líquida y la pared del receptor. La diferencia de temperaturas en el receptor compuesto con 65% de cobre en la pared es de 1.75°C , respecto al receptor compuesto de 35% de cobre.

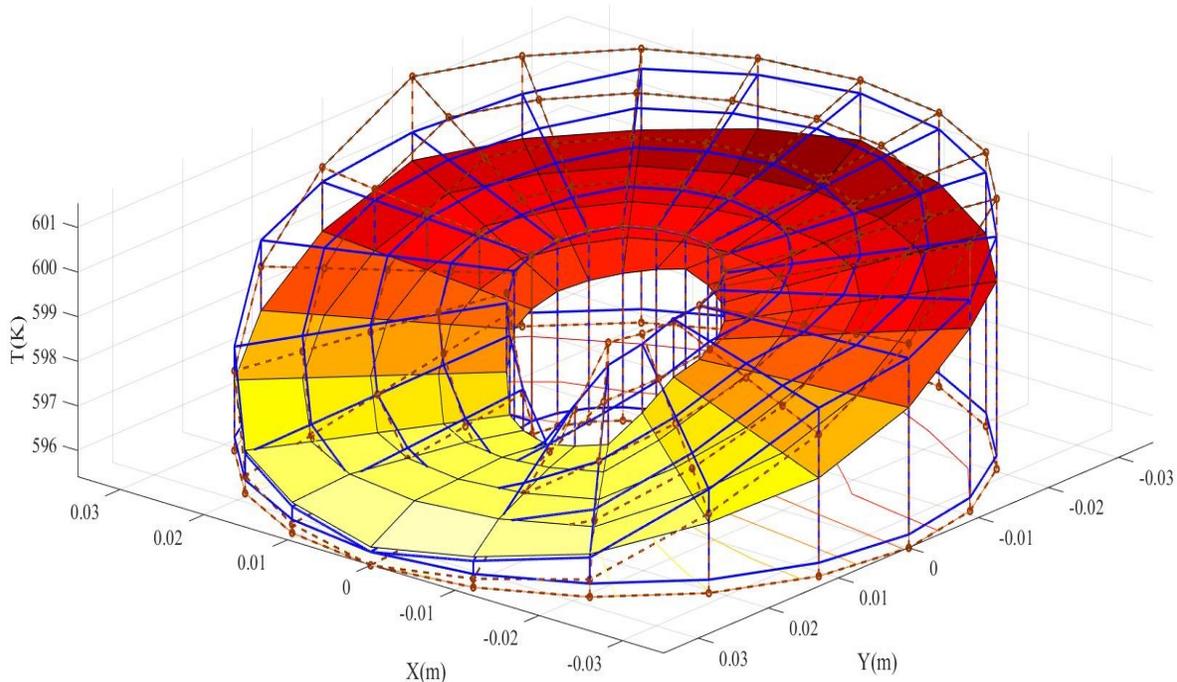


Figura 5-30 Comparación del perfil de temperatura para diferentes proporciones de cobre en la pared del receptor a $t=15$ min para $x=50\%$.

En la Figura 5-31 se muestra el perfil de temperaturas del receptor para una composición de 35% Cobre – 65% Alúmina durante el estado estable a los 15 minutos de la evaluación numérica del modelo 2D, realizando un cambio de coordenadas cilíndricas a rectangulares ($x=r\text{Sen}\theta$, $y=r\text{Cos}\theta$) para una calidad de vapor del 75%, tomando el valor intermedio de cuando se produce el incremento en la diferencia de temperaturas observado en la Figura 5-15. Se tiene la mayor temperatura (603.76 K) en la parte inferior del receptor, donde incide la irradiancia solar directa concentrada en una posición angular de $\theta=194^\circ$, 342° y la menor temperatura (598.5 K) en la pared en la parte superior del receptor en una posición angular de $\theta=90^\circ$, donde incide irradiancia solar directa, ambas en la pared externa del receptor en $r=0.035\text{m}$. La temperatura en el receptor disminuye 0.8°C en la parte inferior del receptor al estar en contacto con la fase líquida en la pared interna del receptor, mientras en la parte superior incrementa la temperatura 0.66°C en la pared del receptor, producido por el incremento del coeficiente de transferencia de calor convectivo de la fase líquida.

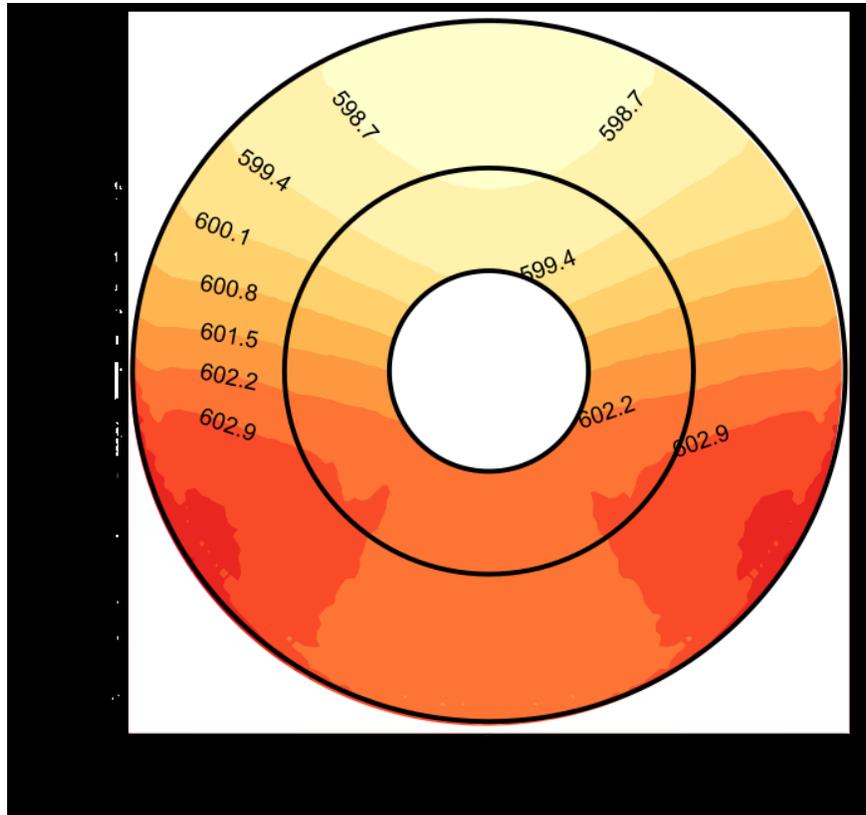


Figura 5-31. Simulación del receptor 35% Cobre-65% Al_2O_3 a $t=15$ min para $x=75\%$.

En la Figura 5-32 se muestran el perfil de temperatura manteniendo fijo el radio del receptor y variando la posición angular, la pared interna del receptor que se encuentra en contacto por el fluido de trabajo en $r=0.01$ m, se tiene una diferencia de temperaturas de 4.10°C entre la pared superior e inferior del receptor; en la interfase entre materiales en $r=0.0163$ m, se tiene una diferencia de temperaturas de 5.06°C y la pared externa donde incide la irradiancia solar directa concentrada en $r=0.035$, se tiene una diferencia de temperaturas de 5.56°C . En la pared superior situada en el intervalo de $\theta=0$ a 180° , en el intervalo de 18° a 162° la temperatura de la pared interna es mayor a la externa hasta 0.8°C , debido al bajo coeficiente de transferencia de calor convectivo de la fase vapor, en la parte inferior la temperatura en la pared externa incrementa su temperatura hasta 0.66°C debido al incremento del recurso solar por la razón de concentración producida por el sistema de concentración solar.

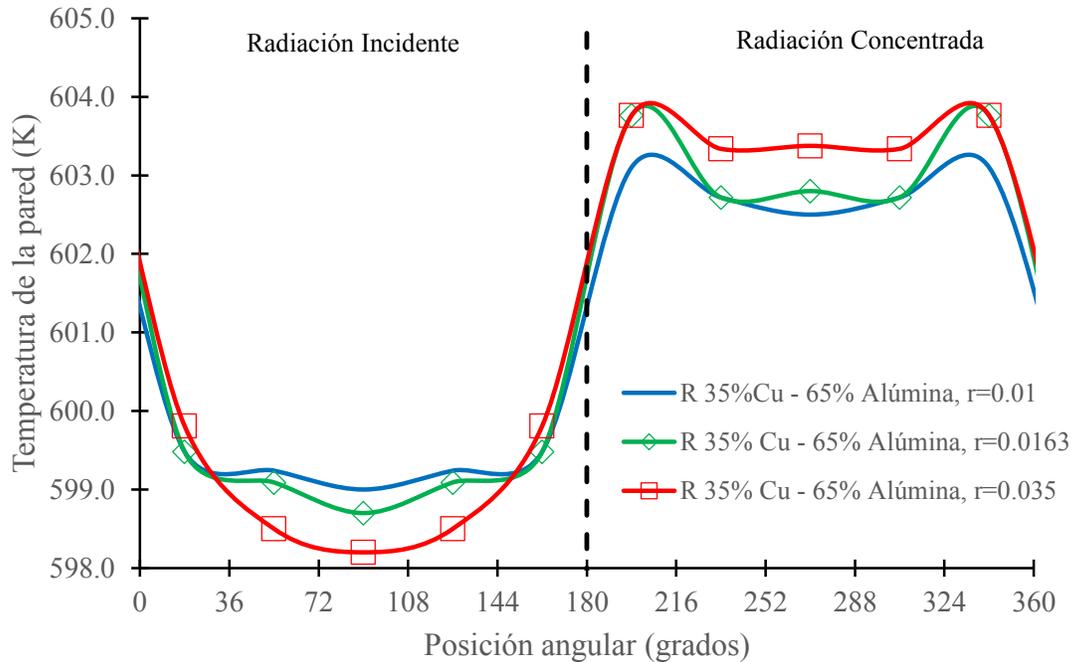


Figura 5-32. Perfil de temperaturas del receptor 35% Cobre-65% Al₂O₃ a t=15 min para x=75%.

En la Figura 5-33 se muestra el perfil de temperaturas del receptor para una composición de 50% Cobre – 50% Alúmina durante el estado estable a los 15 minutos de la evaluación numérica del modelo 2D, realizando un cambio de coordenadas cilíndricas a rectangulares ($x=r\text{Sen}\theta$, $y=r\text{Cos}\theta$) para una calidad de vapor del 75%. Se tiene la mayor temperatura (603.5 K) en la parte inferior del receptor, donde incide la irradiancia solar directa concentrada en una posición angular de $\theta=194^\circ$, 342° y la menor temperatura (598.2 K) en la pared en la parte superior del receptor en una posición angular de $\theta=90^\circ$, donde incide irradiancia solar directa, ambas en la pared externa del receptor en $r=0.035\text{m}$. La temperatura en el receptor disminuye 0.66°C en la parte inferior del receptor al estar en contacto con la fase líquida en la pared interna del receptor, mientras en la parte superior incrementa la temperatura 0.67°C en la pared del receptor, producido por el incremento del coeficiente de transferencia de calor convectivo de la fase líquida.

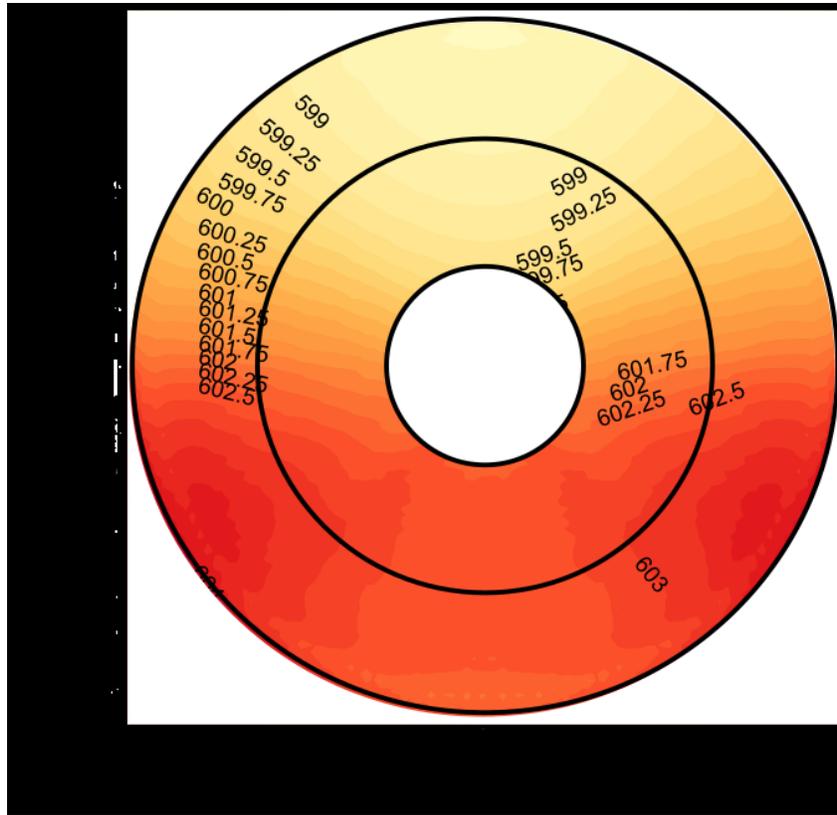


Figura 5-33. Simulación del receptor 50% Cobre-50% Al_2O_3 a $t=15$ min para $x=75\%$.

En la Figura 5-34 se muestran el perfil de temperatura manteniendo fijo el radio del receptor y variando la posición angular, la pared interna del receptor que se encuentra en contacto por el fluido de trabajo en $r=0.01$ m, se tiene una diferencia de temperaturas de 3.94 °C entre la pared superior e inferior del receptor; en la interfase entre materiales en $r=0.0225$ m, se tiene una diferencia de temperaturas de 4.41 °C y la pared externa donde incide la irradiancia solar directa concentrada en $r=0.035$, se tiene una diferencia de temperaturas de 5.08 °C. En la pared superior situada en el intervalo de $\theta=0$ a 180° , en el intervalo de 18° a 126° la temperatura de la pared interna es mayor a la externa hasta 0.66 °C, debido al bajo coeficiente de transferencia de calor convectivo de la fase vapor, en la parte inferior la temperatura en la pared externa incrementa su temperatura hasta 0.67 °C debido al incremento del recurso solar por la razón de concentración producida por el sistema de concentración solar.

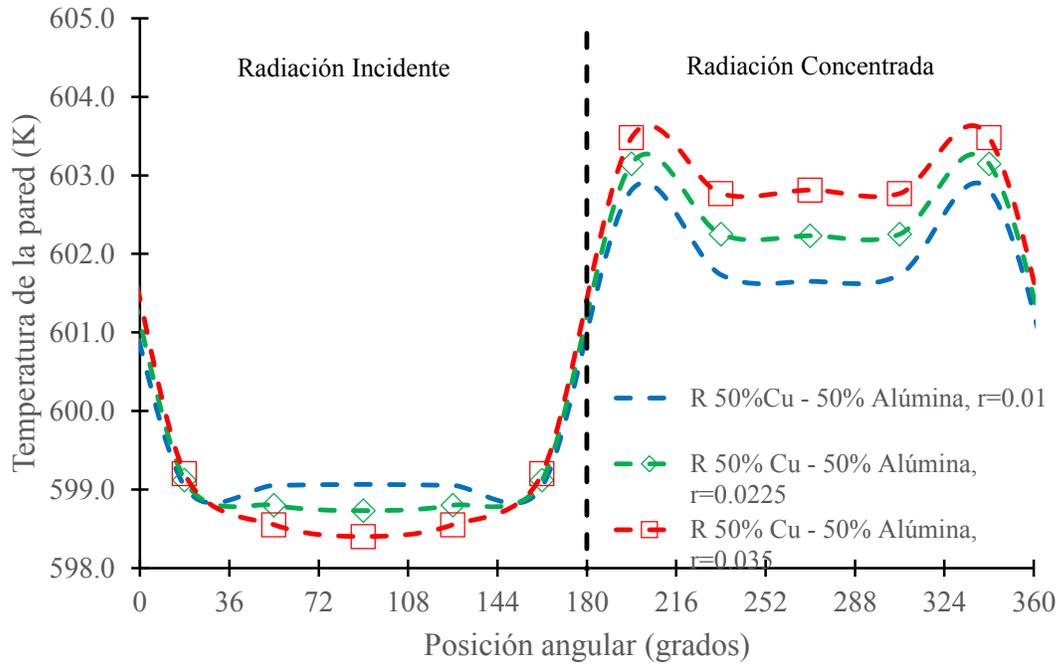


Figura 5-34. Perfil de temperaturas del receptor 50% Cobre-50% Al₂O₃ a t=15 min para x=75%.

En la Figura 5-35 se muestra el perfil de temperaturas del receptor para una composición de 65% Cobre – 35% Alúmina durante el estado estable a los 15 minutos de la evaluación numérica del modelo 2D, realizando un cambio de coordenadas cilíndricas a rectangulares ($x=r\text{Sen}\theta$, $y=r\text{Cos}\theta$) para una calidad de vapor del 75%. Se tiene la mayor temperatura (603.2 K) en la parte inferior del receptor, donde incide la irradiancia solar directa concentrada en una posición angular de $\theta=194^\circ$, 342° y la menor temperatura (598.6 K) en la pared en la parte superior del receptor en una posición angular de $\theta=90^\circ$, donde incide irradiancia solar directa, ambas en la pared externa del receptor en $r=0.035\text{m}$. La temperatura en el receptor disminuye 0.17°C en la parte inferior del receptor al estar en contacto con la fase líquida en la pared interna del receptor, mientras en la parte superior incrementa la temperatura 0.69°C en la pared del receptor, producido por el incremento del coeficiente de transferencia de calor convectivo de la fase líquida.

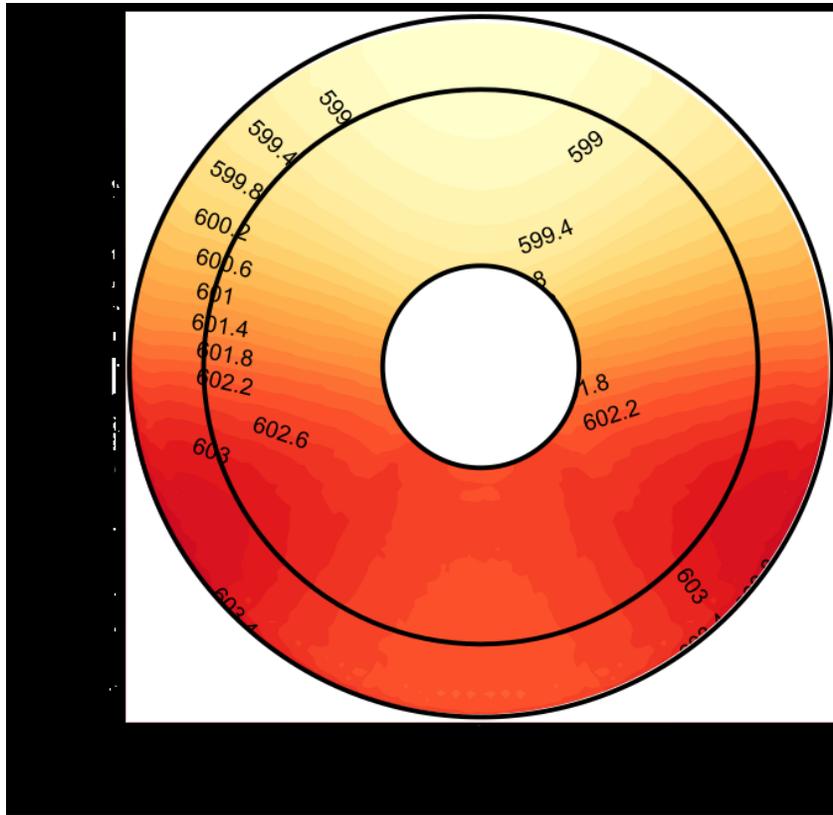


Figura 5-35. Simulación del receptor 65% Cobre-35% Al_2O_3 a $t=15$ min para $x=75\%$.

En la Figura 5-36 se muestran el perfil de temperatura manteniendo fijo el radio del receptor y variando la posición angular, la pared interna del receptor que se encuentra en contacto por el fluido de trabajo en $r=0.01$ m, se tiene una diferencia de temperaturas de 3.77 °C entre la parte superior e inferior del receptor; en la interfase entre materiales en $r=0.0283$ m, se tiene una diferencia de temperaturas de 4.34 °C y la pared externa donde incide la irradiancia solar directa concentrada en $r=0.035$, se tiene una diferencia de temperaturas de 4.6 °C. En la pared superior situada en el intervalo de $\theta=0$ a 180° , en el intervalo de 18° a 126° la temperatura de la pared interna es mayor a la externa hasta 0.17 °C, debido al bajo coeficiente de transferencia de calor convectivo de la fase vapor, en la parte inferior la temperatura en la pared externa incrementa su temperatura hasta 0.69 °C debido al incremento del recurso solar por la razón de concentración producida por el sistema de concentración solar.

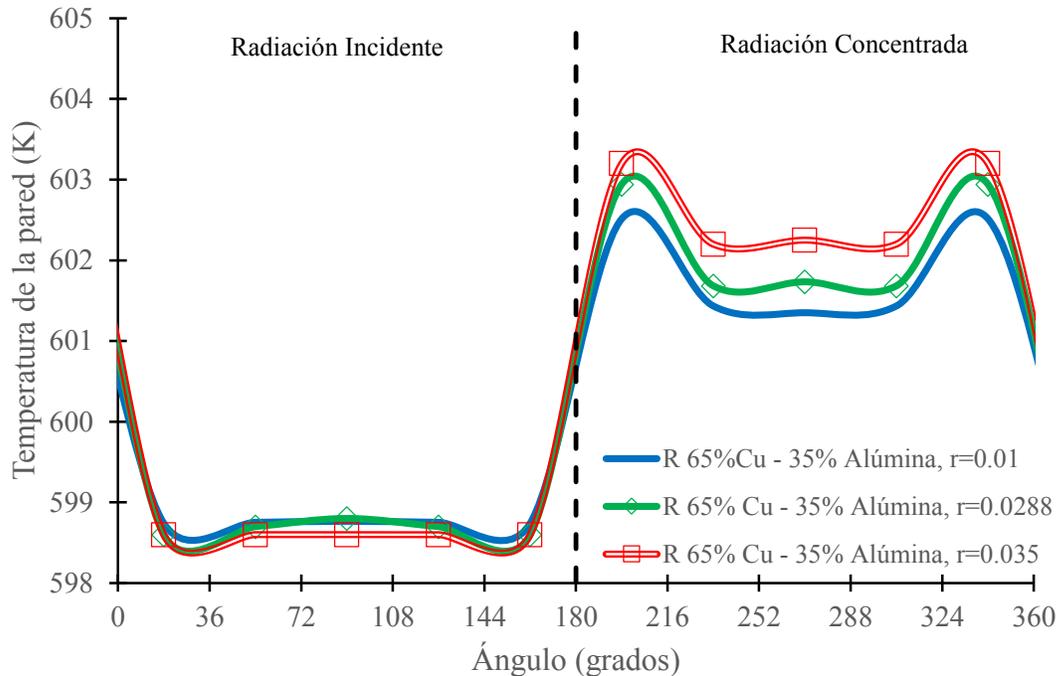


Figura 5-36. Perfil de temperaturas del receptor 65% Cobre-35% Al_2O_3 a $t=15$ min para $x=75\%$.

En la Figura 5-37 se observa el comportamiento del perfil de temperaturas a diferentes posiciones angulares y proporciones de cobre en la pared externa del receptor, $r=0.035$ m, en la pared del receptor se produce un incremento de hasta 4.2% en la temperatura en la pared externa al disminuir a 35% la proporción de cobre en la pared del receptor y disminuye 4.2% la temperatura en la pared al aumentar la proporción de cobre a 65% en la pared. Esta variación se produce debido a la composición de materiales en la pared del receptor, donde el receptor puede reducir hasta 26% la conductividad térmica de las paredes del receptor disminuyendo conducción de energía térmica a través de la pared compuesta produciendo un incremento de temperatura. La reducción de temperatura en la posición angular a 198° se produce por un sobrecalentamiento local en la pared de alúmina que incrementa al reducir la composición de alúmina hasta un 35%, produciendo un incremento de temperatura de hasta 1°C en un ángulo de 36° , este efecto es mencionado por (Ceballos, 2015) durante su experimentación en el Instituto Weizmann en receptores solares de torre central que presentaban puntos calientes con incrementos de temperatura mayores a 40°C .

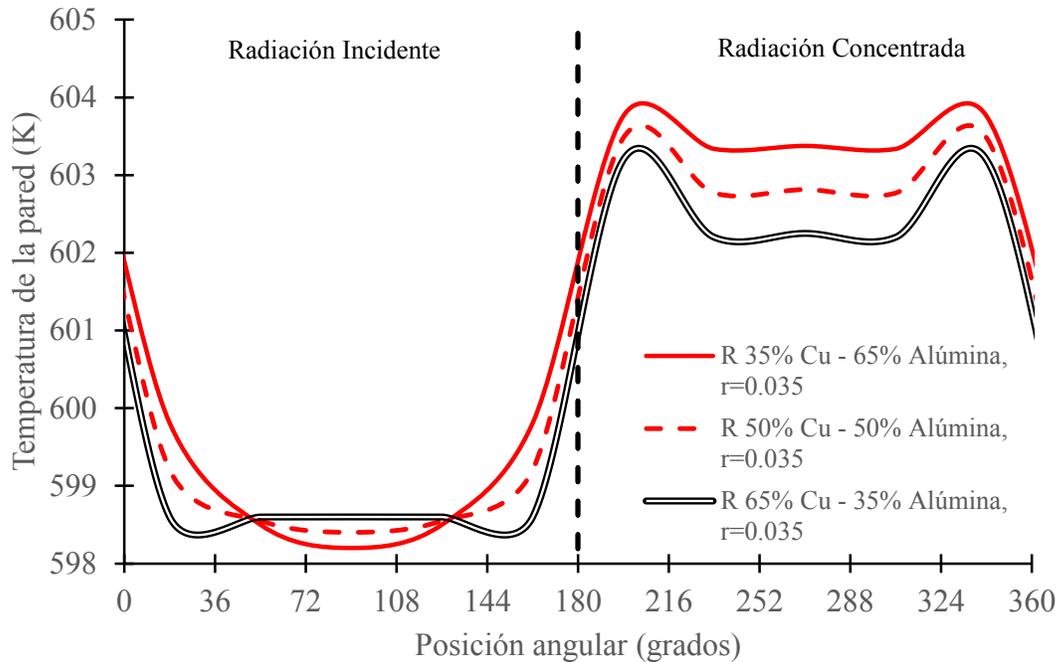


Figura 5-37. Comparación del perfil de temperaturas en la posición angular a diferentes proporciones de cobre en la pared del receptor a $t=15$ min para $x=75\%$ en $r=0.035$ m.

En la Figura 5-38 se muestra el comportamiento del perfil de temperaturas a diferentes posiciones angular y proporciones de cobre en la pared interna del receptor, $r=0.01$ m, en la pared del receptor se produce una reducción de 9.5% en la temperatura de la pared interna del receptor al aumentar a 65% la composición de cobre en el tubo receptor, esta diferencia de temperaturas es producida por la mejora en las propiedades de la transferencia de calor del receptor, reduciendo la acumulación de energía térmica en la pared del receptor de Alúmina. En comparación al perfil de temperaturas presentado en la Figura 5-29 la pared interna la temperatura donde no se tienen variaciones mayores a 1°C se amplía 36° en la posición angular generado por el incremento de la fase vapor en el interior del tubo receptor, incrementando su temperatura por el incremento del recurso solar.

Al utilizar una composición superior a 35% Cobre se produce una disminución de hasta 1.2°C en la parte inferior del tubo receptor en el intervalo de 198 a 342° en la posición angular producido por el incremento de la conductividad térmica del receptor mejorando la conducción de energía térmica a través de la pared.

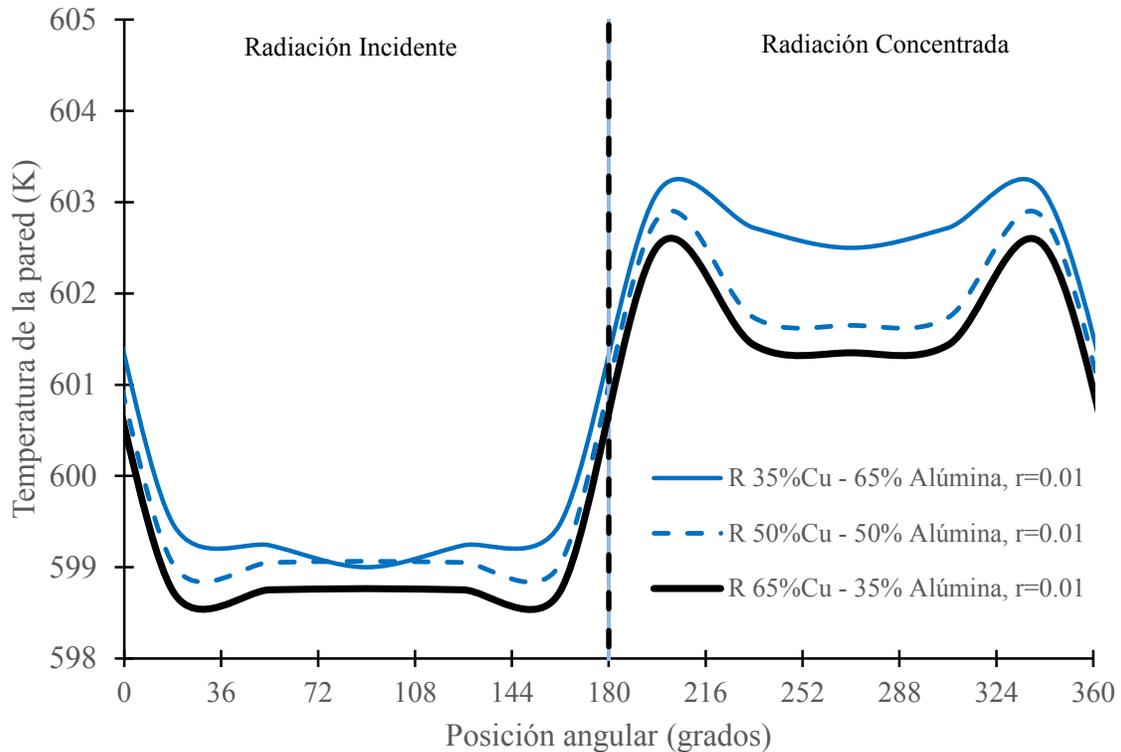


Figura 5-38. Comparación del perfil de temperaturas en la posición angular a diferentes proporciones de cobre en la pared del receptor a $t=15$ min para $x=75\%$ en $r=0.01$ m.

En la Figura 5-39 se muestra la comparación mostrados para los receptores con una composición de 35%, 50% y 65% Cobre en la composición de la pared del receptor, marcada por una línea punteada en color café para una composición del 35% de Cobre; una línea sólida en color azul para una composición del 50% de cobre y una superficie sólida para una composición de 65% de cobre, para una calidad de vapor del 75%, durante el estado estable a $t=15$ min. Para una composición de 65% de cobre en la pared del receptor incrementa la temperatura en 1.2°C en la parte inferior del receptor en, respecto a la composición de 35% cobre, debido a la reducción del coeficiente de convectivo de la fase vapor que limita la transferencia de calor entre la pared de cobre y el fluido de trabajo. En la parte superior disminuye la temperatura en la pared del receptor 2.1°C en la pared externa del receptor en $r=0.035\text{m}$, que disminuye a causa del incremento de conductividad térmica de los materiales permitiendo una mayor transferencia de calor hacia el fluido de trabajo que se encuentra en fase líquida mejorando la convección de calor entre la fase líquida y la pared del receptor. El punto caliente mencionado en la Figura 5-38 se observa en $\theta=194^{\circ}$ que corresponde al inicio de la fase líquida en la parte inferior del receptor, producido por la disminución del

coeficiente convectivo de calor en el fluido de trabajo. La diferencia de temperaturas en el receptor compuesto con 65% de cobre en la pared de 1.91°C , respecto al receptor compuesto de 35% de cobre.

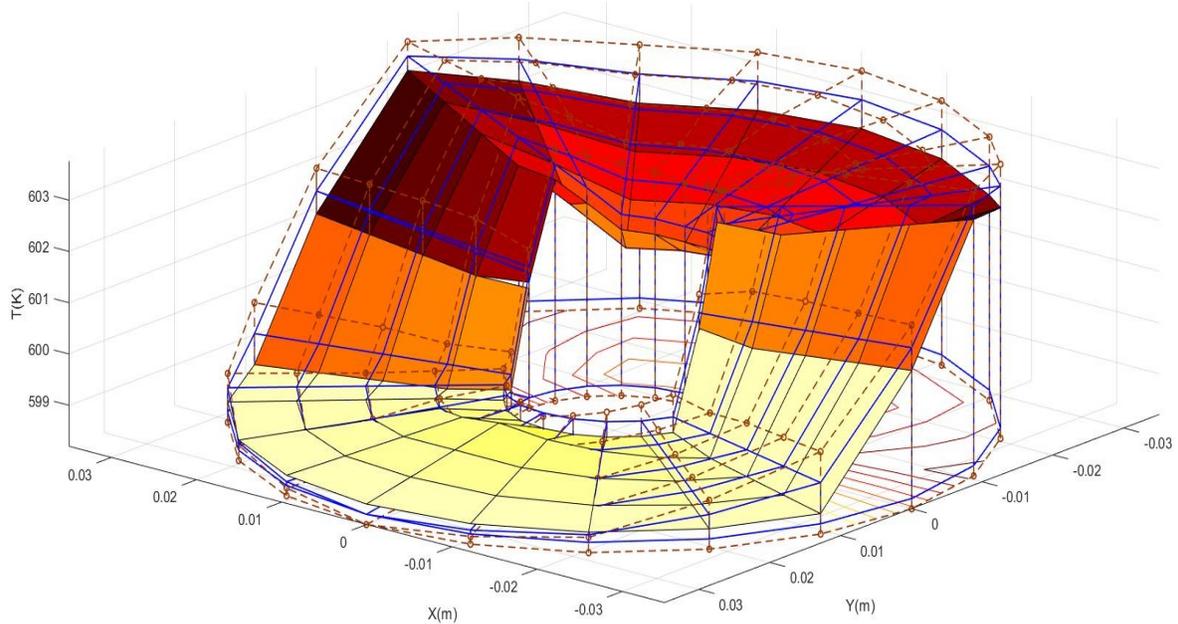


Figura 5-39 Comparación del perfil de temperatura para diferentes proporciones de cobre en la pared del receptor a $t=15$ min para $x=75\%$.

El modelo en tres dimensiones permite analizar el comportamiento del receptor en la dirección axial, a lo largo de las diferentes regiones de flujo. En la zona de evaporación se presentan las mayores diferencias circunferenciales de temperatura en el intervalo de 546 a 784.6 m, donde es necesario analizar el comportamiento térmico en las paredes del receptor para observar el comportamiento individual de cada pared. En la Figura 5-40 se muestra el perfil de temperaturas del receptor para una composición de 40% Cobre – 60% Alúmina durante el estado estable a los 15 minutos de la evaluación numérica del modelo en tres dimensiones, realizando un cambio de coordenadas cilíndricas a rectangulares ($x=r\text{Sen}\theta$, $y=r\text{Cos}\theta$) para una calidad de vapor del 72.7%, tomando el valor intermedio de cuando se produce el incremento en la diferencia de temperaturas observado en la Figura 5-15, así mismo este punto coincide con el inicio de la inestabilidad de flujo. Se tiene la mayor temperatura (618.11 K) en la parte inferior del receptor, donde incide la irradiancia solar directa concentrada en una posición angular de $\theta=198^{\circ}$ y la menor temperatura (602.13 K) en la pared en la parte superior del receptor en una posición angular de $\theta=90^{\circ}$, donde incide

irradiancia solar directa, ambas en la pared externa del receptor en $r=0.035\text{m}$. La temperatura en el receptor disminuye $9.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ en la parte inferior del receptor al estar en contacto con la fase líquida en la pared interna del receptor, mientras en la parte superior incrementa la temperatura $8.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ en la pared del receptor, producido por el incremento del coeficiente de transferencia de calor convectivo de la fase líquida.

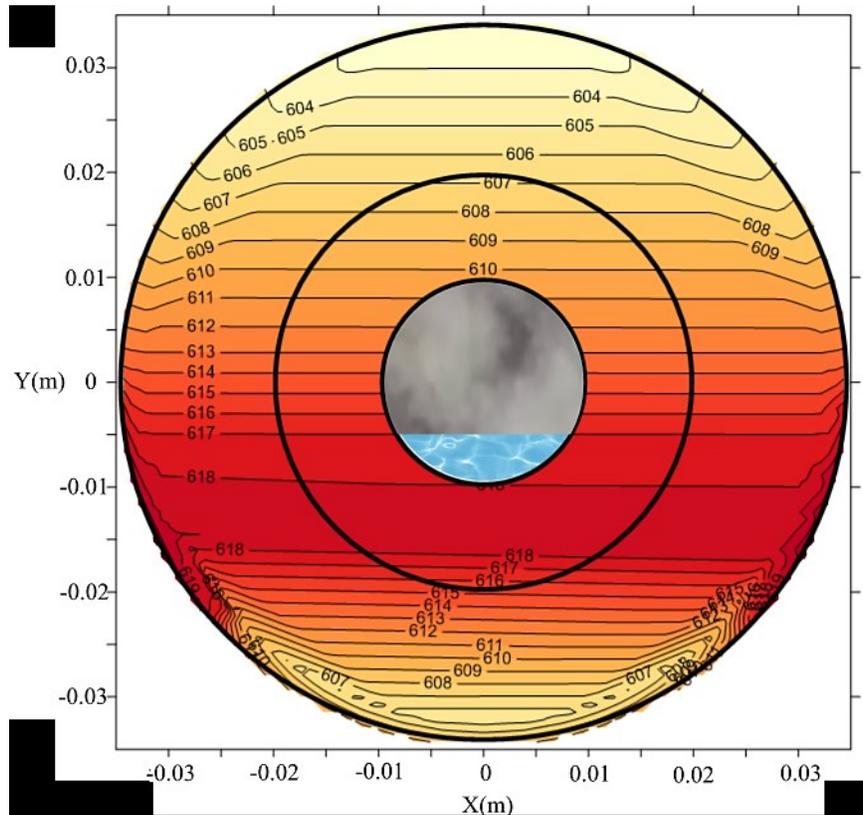


Figura 5-40 Perfil de temperaturas del receptor 40% Cu – 60% Al_2O_3 a los 627m a $t=15\text{ min}$ para $X=72.7\%$.

En la Figura 5-41 se muestran el perfil de temperatura manteniendo fijo el radio del receptor y variando la posición angular, la pared interna del receptor que se encuentra en contacto por el fluido de trabajo en $r=0.01\text{ m}$, se tiene una diferencia de temperaturas de 7.75°C , entre la superficie superior e inferior del receptor; en la interfase entre materiales en $r=0.02\text{ m}$, se tiene una diferencia de temperaturas de 10.48°C y la pared externa donde incide la irradiancia solar directa concentrada en $r=0.035$, se tiene una diferencia de temperaturas de 15.98°C . En la pared superior situada en el intervalo de $\theta=0$ a 180° , en este intervalo la temperatura de la pared interna es mayor a la externa hasta 9.5°C , debido al bajo coeficiente de transferencia de calor convectivo de la fase vapor, en la parte inferior la temperatura en la pared externa

incrementa su temperatura hasta 8.2 °C debido al incremento del recurso solar por la razón de concentración producida por el sistema de concentración solar.

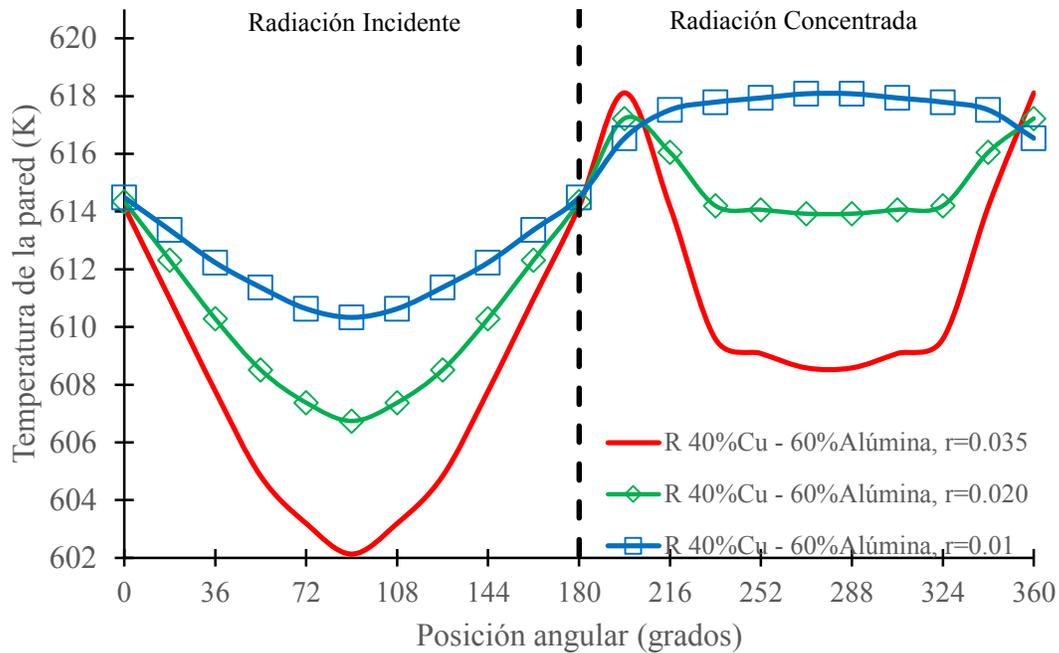


Figura 5-41. Perfil de temperaturas del receptor 40% Cobre-60% Al₂O₃ a t=15 min para x=72.7%.

En la Figura 5-42 se muestra el perfil de temperaturas del receptor para una composición de 90% Cobre – 10% Alúmina durante el estado estable a los 15 minutos de la evaluación numérica del modelo en tres dimensiones, realizando un cambio de coordenadas cilíndricas a rectangulares ($x=r\text{Sen}\theta$, $y=r\text{Cos}\theta$) para una calidad de vapor del 72.7%. Se tiene la mayor temperatura (617 K) en la parte inferior del receptor, donde incide la irradiancia solar directa concentrada en una posición angular de $\theta=216^\circ$, 342° y la menor temperatura (605.8 K) en la pared en la parte superior del receptor en una posición angular de $\theta=90^\circ$, donde incide irradiancia solar directa, ambas en la pared externa del receptor en $r=0.035\text{m}$. La temperatura en el receptor disminuye 6.95 °C en la parte inferior del receptor al estar en contacto con la fase líquida en la pared interna del receptor, mientras en la parte superior incrementa la temperatura 5.17 °C en la pared del receptor, producido por el incremento del coeficiente de transferencia de calor convectivo de la fase líquida.

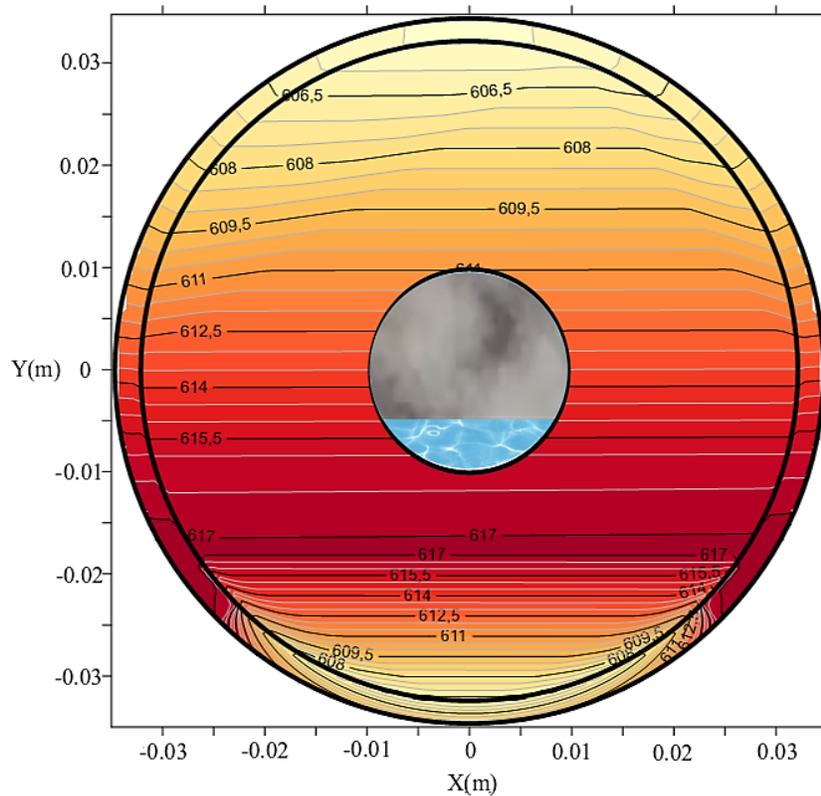


Figura 5-42 Perfil de temperaturas del receptor 90% Cu – 10% Al₂O₃ a los 627m a t=15 min para X=72.7%.

En la Figura 5-43 se muestran el perfil de temperatura manteniendo fijo el radio del receptor y variando la posición angular, la pared interna del receptor que se encuentra en contacto por el fluido de trabajo en $r=0.01$ m, se tiene una diferencia de temperaturas de 5.87°C , entre la superficie superior e inferior; en la interfase entre materiales en $r=0.033$ m, se tiene una diferencia de temperaturas de 10.74°C y la pared externa donde incide la irradiancia solar directa concentrada en $r=0.035$, se tiene una diferencia de temperaturas de 11.2°C . En la pared superior situada en el intervalo de $\theta=0$ a 180° , en este intervalo la temperatura de la pared interna es mayor a la externa hasta 5.17°C , debido al bajo coeficiente de transferencia de calor convectivo de la fase vapor, en la parte inferior la temperatura en la pared externa incrementa su temperatura hasta 6.95°C debido al incremento del recurso solar por la razón de concentración producida por el sistema de concentración solar.

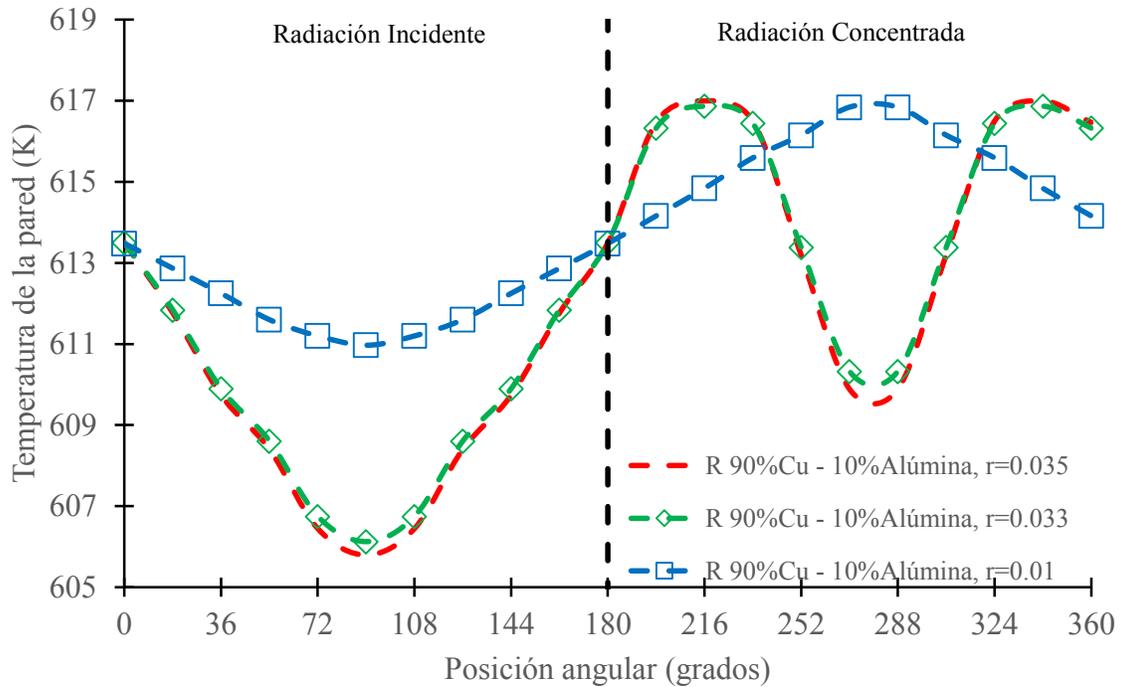


Figura 5-43. Perfil de temperaturas del receptor 90% Cobre - 10% Al₂O₃ a t=15 min para x=72.7%.

En la Figura 5-44 se muestra el perfil de temperaturas del receptor para una composición de 70% Cobre – 30% Alúmina durante el estado estable a los 15 minutos de la evaluación numérica del modelo en tres dimensiones, realizando un cambio de coordenadas cilíndricas a rectangulares ($x=r\text{Sen}\theta$, $y=r\text{Cos}\theta$) para una calidad de vapor del 72.7%. Se tiene la mayor temperatura (616.9 K) en la parte inferior del receptor, donde incide la irradiancia solar directa concentrada en una posición angular de $\theta=216^\circ$, 342° y la menor temperatura (605.2 K) en la pared en la parte superior del receptor en una posición angular de $\theta=90^\circ$, donde incide irradiancia solar directa, ambas en la pared externa del receptor en $r=0.035\text{m}$. La temperatura en el receptor disminuye 7.73°C en la parte inferior del receptor al estar en contacto con la fase líquida en la pared interna del receptor, mientras en la parte superior incrementa la temperatura 5.78°C en la pared del receptor, producido por el incremento del coeficiente de transferencia de calor convectivo de la fase líquida.

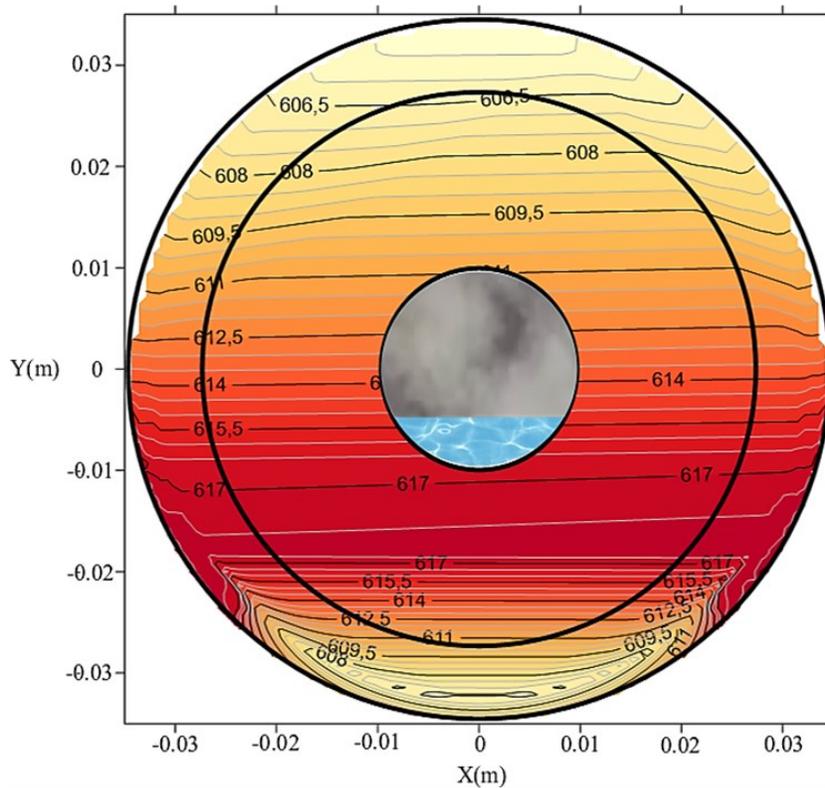


Figura 5-44 Perfil de temperaturas del receptor 70% Cu – 30% Al₂O₃ a los 627m a t=15 min para X=72.7%.

En la Figura 5-45 se muestran el perfil de temperatura manteniendo fijo el radio del receptor y variando la posición angular, la pared interna del receptor que se encuentra en contacto por el fluido de trabajo en $r=0.01$ m, se tiene una diferencia de temperaturas de 5.75°C entre la superficie superior e inferior; en la interfase entre materiales en $r=0.028$ m, se tiene una diferencia de temperaturas de 10.02°C y la pared externa donde incide la irradiancia solar directa concentrada en $r=0.035$, se tiene una diferencia de temperaturas de 11.7°C . En la pared superior situada en el intervalo de $\theta=0$ a 180° , en este intervalo la temperatura de la pared interna es mayor a la externa hasta 5.78°C , debido al bajo coeficiente de transferencia de calor convectivo de la fase vapor, en la parte inferior la temperatura en la pared externa incrementa su temperatura hasta 7.73°C debido al incremento del recurso solar por la razón de concentración producida por el sistema de concentración solar.

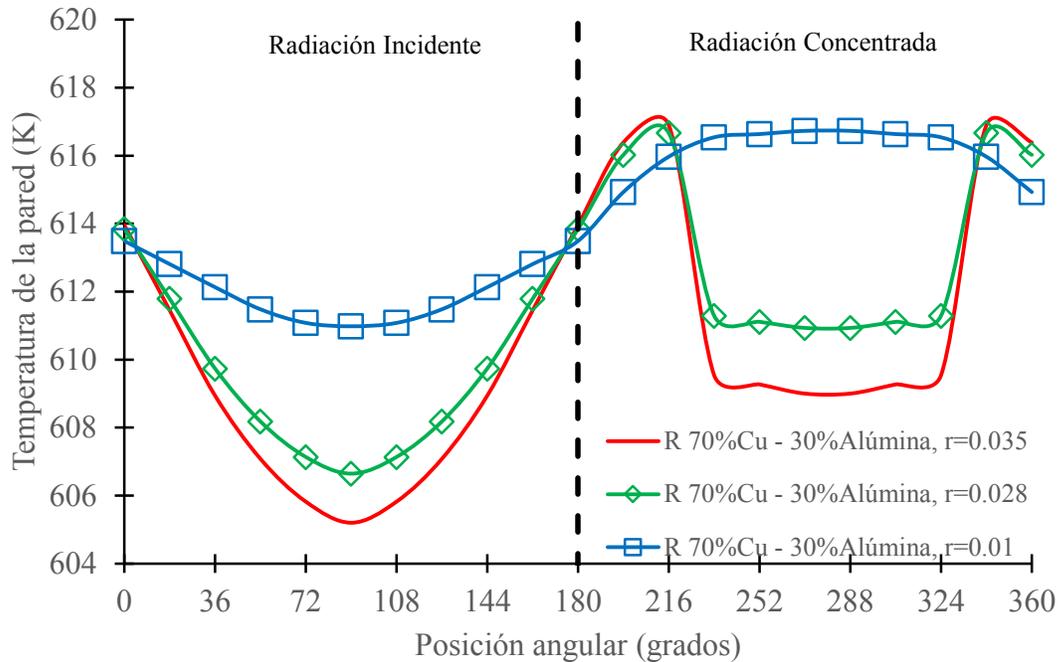


Figura 5-45. Perfil de temperaturas del receptor 70% Cobre - 30% Al_2O_3 a $t=15$ min para $x=72.7\%$.

En la Figura 5-46 se observa el comportamiento del perfil de temperaturas a diferentes posiciones angulares y proporciones de cobre en la pared externa del receptor, $r=0.035$ m, en la pared del receptor se produce disminuye 30% la temperatura en la pared al aumentar la proporción de cobre a 90% en la pared y disminuye 26.8% cuando se aumenta la proporción de cobre a 70% en la pared del receptor. Entre las combinaciones antes mencionadas se produce una disminución de 4.3% en la diferencia de temperaturas en la pared del receptor. Esta variación se produce debido a la composición de materiales en la pared del receptor, donde el receptor puede reducir hasta 26% la conductividad térmica de las paredes del receptor disminuyendo conducción de energía térmica a través de la pared compuesta produciendo un incremento de temperatura. La reducción de temperatura ocurre en el intervalo de 198 a 225° en la posición angular que se produce por un sobrecalentamiento local en la pared de alúmina que incrementa al reducir la composición de alúmina hasta un 35%, produciendo un incremento de temperatura de hasta 8.5°C en un ángulo de 36°, este efecto es mencionado por Karni y col. (1998) durante su experimentación en el Instituto Weizmann en receptores solares de torre central que presentaban puntos calientes con incrementos de temperatura mayores a 40°C. La variación respecto al modelo en 2D es el incremento de los puntos calientes producido por el propio método de solución, donde se

consideran las aportaciones de todas las zonas de flujo propagando la presencia del punto caliente en el receptor.

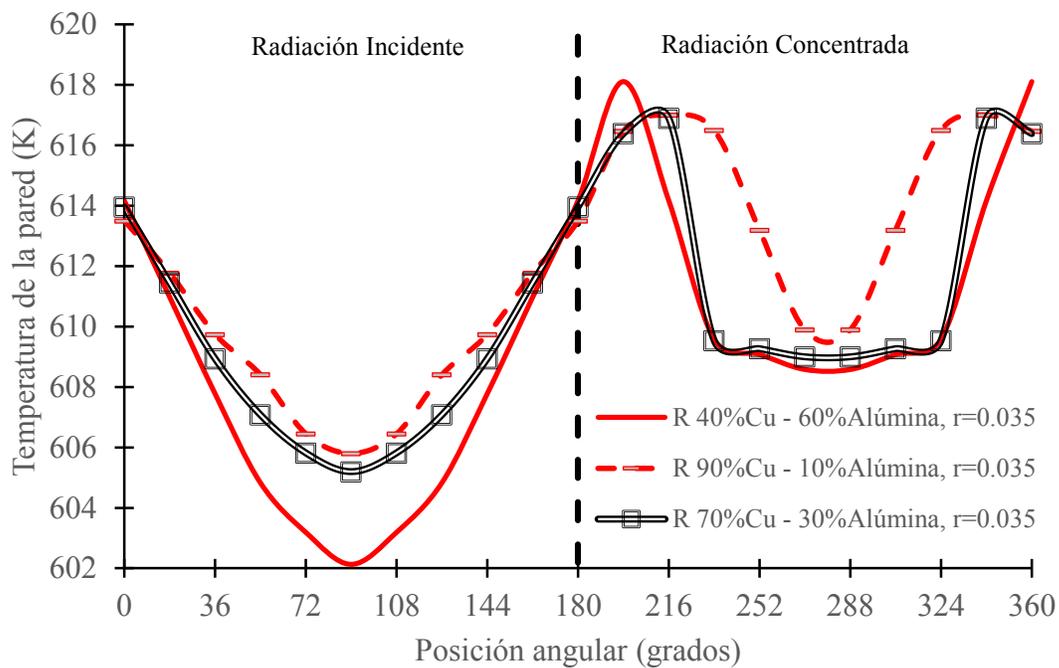


Figura 5-46. Comparación del perfil de temperaturas en la posición angular a diferentes proporciones de cobre en la pared del receptor a $t=15$ min para $x=72.7\%$ a $z=625$ m, en $r=0.035$ m.

En la Figura 5-47 se muestra el comportamiento del perfil de temperaturas a diferentes posiciones angular y proporciones de cobre en la pared interna del receptor, $r=0.01$ m, en la pared del receptor se produce una reducción de 25.8% en la temperatura de la pared interna del receptor al aumentar a 90% la composición de cobre en el tubo receptor, esta diferencia de temperaturas es producida por la mejora en las propiedades de la transferencia de calor del receptor, reduciendo la acumulación de energía térmica en la pared del receptor de Alúmina. Al utilizar una composición superior a 40% Cobre se produce una disminución de hasta 3.6°C en la parte inferior del tubo receptor producido por el incremento de la conductividad térmica del receptor mejorando la conducción de energía térmica a través de la pared.

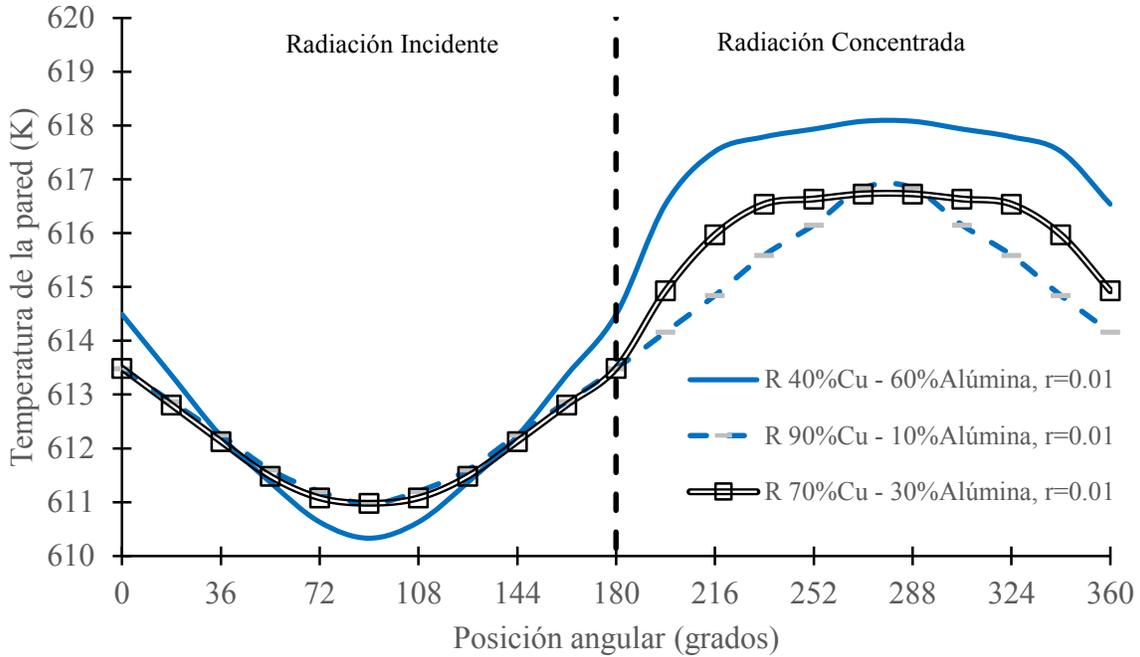


Figura 5-47. Comparación del perfil de temperaturas en la posición angular a diferentes proporciones de cobre en la pared del receptor a $t=15$ min para $x=72.7\%$ a $z=625$ m, en $r=0.035$ m.

En la Figura 5-48 se muestra la comparación mostrados para los receptores con una composición de 40%, 70% y 90% Cobre en la composición de la pared del receptor, marcada por una línea punteada en color café para una composición del 40% de Cobre; una línea sólida en color azul para una composición del 70% de cobre y una superficie sólida para una composición de 90% de cobre, para una calidad de vapor del 72.7%, durante el estado estable a $t=15$ min. Para una composición de 90% de cobre en la pared del receptor incrementa la temperatura en 3.67°C en la parte inferior del receptor en, respecto a la composición de 40% cobre, debido a la reducción del coeficiente de convectivo de la fase vapor que limita la transferencia de calor entre la pared de cobre y el fluido de trabajo. En la parte superior disminuye la temperatura en la pared del receptor hasta 6.92°C en la pared externa del receptor en $r=0.035\text{m}$, que disminuye a causa del incremento de conductividad térmica de los materiales permitiendo una mayor transferencia de calor hacia el fluido de trabajo que se encuentra en fase líquida mejorando la convección de calor entre la fase líquida y la pared del receptor. El punto caliente mencionado en la Figura 5-46 que sufre un desplazamiento de 36° iniciado en $\theta=194^{\circ}$, que corresponde al inicio de la fase líquida en la parte inferior del receptor, producido por la disminución del coeficiente convectivo de calor en el fluido de trabajo. La diferencia de temperaturas entre el receptor compuesto con 90% de cobre en la

pared de 4.78°C, respecto al receptor compuesto de 40% de cobre, y una diferencia de 0.5°C, respecto al receptor compuesto de 70% de cobre.

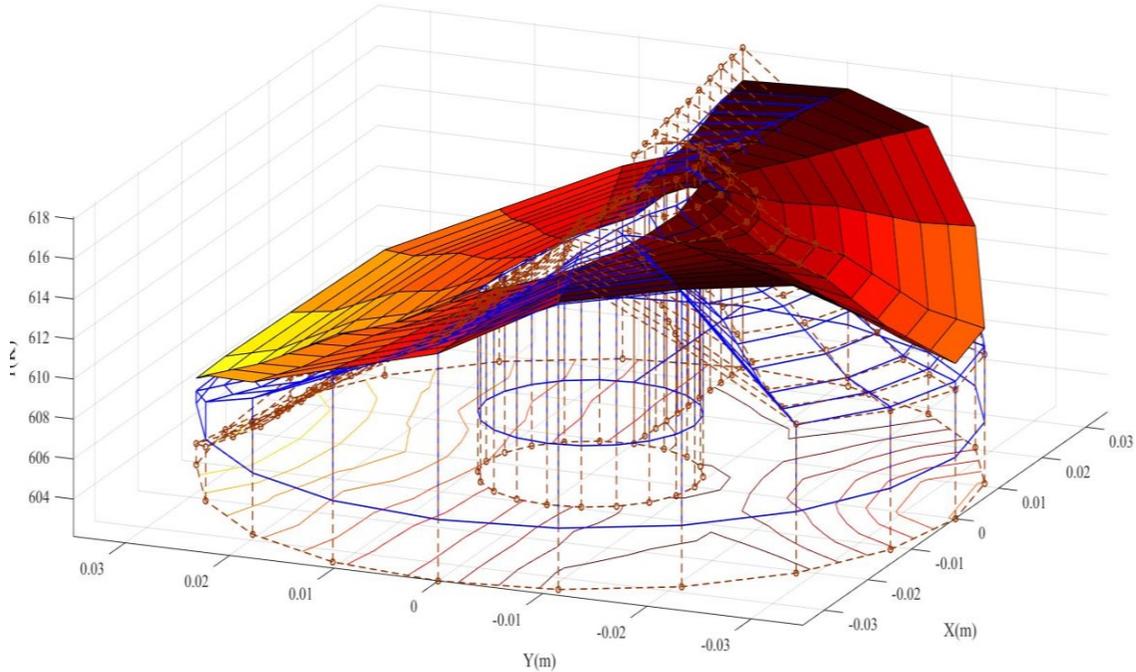


Figura 5-48 Comparación del perfil de temperatura para diferentes proporciones de cobre en la pared del receptor a t=15 min para x=72.7% en z=627 m.

En la Figura 5-49 se presenta la variación de temperatura circunferencial entre cada solución obtenida a diferentes tiempos para dos combinaciones de materiales 50% Cu – 50% Al₂O₃ y 70% Cu – 30% Al₂O₃ para analizar las variaciones entre cada solución, a partir de los 9 minutos la variación empieza a disminuir y llegando a los 15 min se tiene una variación del orden de 10⁻².°C.

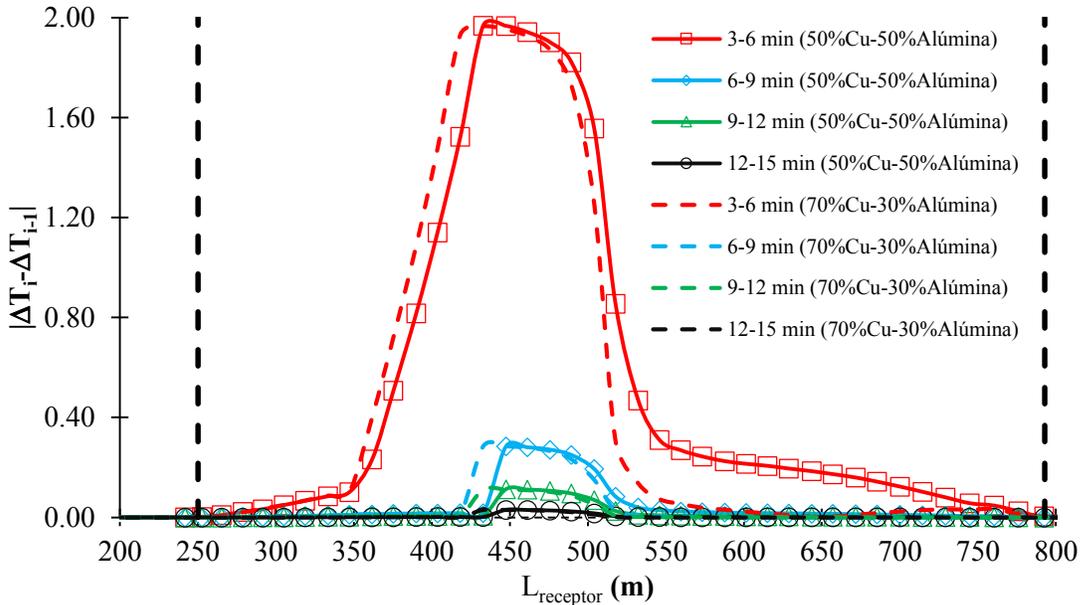


Figura 5-49 Variación entre las soluciones obtenidas para los receptores 50%Cu – 50%Al₂O₃ y 70%Cu – 30%Al₂O₃ para t de 3 a 15 minutos.

La Figura 5-50 muestra la variación porcentual entre las soluciones del receptor de 50% Cu – 50% Al₂O₃ en el intervalo de 6 a 9 minutos, donde la variación de las soluciones obtenidas empieza a disminuir, la máxima variación alcanzada es de 5% mientras que de 12 a 15 minutos se tiene una variación máxima del 0.6% que puede considerarse como el tiempo requerido para alcanzar la estabilidad.

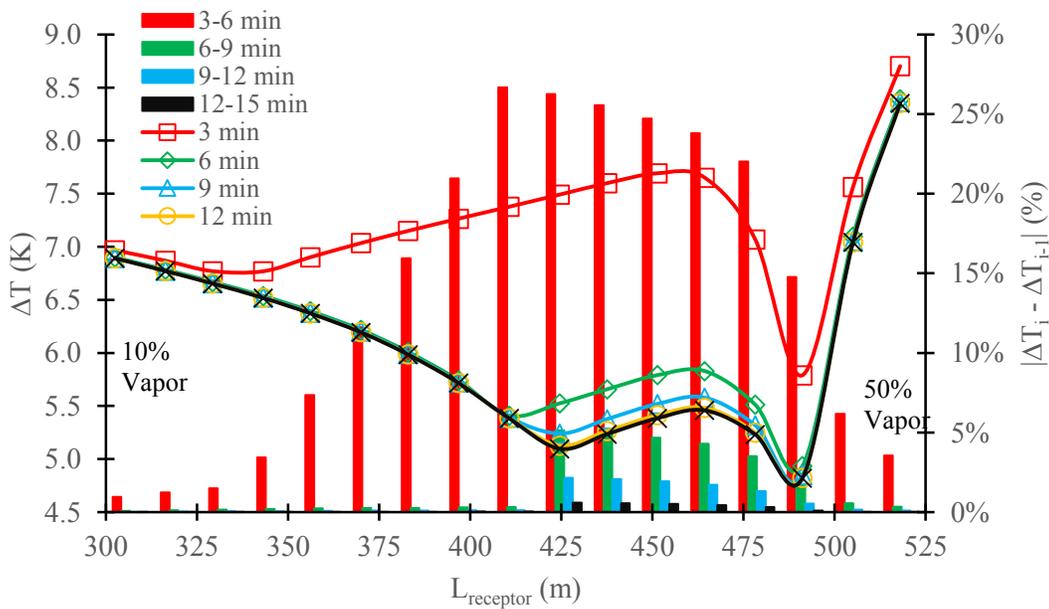


Figura 5-50 Variación entre soluciones obtenidas a diferentes tiempos para el receptor 50% Cu – 50% Al₂O₃.

En la Tabla 5-4 se presenta los valores extraídos de la solución del modelo en tres dimensiones para el receptor 50% Cu - 50% Al₂O₃ en el intervalo de 393.3 a 491.15 m, donde se tiene el incremento de temperatura que se observa en la Figura 5-33, para valores mayores a t=15 minutos se tiene una variación menor a 10⁻² como se muestra en la Figura 5-32 y a valores mayores a 24 minutos la solución presenta variaciones del orden de 10⁻³ a 10⁻⁵.

Tabla 5-4 Solución temporal del receptor de 50% Cu – 50% Al₂O₃ en Comsol Multiphysics.

Tiempo (min)	Longitud (m)							
	393.3	407.55	421.8	436.05	449.35	463.6	476.9	491.15
	Temperatura (K)							
3	599.3250	599.5755	599.1151	599.0236	598.9487	598.8541	598.8823	598.8232
6	599.8981	600.0287	599.6167	599.4888	599.3739	599.2455	599.2086	599.1079
9	599.9917	600.1038	599.7003	599.5661	599.4441	599.3093	599.2607	599.1520
12	600.0208	600.1276	599.7269	599.5907	599.4663	599.3292	599.2766	599.1651
15	600.0275	600.1331	599.7331	599.5964	599.4714	599.3338	599.2801	599.1679
18	600.0280	600.1337	599.7337	599.5970	599.4719	599.3342	599.2804	599.1681
21	600.0267	600.1326	599.7325	599.5959	599.4709	599.3332	599.2796	599.1674
24	600.0255	600.1317	599.7315	599.5949	599.4700	599.3325	599.2790	599.1669
27	600.0251	600.1313	599.7311	599.5945	599.4697	599.3321	599.2787	599.1667
30	600.0249	600.1311	599.7309	599.5944	599.4695	599.3320	599.2786	599.1666
33	600.0249	600.1312	599.7309	599.5944	599.4695	599.3320	599.2787	599.1666
36	600.0250	600.1312	599.7309	599.5944	599.4696	599.3321	599.2787	599.1666
39	600.0250	600.1312	599.7310	599.5945	599.4696	599.3321	599.2787	599.1667
42	600.0250	600.1312	599.7310	599.5945	599.4696	599.3321	599.2787	599.1667
45	600.0250	600.1312	599.7310	599.5945	599.4696	599.3321	599.2787	599.1667

Capítulo 6 Conclusiones

Con base en el caso de estudio de la planta termosolar de 50 MW, se aportan las condiciones de operación requeridas para el bloque de potencia y el campo solar, así como las características de los sistemas de concentración de canal parabólico. Al evaluar la propuesta del bloque de potencia y considerando las condiciones de operación determinadas, se obtuvo la potencia térmica requerida por el campo solar, para su dimensionamiento se consideraron las diferentes estaciones del año permitiendo realizar un análisis más preciso del comportamiento del tubo receptor de pared compuesta en condiciones reales a gran escala.

Del dimensionamiento del campo solar para una planta de generación de potencia de 50 MW para una distribución de radiación no uniforme en la dirección axial, se requiere un flujo de agua de 0.73 kg/s, con una velocidad de 0.25 m/s, 208.8 °C, una presión de 117 bar y un lazo de concentradores de 925 m; se encontró que la región de líquido se mantiene hasta una longitud de 250 metros, medido desde la entrada del lazo de concentradores para alcanzar las condiciones de saturación, la región de líquido-vapor coexisten en el intervalo de 250 a 793.61 metros y, la región de sobrecalentamiento se encuentra en el intervalo de 793.61 a 925 metros, iniciando en condiciones de saturación a 321.35 °C y finalizando a 380°C y 100 bar. La fase líquida logró un incremento de temperatura en el fluido de trabajo desde el punto de entrada al lazo de concentradores de 113.15 °C, las fases líquido-vapor mantuvieron la temperatura en 321.35 °C durante toda la trayectoria; por último, la fase vapor incrementó su temperatura en 58.65 °C, hasta alcanzar el estado de sobrecalentamiento a 380 °C y 100 bar.

Los resultados encontrados para la distribución de radiación uniforme de 731.2 W/m², la fase líquida se mantiene en el intervalo de longitud de 0 a 238 metros, la fase líquido-vapor coexiste en el intervalo de 238 a 731.61 metros y la fase de vapor sobrecalentado se encuentra en el intervalo de 731.61 a 925 metros, iniciando en las condiciones de saturación de 321.35°C y alcanzando un estado a 454.4 °C y 94.22 bar. La caída de presión total en un lazo de concentradores fue de 22.78 bar. El efecto encontrado al emplear una distribución de radiación uniforme en la dirección axial provoca un incremento de las condiciones de salida del fluido de trabajo del campo solar, lo cual genera una disminución en la zona de precalentamiento, evaporación y sobrecalentamiento, que disminuye la extensión del campo

solar para alcanzar las condiciones requeridas en el bloque de potencia, generando una variación superior a los 20 metros en el dimensionamiento del campo solar

La evaluación termo-hidráulica del sistema, considerando una distribución de radiación uniforme y no uniforme, conducen a variaciones en las velocidades del vapor de 6.25 y 5.52 m/s, caídas de presión de 22.78 y 17 bar a la salida del lazo de concentradores, para las distribuciones uniforme y no uniforme, respectivamente. Para una distribución uniforme se presenta una reducción de la potencia producida en la planta termosolar del 3%. La predicción de la caída de presión para una distribución de radiación no uniforme disminuye un 17% debido a la distribución del recurso en la dirección axial del receptor que presenta una distribución gaussiana, respecto a las condiciones de entrada y salida del fluido de trabajo, y hay un 8% de diferencia entre la predicción de la caída de presión para una distribución de radiación uniforme y no uniforme.

La región de inestabilidad que presenta el fluido de trabajo bajo las condiciones de operación de la planta termosolar estudiada ocurre en el intervalo de 734.01 a 793.61 metros, donde se encontraron las siguientes dependencias en el sistema: por el tipo de distribución de radiación considerada para el análisis, por la proporción de materiales en la pared del tubo receptor. El emplear una distribución uniforme predice que el intervalo en que ocurre la inestabilidad sea 50 metros menor con respecto a la distribución de radiación no uniforme. La influencia de la composición del tubo receptor también presenta variaciones en la predicción de la región de inestabilidad, tomando como referencia la composición de la pared del receptor de 50% Alúmina – 50% Cobre, la región de inestabilidad se presenta en el intervalo de 734.01 a 793.61 m. La reducción de la Alúmina en la pared del receptor, como ocurre en la composición 90% Cobre y 10% Alúmina, provoca que la predicción de la aparición de la inestabilidad ocurra para una longitud 3.14 metros menor a la producción para una pared del receptor con composición 50% Cobre – 50% Alúmina, debido al incremento de energía que entra en el sistema provocada por la reducción de la resistencia térmica en la pared del receptor. La transición de líquido-vapor a vapor saturado seco se presenta en el intervalo de 747.86 a 791.47 metros. Una proporción en la pared del receptor 10% Cobre y 90% Alúmina, provoca que la predicción de la inestabilidad ocurra 3.65 metros mayor a la transición de líquido-vapor a vapor saturado seco apareciendo en el intervalo 752.65 a 794.61 metros.

El efecto de sobrecalentamiento del fluido de trabajo con una distribución de radiación uniforme provoca una disminución del 22 % en la densidad del fluido de trabajo a la salida del lazo de concentradores. La inestabilidad de flujo considerando distribución de radiación uniforme resulta ser más violenta en respuesta por tener un volumen específico que se reduce en 74.4% y provocando un incremento de la caída de presión de 24%, respecto al estimado con una radiación no uniforme. El incremento abrupto del volumen específico del vapor en la transición de vapor húmedo con una calidad 90% a vapor saturado seco propicia la presencia de un patrón de flujo de secado, donde la pared se encuentra en contacto en su totalidad con vapor sin alcanzar el estado de saturación, en el intervalo de 734.01 a 793.61m generando una disminución abrupta de líquido en el vapor disminuyendo el coeficiente convectivo del fluido de trabajo que reduce la diferencia de temperatura en la pared del receptor.

Las mayores diferencias de temperatura en la pared del receptor ocurren en la transición de flujo en dos fases a una fase, que corresponde a la región de inestabilidad, debido a la disminución considerable del coeficiente convectivo del vapor respecto a las propiedades del líquido, lo anterior provoca que la liberación de energía de las paredes disminuye provocando un incremento de temperatura en las paredes del receptor. La propuesta de combinar un material no conductor de calor y uno conductor en la pared del tubo receptor, queda plenamente justificado por la necesidad de contrarrestar el excedente de energía no liberada al fluido de trabajo con un material que actúa como almacén de energía reduciendo las diferencias de temperatura en la pared del receptor, con respecto a los presentados por tubos receptores con materiales conductores.

A través de las soluciones obtenidas al simular el modelo tridimensional del receptor se encontró que la mejor combinación de materiales se presenta dentro del intervalo de 60 a 70% de cobre, usando alúmina como material no conductor, se redujo las diferencias de temperatura circunferenciales entre un 20 hasta 43.3%, respecto a la combinación usada para el dimensionamiento de 50% Cobre – 50% Alúmina, que reduce las diferencias de temperaturas que afectan mecánicamente al tubo receptor. El fluido de trabajo presenta diferentes comportamientos, al considerar diferentes combinaciones de materiales, la reducción de la Alúmina en la pared del receptor, como ocurre en la composición 90% Cobre

y 10% Alúmina, provoca un incremento de temperatura de 2.9° y una reducción de presión de 0.6 bar a la salida del lazo de concentradores, alcanzando un estado a 377.1 °C y 99.4 bar. Una proporción en la pared del receptor 10% Cobre y 90% Alúmina, provoca una reducción de temperatura de 3° y un incremento de presión de 0.56 bar, alcanzando un estado a 383 °C y 100.56 bar a la salida del lazo de concentradores.

Las diferencias de temperaturas entre la pared interna y externa en la posición angular $\theta=90$ y 270° , en los puntos de menor y mayor temperatura en la pared del receptor, respectivamente, presentan variaciones menores a 2°C en la diferencia de temperatura encontradas para superficie superior, respecto a la diferencia de temperaturas encontradas en la superficie inferior del tubo receptor, para composiciones mayores a 60% de cobre, debido al incremento del coeficiente convectivo del material mejorando la transferencia de calor hacia el fluido de trabajo.

Considerando el factor de emisiones presentado por la Secretaría de Medio Ambiente y Recursos Naturales mostrado en el Diario Oficial de la Federación, la implementación de la planta termosolar considerada produce una reducción de 41,985.06 Toneladas de CO₂ anualmente, al emplear gas natural como combustible en el sistema auxiliar. Para sitios alejados de la red de gas natural, si se emplea gas licuado de petróleo se pueden generar una reducción de 47,223.84 Toneladas de CO₂ anualmente, generando un incremento del 11.1% de emisiones. Sustituir por combustóleo se evitaría emitir 57,925.92 Toneladas de CO₂ al año generando un incremento del 27.5 %.

El dimensionamiento del equipo de condensación para una carga térmica de 84,295.81 kW_{th}, un flujo de vapor húmedo de 38.26 kg/s y agua como fluido refrigerante a 20°C. El diseño del condensador cumple satisfactoriamente con los límites en las velocidades y caídas de presión en la coraza y el banco de tubos presentes en la normativa TEMA, dentro de las dimensiones de un intercambiador comercial. Se cumple con el criterio del método Kern, con un error del 5.54% del coeficiente global de transferencia de calor obtenido con el diseño, respecto al coeficiente global propuesto, y el cociente entre los factores de corrección del Método Bell-Delaware cercano a 0.9, ratificando al diseño realizado como el mejor diseño posible.

Referencias

- Abengoa. (2021). "Proyecto Central Termosolar Agua Prieta II". Recuperado de <http://www.abengoa.com.mx/web/es/areas-de-actividad/ingenieria-y-construccion-industrial/energia-renovable/obra/Central-termosolar-Agua-Prieta-II-14-MW/>
- Acuña, A., Velázquez, N., Saucedo, D. & Aguilar, A. (2017) "Modeling, construction, and experimentation of a compound parabolic concentrator with a concentric tube as the absorber", *J. Energy Eng.* 143(3), 04016059. [https://dx.doi.org/10.1061/\(ASCE\)EY.1943-7897.0000416](https://dx.doi.org/10.1061/(ASCE)EY.1943-7897.0000416)
- Almanza, R. & Flores, V. (2004). "Direct steam generation in parabolic trough concentrators with bimetallic receivers". *Energy* 29. Pp. 645-651.
- Almanza, R., Jiménez, G., Lentz, A., Valdés, 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.* 124(2). Pp. 140–144. <https://doi.org/10.1115/1.1463734>
- Almanza, R., Lentz, A. & Jime, G. (1997). "Receiver behavior in direct steam generation with parabolic troughs". *Solar Energy.* Vol. 61(4). Pp. 275–278.
- Almanza, R., Lentz, A., Santiago, L. & Valdés, A. (1999). "Some experiences on electricity production at low powers with DSG using parabolic troughs". *Le Journal de Physique IV.* Vol. 09. Pp. 229-232. <https://doi.org/10.1051/jp4:1999334>
- Álvarez, O., Montaña, T. & Maldonado, J. (2014). "La radiación solar global en la provincia de Loja, evaluación preliminar utilizando el método de Hottel". *Ingenius.* N.11 (Julio-diciembre). Pp. 25-31.
- ANES. (2018). "Reporte de inteligencia tecnológica Energía termosolar". SENER. México. Pp. 83.
- Ardila, J. & Hincapie, D. (2012). "Spiral Tube Heat Exchanger". *UIS Ingenierías.* 2.
- Baehr, H. D. & Stephan, K. (2006). "Heat and mass transfer". Springer. New York. Pp. 705.

- Bilal, A., Khan, M. N., Zubair, M. & Bellos, E. (2020). "Commercial parabolic trough CSP plants: Research trends and technological advancements". *Solar Energy*. 211(September). Pp. 1422–1458. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.09.072>
- Bright, J. M., Bai, X., Zhang, Y., Sun, X., Acord, B. & Wang, P. (2020). "Irradpy: Python package for MERRA-2 download, extraction and usage for clear-sky irradiance modelling". *Solar Energy*. 199 (January). Pp. 685–693. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.02.061>
- Chandia, E. (2012) "Diseño y Análisis Técnico-Económico de una Central Solar Termoeléctrica con Almacenamiento Térmico en el Norte de Chile", Tesis de maestría, Universidad de Chile, Chile, 2012.
- CIEMAT, (2020) "Reporte anual Plataforma solar de Almería 2019". Recuperado de <http://www.ciemat.es/portal.do?IDM=215&NM=2>
- Cooper, P. I. (1969). "The absorption of radiation insolar stills". *Solar Energy*. 12(3). Pp. 333–346. [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(69\)90047-4](https://doi.org/10.1016/0038-092X(69)90047-4)
- Del Carmen Hammerly, R (2001). "Modelación de la evapotranspiración con métodos de balance de agua". Tesis de maestría. Universidad Nacional del Litoral. Santa Fe, Argentina, Pp. 259.
- Dobson, M.K. and Chato, J.C. (1998) "Condensation in Smooth Horizontal Tubes". *International Journal of Heat and Mass*. vol. 120. pp. 193-213.
- Duffie, J. A. & Beckman, W. A. (2013). "Solar Engineering of Thermal Processes". 4th Edition. John Wiley & son. New Jersey. Pp. 887. <http://eu.wiley.com/WileyCDA/WileyTitle/productCd-0470873663.html>
- Enciso, E., (2012). "Desarrollo de un software para el diseño de concentradores solares de canal parabólico", Tesis de Maestría, Instituto Politécnico Nacional, México. Pp. 121.
- Estela, E. (2016). "Solar Thermal Electricity - Global Outlook 2016". Greenpeace & Solar PACES .Amsterdam, Netherlands. Pp. 114.

Farhadi, K. (2009). "A model for predicting static instability in two-phase flow systems". *Progress in Nuclear Energy*. 51(8). Pp. 805–812. <https://doi.org/10.1016/j.pnucene.2009.05.007>

Feldhoff, J.F., Benitez, D., Eck, M. & Riffelmann, K.-J. (2010). "Economic potential of solar thermal power plants with direct steam generation compared with htf plants". *J. Sol. Energy Eng.* 132. Pp. 663–671. <https://doi.org/10.1115/1.4001672>.

Fernández Zayas, J. L. & Estrada-Cajigal, V. (1983). "Cálculo de la radiación solar instantánea en la república mexicana". Series del instituto de ingeniería. México. (472).

Flores, V. & Almanza, R. (2004). "Direct steam generation in parabolic trough concentrators with bimetallic receivers". *Energy*. 29. Pp. 645–651. [https://doi.org/10.1016/S0360-5442\(03\)00173-7](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(03)00173-7)

Fuqiang, W., Ziming, C., Jianyu, T., Yuan, Y., Yong, S. & Linhua, L. (2017). "Progress in concentrated solar power technology with parabolic trough collector system: A comprehensive review". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 79(February). Pp. 1314–1328. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.174>

Gang, P., Jing, L. & Jie, J. (2010). "Analysis of low temperature solar thermal electric generation using regenerative Organic Rankine Cycle". *Applied Thermal Engineering*. 30(8–9). Pp. 998–1004. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.01.011>

Giostri, A., Binotti, M., Astolfi, M., Silva, P., Macchi, E. & Manzolini, G. (2012). "Comparison of different solar plants based on parabolic trough technology". *Solar Energy*. 86(5). Pp. 1208–1221. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2012.01.014>

González, J. A. C., Pérez, R. C., Santos, A. C. & Gil, M. A. C. (2009). "Centrales de energías renovables".

https://www.academia.edu/28888909/Centrales_de_energ%C3%ADas_renovables_Generaci%C3%B3n_el%C3%A9ctrica_con_energ%C3%ADas_renovables

González, J.M., Moreno, J.M. & Selva, S. (2014). "Diseño y estudio económico de una planta termo solar de CCP para suministro de energía térmica a una planta láctea". Tesis de Maestría. Escuela de Organización Industrial. Madrid, España. Pp. 160.

Guillamón, M. Á. (2012). “Central termosolar de 50 MW en Murcia con colectores cilindro parabólicos”. Proyecto Fin de Carrera / Trabajo Fin de Grado. Universidad Politécnica de Madrid. Madrid, España. Pp. 122.

Hirsch, T., Feldhoff, J. F., Hennecke, K. & Pitz-Paal, R. (2014). "Advancements in the field of direct steam generation in linear solar concentrators-a review". *Heat Transfer Engineering*. 35(3). Pp. 258–271. <https://doi.org/10.1080/01457632.2013.825172>

Hottel, H. C. (1976). “A simple model for estimating the transmittance of direct solar radiation through clear atmospheres”. *Solar Energy*. 18(2). Pp. 129–134.

Hou, H., Wu, J., Yang, Y., Hu, E. & Chen, S. (2015). "Performance of a solar aided power plant in fuel saving mode". *Applied Energy*. 160. Pp. 873–881. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.01.092>

IEA. (2020). "Energy Technology Perspectives 2020. In Energy Technology Perspectives 2020". <https://doi.org/10.1787/ab43a9a5-en>

Islam, M. T., Huda, N., Abdullah, A. B. & Saidur, R. (2018). "A comprehensive review of state-of-the-art concentrating solar power (CSP) technologies: Current status and research trends". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 91(April). Pp. 987–1018. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.04.097>

Jung, J. (2011) “Thailand opens the first of fifteen solar thermal plants using solarlite technology.”. *Forbes*. 31 de 12 de 2011.

Kakac, S. & Liu, H. (2013) “Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design”. second ed. CRC Press, Boca Raton.

Kandlikar, S. G. (2013). “Heat transfer and fluid flow in minichannels and microchannels”. Amsterdam, Netherlands San Diego, CA Oxford, UK: Elsevier.

Karellas, S. & Roumpedakis, T. C. (2019). "Solar thermal power plants. In Solar Hydrogen Production: Processes, Systems and Technologies". Elsevier. New York, 1st Ed. Pp. 567. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-814853-2.00007-2>

Karni, J., Kribus, A., Rubin, R. & Doron, P. "The Porcupine: A Novel HighFlux Absorber for Volumetric Solar Receivers". *J. Sol. Energy Eng.* 1998, 120, 85.

Kribus, a., Doron, P., Rubin, R., Reuven, R., Taragan, E., Duchan, S. & Karni, J. (2001) Performance of the Directly-Irradiated Annular Pressurized Receiver (DIAPR) Operating at 20 Bar and 1,200°C. *J. Sol. Energy Eng.* 123. 10-17.

Li, L., Sun, J. & Li, Y. (2017). "Thermal load and bending analysis of heat collection element of direct-steam-generation parabolic-trough solar power plant". *Applied Thermal Engineering*. Vol. 127. 1530–1542. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.08.129>

Lilliestam, J., Thonig, R., Gilmanova, A. & Zang, C. (2021). "CSP.guru 2021-07-01" (2021-07-01) [Conjunto de datos]. <https://zenodo.org/record/5094290#.YmDVB9pBxPb>

Lim, T. & Kim, J. (2005). "An Experimental Investigation of Pressure Drop in Flow Boiling of Pure Refrigerants and Their Mixture in Horizontal Tube". *JSME International Journal Series B*, 48(1), 92–98.

Lu, Y., Deng, S., Nie, X., Zhao, L., Wang, D., Zhao, D. & Chen, L. (2020). "Ledinegg instability analysis on direct vapor generation inside solar collectors". *Solar Energy*. 196. Pp. 530–539. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.12.060>

Lugo-Leyte, R., Salazar-Pereyra, M., Torres-Aldaco, A., Lugo-Méndez, H. D. & Valdés Palacios, A. (2012). "Thermal modeling of a concentrator pipe composed with direct steam generation". *Applied Solar Energy*, 48(3). Pp. 212–217. <https://doi.org/10.3103/S0003701X12030103>

Madrid Solar. (2012). "Guía técnica de la energía Solar Termoeléctrica". Recuperado de <https://www.fenercom.com/wp-content/uploads/2012/03/Guia-Tecnica-de-la-Energia-Solar-Termoelectrica-fenercom-2012.pdf>

Mc Cabe, W. L., Smith, J. C. & Harriott, P. (2017). "Operaciones unitarias en ingeniería. In *The Biogas Handbook*". Science, Production and Applications (Vol. 11, Issue 5).

Meng, S., Chen, H., Hu, J. & Wang, Z. (2011). "Radiative Properties Characterization of ZrB₂-SiC Based Ultrahigh Temperature Ceramic at High Temperature". *Materials & Design - mater design*. 32. Pp. 377-381. [10.1016/j.matdes.2010.06.007](https://doi.org/10.1016/j.matdes.2010.06.007).

- Moguel Ordóñez, E., Tijerina Chávez, L., Quevedo Nolasco, A., Crespo Pichardo, G. & Haro Aguilar, G. (2001). "Evapotranspiración y balance de energía en el cultivo de alfalfa". *Agrociencia*, 35(1). Pp. 13-21.
- Montes, M. J., Abánades, A., Martínez-Val, J. M. & Valdés, M. (2009). "Solar multiple optimization for a solar-only thermal power plant, using oil as heat transfer fluid in the parabolic trough collectors". *Solar Energy*. 83. Pp. 2165–2176. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2009.08.010>
- Müller-Steinhagen H & Trieb F. (2004). "Concentrating solar power: a review of the technology". *Ingenia*. 18. Pp. 43-50.
- Müller-Steinhagen, H. & Heck, K. (1986). "A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes". *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 20(6), 297–308.
- Ouagued, M., Khellaf, A. & Y Loukarfi, L. (2013). "Estimation of the temperature, heat gain and heat loss by solar parabolic trough collector under Algerian climate using different thermal oils". *Energy Conversion and Management*. Volume 75. Pp. 191-201.
- Paraschiv, S. L., Ion, I. V. & Vatachi, N. (2010). "Design and sizing characteristics of a solar thermal power plant with Cylindrical Parabolic Concentrators in Dobrogea Region". *Termotehnica*. 2. Pp. 50–53. <http://www.agir.ro/buletine/883.pdf>
- Park, I., Lee, H. & Mudawar, I. (2015). "Determination of flow regimes and heat transfer coefficient for condensation in horizontal tubes". *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 80. Pp. 698–716. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.09.035>
- Perry, R. H. & Green, Don W. (2001). "Manual del ingeniero químico" (4 tomos). McGraw-Hill. Madrid, España.
- Photovoltaic Geographical Information System. (2020-2021). "PVGISTool v. 5.2". Recuperado de https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/en/
- Polymath. (s.f.). "Manual de usuario Polymath Rev 1.70". ESAPolyath. Pp. 600. <https://www.positronic.com.br/pdf/catalogo-33.pdf>

PWC. (2021). “La industria termosolar como motor económico en España”. Protermo Solar. Gobierno de España

REN21. (2021). “Renewables 2021 global status report”. Renewables now”. Recuperado de https://www.ren21.net/wp-content/uploads/2019/05/GSR2021_Full_Report.pdf

Reyes Rodríguez, M., Moya Rodríguez, J., Pérez León, S. & Nápoles Ruiz, G. (2014). “Aplicación del Método de la Colonia de Hormigas Mixto a la optimización de intercambiadores de calor de tubo y coraza”. *Ingeniería Mecánica*. 17(2). Pp. 129-137–137.

Rodrigues Cardozo, F. (2012). "Concentrating solar power technologies using molten salts for storage and production of energy". Máster thesis. Universidade do Porto. Oporto, Portugal. Pp. 105.

Rodríguez-Sánchez, M. R., Soria-verdugo, A., Almendros-ibáñez, J. A., Acosta-iborra, A. & Santana, D. (2014). "Thermal design guidelines of solar power towers". *Applied Thermal Engineering*. 63(1). Pp. 428–438. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.11.014>

Ruspini, L. C. (2013).” *Experimental and numerical investigation on two-phase flow instabilitie*”. Thesis Ph.D.. Norwegian University of Science and Technology. Trondheim, Norwegian. Pp. 286.

Sandá, A., Moya, S. L. & Valenzuela, L. (2019). "Modelling and simulation tools for direct steam generation in parabolic-trough solar collectors: A review". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Vol. 113. 109226.

SENER (2020) “Balance nacional de energía”, Subsecretaria de Planeación Energética y Desarrollo Tecnológico. Secretaria de Energía, México. Pp. 159.

Serrano-Aguilera, J.J. (2017). "Thermal-hydraulic and optical modeling of solar Direct Steam Generation systems base don Parabolic-Through Collectors". Tesis Doctoral Universidad de Malaga. Malaga, España. Pp. 128.

Shah, R. & Sekulik, D. (1998) "Heat exchangers in Handbook of Heat Transfer Applications”. 3rd ed., W. H. J. a. G. E. Rohsenow. New York. McGraw-Hill. Pp. 17.1-17.169.

Siemens. (2021). "Hoja de datos turbina Siemens modelo SST-700/900". Recuperado de <https://www.siemens-energy.com/global/en/offerings/power-generation/steam-turbines/industrial-steam-turbines.html> el día 28 de abril de 2021

Sinnott, R. K. (2005). "Chemical Engineering Design" (6). fourth ed. Elsevier, Oxford.

Siva, V., Kaushik, S. C., Ranjan, K. R. & Tyagi, S. K. (2013). "State-of-the-art of solar thermal power plants - A review". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 27. Pp. 258–273. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.06.037>

Solar Payback. (2018). "Calor solar para la industria en México". Recuperado de https://www.solar-payback.com/wp-content/uploads/2018/06/Solar-Payback_Calor-Solar-para-la-Industria_Mexico.pdf

Sun, J., Liu, Q. & Hong, H. (2015). "Numerical study of parabolic-trough direct steam generation loop in recirculation mode: Characteristics, performance and general operation strategy". *Energy Conversion and Management*. 96. Pp. 287–302. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.02.080>

Tandon, T.N., Varma, H.K. & Grupta, C.P. (1985). "A Void Fraction Model for Annular Two-phase Flow". *International Journal of Heat and Mass*. vol. 28, No. 1. Pp. 191-198.

Tang, Z., Zhao, X., Li, Z. & Tao, W. (2016). "International Journal of Heat and Mass Transfer Multi-scale numerical analysis of flow and heat transfer for a parabolic trough collector". *International Journal of Heat and Mass Transfer*. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.09.002>

Torres, A, Romero-Paredes y Ambriz, J.J. (1997). "Modelamiento de un lecho fluidizado a altas temperaturas". *Memorias de la XXI Semana Nacional de Energía solar ANES*. Chihuahua, México. (10). Pp 334-338.

Valdés Palacios, A., Almanza, R., Soria, A. & Mazari, M. (1998). "Direct steam generation in parabolic concentrators". *Annu. Conf. ANES*. Alburquerque.

Valdés Palacios, J. A. (2016). "Modelamiento termo hidráulico de la generación directa de vapor en concentradores solares y desarrollo de receptores bimetálicos". *Tesis Doctoral*. UNAM. Ciudad de México, México. Pp. 111.

Valenzuela, L., Saynes, J. & Moya, S. L. (2016). "Análisis termo-hidráulico de captadores cilindros parabólicos para generación directa de vapor con RELAP5". *Tecnología y Ciencias del Agua*. 7(3). Pp. 75-91.

Von Loeper, F., Schaumann, P., de Langlard, M., Hess, R., Bäsman, R. & Schmidt, V. (2020). "Probabilistic prediction of solar power supply to distribution networks, using forecasts of global horizontal irradiation". *Solar Energy*. 203(March). 145–156. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.04.001>

Wang, P., Liu, D. Y. & Xu, C. (2013). "Numerical study of heat transfer enhancement in the receiver tube of direct steam generation with parabolic trough by inserting metal foams". *Applied Energy*. 102. Pp. 449–460. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.07.026>

Wang, Z. (2019). "Main Powerhouse Layout. In *Design of Solar Thermal Power Plants*". Elsevier. New York. 1st Ed. Pp. 475 <https://doi.org/10.1016/b978-0-12-815613-1.00009-2>

Widyolar, B., Lun L., Ferry, J., Winston, R., Cygan, D. & Abbasi, H. (2019). "Experimental performance of a two-stage (50x) parabolic trough collector tested to 650°C using a suspended particulate heat transfer fluid". *Applied Energy*. 222. Pp. 228-243.

You, C., Zhang, W. & Yin, Z. (2013). "Modeling of fluid flow and hear transfer in a through solar collector". *Applied Thermal Engineering*. 54. Pp. 247.

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

Zarza, E., Valenzuela, L., León, J., Weyers, H. D., Eickhoff, M., Eck, M. & Hennecke, K. (2002). "The DISS Project: Direct steam generation in parabolic trough systems. operation and maintenance experience and update on project status". *Journal of Solar Energy Engineering*. 124(2). Pp. 126–133. <https://doi.org/10.1115/1.1467645>

ANEXO A Memoria de cálculos para la planta de GDV

Para determinar todos los estados en el ciclo de potencia presentados en la Figura A-1, se requiere calcular los flujos que circulan en cada uno de los equipos, para realizar el dimensionamiento del condensador. Además de estimar el flujo de calor requerido que debe producir el campo solar. Se supone una eficiencia isoentrópica del 85%, para las turbinas y las bombas requeridas en el ciclo de potencia, con la finalidad de conocer los estados reales.

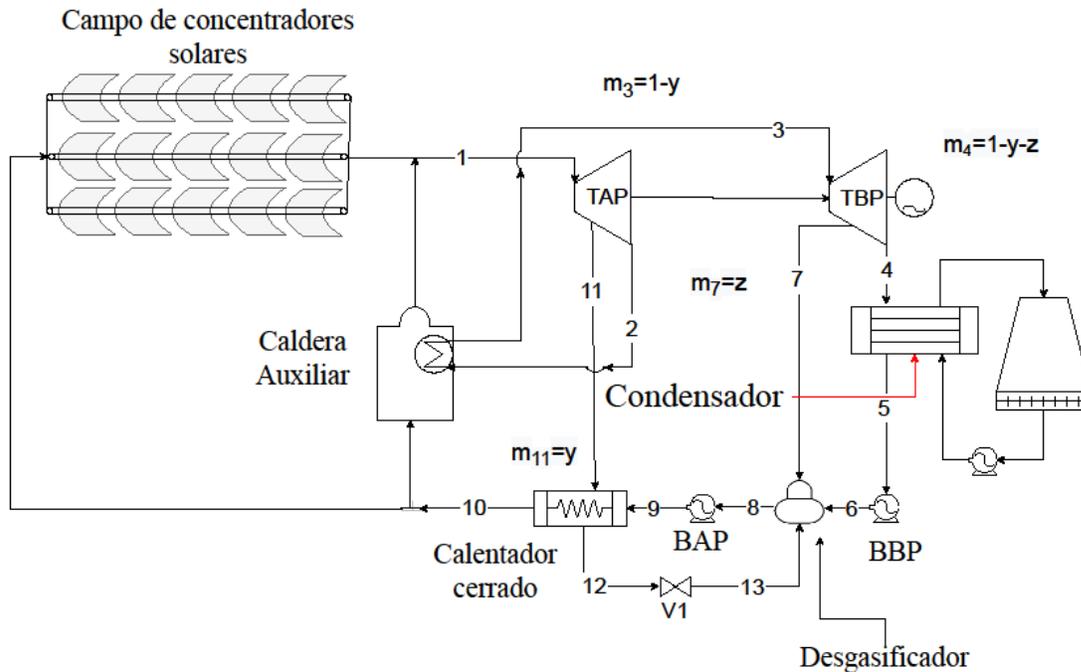


Figura A-1 Bloque de potencia.

Las propiedades de los estados del ciclo se estiman al analizar a cada uno de los equipos que se muestran en la Figura A-1, realizando sus balances de energía. En la Tabla A-1 se presentan las propiedades conocidas del bloque de potencia.

Tabla A-1 Propiedades conocidas del ciclo de vapor.

Estado	P(bar)	T(°C)	x
0	0.968	20	
1	100	380	VSC
2	18.4		
3	16.5	380	VSC
4	0.06	36.12	
5	0.06		LS
6	3		LC

8	3	LS
9	117	
11	18.4	LS
13	3	

A la entrada de la turbina de alta presión, que corresponde al estado 1, se conoce la presión y temperatura a la entrada, 100 bar y 380°C, respectivamente.

$$P_1 = 100 \text{ bar}$$

$$T_1 = 380^\circ\text{C}$$

De tablas de vapor se obtienen las siguientes propiedades, considerando los valores de presión y temperatura requeridos por la turbina de alta presión.

$$s_1 = 6.11464 \text{ kJ / kg } \cdot \text{K}$$

$$h_1 = 3031.56 \text{ kJ / kg}$$

$$v_1 = 0.024923 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

De las condiciones de salida de la TAP, que corresponde al estado 2, se conoce la presión requerida por el recalentador y considerando un proceso de expansión isoentrópica para obtener los valores del estado 2s.

$$P_2 = 18.4 \text{ bar}$$

$$s_{2s} = s_1 = 6.1146 \text{ kJ / kg } \cdot \text{K}$$

De tablas de vapor se obtienen las siguientes propiedades.

$$T_{2s} = 207.107^\circ\text{C}$$

$$h_{2s} = 2673.56 \text{ kJ / kg}$$

$$v = 0.10316 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

La calidad con que sale el vapor de la TAP se estima de la siguiente manera.

$$x = \frac{s_{2s} - s_l}{s_v - s_l} = 0.93543$$

El estado 2, se parte de la definición de eficiencia isoentrópica para obtener la entalpía del estado 2, al conocer la presión de expansión y la entalpía del estado real.

$$P_2 = 18.4 \text{ bar}$$

$$\eta_s \cong \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} = 0.85$$

$$h_2 = h_1 - \eta_s (h_1 - h_{2s}) = 2727.26 \text{ kJ / kg}$$

De Tablas de vapor, se estiman las siguientes propiedades.

$$T_2 = 208.2$$

$$v_2 = 0.1042 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$s_2 = s_l(1-x) + x \cdot s_v = 6.2262 \text{ kJ / kg} \cdot \text{K}$$

La calidad del vapor se estima de la siguiente manera.

$$x_2 = \frac{h_2 - h_l}{h_v - h_l} = 0.96359$$

En la entrada a la turbina de baja presión, que corresponde al estado 3, se conoce la presión y la temperatura a la salida del recalentador.

$$P_3 = 16.5 \text{ bar}$$

$$T_3 = 380^\circ\text{C}$$

De tablas de vapor, se obtienen las siguientes propiedades.

$$h_3 = 3208.98 \text{ kJ / kg}$$

$$s_3 = 7.15592 \text{ kJ / kg} \cdot \text{K}$$

$$v_3 = 0.1782 \text{ m}^3/\text{kg}$$

A la salida de la turbina de baja presión, correspondiente al estado 4, se conoce la presión a la salida y se considera el estado isoentrópico para calcular las condiciones reales a la salida

$$P_4 = 0.06 \text{ bar}$$

$$s_{4s} = s_3 = 7.15592 \text{ kJ / kg} \cdot \text{K}$$

Por lo tanto, se conoce la presión y la entropía, con Tablas de vapor se estima el resto de las propiedades.

$$T_{4s} = 36.15^\circ\text{C}$$

$$h_{4s} = h_l(1-x) + x \cdot h_v = 2203.51 \text{ kJ / kg}$$

$$v_{4s} = 20.1696 \text{ m}^3/\text{kg}$$

La calidad del vapor se estima de la siguiente manera.

$$x_{4s} = \frac{s_{4s} - s_l}{s_v - s_l} = 0.84974$$

Para obtener el estado 4 se parte de la definición de eficiencia isoentrópica y conociendo la presión a la salida de la TBP

$$P_6 = 0.06 \text{ bar}$$

$$\eta_s \cong \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} = 0.85$$

$$h_4 = h_3 - \eta_s (h_3 - h_{4s}) = 2354.33 \text{ kJ / kg}$$

Al conocer la presión y entalpía, de tablas se obtienen las siguientes propiedades.

$$T_4 = 36.16 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$s_4 = s_l (1-x) + x \cdot s_v = 7.64359 \text{ kJ / kg K}$$

$$v_4 = 21.6517 \text{ m}^3/\text{kg}$$

La calidad del vapor se estima de la siguiente manera.

$$x_4 = \frac{h_4 - h_l}{h_v - h_l} = 0.91218$$

La extracción de vapor en la turbina de baja presión, correspondiente al estado 7, se conoce la presión y se considera un proceso isoentrópico, con esto se puede calcular las demás propiedades.

$$P_7 = 3 \text{ bar}$$

$$s_{7s} = s_3 = 7.19845 \text{ kJ / kg K}$$

Conociendo la presión y la entropía de Tablas de vapor se estima el resto de las propiedades.

$$T_{7s} = 166^\circ\text{C}$$

$$h_{7s} = 2794.06 \text{ kJ / kg}$$

$$v_{7s} = 0.6755 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Para obtener el estado 7 se parte de la definición de eficiencia isoentrópica para una turbina y poder conocer la entalpía del estado real.

$$P_7 = 3 \text{ bar}$$

$$\eta_s = \frac{h_3 - h_8}{h_3 - h_{8s}} = 0.85$$

$$h_7 = h_3 - \eta_s (h_3 - h_{7s}) = 2856.298 \text{ kJ / kg}$$

Conociendo la presión y la entropía y de Tablas de vapor se estima el resto de las propiedades.

$$T_7 = 195^\circ C$$

$$s_7 = 7.29304 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot K$$

$$v_7 = 0.70968 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

La salida del condensado, correspondiente al estado 5, se conoce la presión del condensador y la calidad con que sale el fluido (Líquido saturado).

$$P_5 = 0.06 \text{ bar}$$

$$x_5 = 0$$

De Tablas de vapor se estiman las siguientes propiedades.

$$T_5 = 36.12 \text{ }^\circ C$$

$$h_5 = h_f = 151.105 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot K$$

$$s_5 = s_f = 0.51962 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$v_5 = 1.007 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{kg}$$

A la salida de la bomba, correspondiente al estado 6, se considera un proceso a entropía constante, además de conocer la presión de salida de la BBP.

$$P_6 = 3 \text{ bar}$$

$$s_{6s} = s_5 = 0.51962 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot K$$

Al conocer la presión y entalpía, de tablas se obtienen las siguientes propiedades.

$$h_{6s} = 151.394 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$h_6 = h_5 + \left(\frac{h_{6s} - h_5}{\eta_s} \right) = 151.445 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$T_6 = 36.15^\circ C$$

$$s_6 = 0.5198 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot K$$

$$v_6 = 1.007 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{kg}$$

En la entrada del desgasificador, que corresponde al estado 8, se considera una presión de salida de 3 bar considerado para evitar generar contraflujos, donde este último debe salir como líquido saturado.

$$P_8 = 3.8 \text{ bar}$$

$$x_8 = 0$$

De Tablas de vapor se estiman las siguientes propiedades.

$$T_8 = 133.5^\circ\text{C}$$

$$h_8 = h_l = 561.216 \text{ kJ / kg}$$

$$s_8 = 1.6716 \text{ kJ / kg} \cdot \text{K}$$

$$v_8 = 1.08 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{kg}$$

Del estado 9 se conoce la presión a la salida de la BAP que entra al calentador cerrado, que es la máxima del ciclo, considerándolo como un proceso isoentrópico.

$$P_9 = 117 \text{ bar}$$

$$s_{9s} = s_8 = 1.6716 \text{ kJ / kg} \cdot \text{K}$$

De Tablas de vapor se estiman las siguientes propiedades.

$$T_{9s} = 134.61^\circ\text{C}$$

$$h_{9s} = 573.42 \text{ kJ / kg}$$

$$v_{9s} = 1.07 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{kg}$$

De la definición de eficiencia isoentrópica se puede conocer la entalpía del estado real y con la presión que se alcanza se pueden estimar el resto de las propiedades

$$P_9 = 117 \text{ bar}$$

$$\eta_s = \frac{h_{9s} - h_8}{h_9 - h_8} = 0.85$$

$$h_9 = h_8 + \frac{(h_{9s} - h_8)}{\eta_s} = 575.58 \text{ kJ / kg}$$

Conociendo la presión y la entalpía, de Tablas de vapor se estima el resto de las propiedades.

$$T_9 = 135.14^\circ\text{C}$$

$$s_9 = 1.6768 \text{ kJ / kg} \cdot \text{K}$$

$$v_{9s} = 1.071 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{kg}$$

Los estados 12 y 10 a la salida del calentador cerrado se requiere conocer las condiciones a la extracción de la turbina de alta presión, las condiciones de salida de la BAP, se hace la consideración que la temperatura a la salida de ambas corrientes es igual a la temperatura de saturación, se determina a partir de la presión de salida de la turbina de alta presión, la corriente 12 proveniente de la extracción en la TAP se convierte en líquido saturado al liberar la energía a la corriente 10.

Estado 12

$$P_{12} = 18.4 \text{ bar}$$

$$T_{12} = T_{10} = T_{sat}(18.4 \text{ bar}) = 208.2^\circ\text{C}$$

$$h_{12} = 889.9 \text{ kJ / kg}$$

$$s_{12} = 2.4091 \text{ kJ / kg} \cdot \text{K}$$

$$v_{12} = 1.17 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$x_{12} = 0$$

Estado 10

$$P_{10} = 117 \text{ bar}$$

$$T_{10} = 208.2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{10} = 896.43 \text{ kJ / kg}$$

$$s_{10} = 2.3993 \text{ kJ / kg} \cdot \text{K}$$

$$v_{10} = 1.163 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{kg}$$

Para el estado 13 se tiene un proceso isoentálpico y una reducción en su presión hasta alcanzar la presión de trabajo del desgasificador, para evitar la generación de contraflujos por la diferencia de presiones.

$$P_{13} = 3 \text{ bar}$$

$$h_{12} = h_{13} = 889.9 \text{ kJ / kg}$$

Conociendo la presión y la entalpía, de Tablas de vapor se estima el resto de las propiedades.

$$T_{13} = 133.5^\circ\text{C}$$

$$s_{13} = 2.4799 \text{ kJ / kg} \cdot \text{K}$$

$$v_{13} = 0.09295 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$x = 0.152$$

El flujo total y las extracciones de la turbina se estima al conocer las condiciones de entrada y salida en el calentador cerrado y del desgasificador, para conocer la extracción en la turbina de alta presión se hace un balance de masa y energía en el calentador cerrado, donde y es la fracción que se extrae de la TAP.

$$y(h_{11} - h_{12}) = (h_{10} - h_9)$$

$$y = \frac{(h_{10} - h_9)}{(h_{11} - h_{12})} = 0.175$$

La extracción en la TBP se utiliza el balance de masa y energía en el desgasificador.

$$h_8 = (1 - y - z)h_6 + zh_7 + yh_{13}$$

$$z = \frac{(h_8 - h_6) - y(h_{13} - h_6)}{(h_7 - h_6)} = 0.104$$

Al obtener los valores de “y” y “z” que son las extracciones en la turbina de alta y baja presión, considerando eso se puede establecer los diferentes flujos respecto al flujo total.

$$\dot{m}_1 = \dots \text{ / s}$$

$$\dot{m}_2 = \dots \text{ g / s}$$

$$\dot{m}_3 = \dots \text{ g / s}$$

$$\dot{m}_4 = \dots \text{ s}$$

Para obtener el flujo de vapor total que circula por el ciclo se utiliza la definición de potencia.

$$\dot{m} = \frac{50,000}{0.825(h_3 - h_2) + (h_1 - h_{10}) - 0.721(h_4 - h_5)} = 53.02 \text{ kg / s}$$

Para conocer la potencia generada y consumida durante el ciclo de vapor, además de obtener la potencia de calor requerida por el campo solar la cual ayudará a dimensionar el campo solar y así poder obtener la eficiencia térmica del ciclo de potencia.

$$\dot{V}_{\text{generada}} (h_2) = 16,133.80 \text{ kW}$$

$$\dot{V}_{\text{generada}} = 39,346.50 \text{ kW}$$

$$\dot{V}_{\text{consumida}} (h_8) = 761.67 \text{ kW}$$

$$\dot{V}_{\text{consumida}} (h_5) = 13.01 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{\text{generada}} (h_2) = 21,083.00 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{\text{consumida}} (h_5) = 84,295.81 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{\text{consumida}} (h_{10}) = 113,212.81 \text{ kW}$$

$$\eta = \frac{(\dot{V}_{\text{generada}} + \dot{V}_{\text{consumida}})}{\dot{Q}_{\text{consumida}}} = 0.41$$

ANEXO B Dimensionamiento del campo solar para una planta de GDV

Para estimar el campo solar se tomarán las características geométricas tanto del receptor y del captador mencionado en el capítulo 2 (Tabla 2-2, 2-3 y 2-7), al realizar el estudio de los estados del ciclo de agua-vapor en el bloque de potencia, donde se requiere un suministro de calor de 113.21 MW_{th} que deben ser generados por el campo solar.

La potencia estimada junto al recurso solar calculado durante el capítulo 4 se considera la radiación incidente al medio día que corresponde al punto de mayor radiación del día (728.39 W/m²) del solsticio de verano. Se puede establecer la temperatura ambiente como el promedio del municipio de Mulegé, Baja California Sur.

Las propiedades del fluido de trabajo se utilizan para poder conocer el flujo másico requerido por el campo solar y calcular la cantidad de concentradores que compondrán al lazo. A través de calcular las condiciones de operación del sistema, estableciendo la temperatura media entre las condiciones de entrada y salida del campo solar, se considera inicialmente utilizar un solo sistema de captación.

Tabla B-1 Propiedades del fluido de trabajo.

Fluido: Agua	
ρ , kg/m ³	862.26
T_{prom} , °C	294.1
T_{amb} , °C	20
μ , kg/m s	1.31E-03
Re, -	49066.02
D_o , m	0.070
D_{int} , m	0.065
A_{trans} , m ²	0.003318
A_{abs} , m ²	32.99
η_{op} , -	0.739
c_p , kJ/kg °C	4.48
k , W/m ²	385

El incremento de temperatura que puede alcanzar el fluido de trabajo en el concentrador, bajo las condiciones de diseño, debe considerar las pérdidas térmicas que va a tener el receptor. El coeficiente global de pérdidas térmicas se obtiene mediante la correlación presentada por Acuña y col. (2016).

$$U_{Loss,abs} = \frac{1}{\frac{R_o}{h_j R_i} + \frac{R_o}{k} \ln \frac{R_o}{R_i}} = 3.28 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

Donde h_j se define como:

$$h_j = 0.023 \cdot \text{Re}^{0.8} \cdot \text{Pr}^{0.4} \frac{k}{D_o}$$

Calculando el valor del coeficiente global de pérdidas térmicas, el siguiente paso es obtener el calor perdido por el sistema.

$$Q_{Loss} = U_{Loss,abs} \cdot A_{abs} \cdot (T_{abs} - T_{amb}) = 29.69 \text{ kW}_{th}$$

El flujo de calor útil que suministra el sistema, considera las aportaciones generadas por el sol y las afectaciones ocasionada por los efectos ópticos, que aportan la transmitancia, absortancia, emitancia y reflectancia del sistema de captación que da un valor de 0.74, al multiplicar las propiedades ópticas del receptor y del captado, se tiene una eficiencia térmica de un captador típica del 70%, con un factor de ensuciamiento (Fe) del 95% y un factor de interceptancia (K) del 98% que se produce por el seguimiento del sistema Guillamón (2012).

$$\dot{Q}_{bt,E-O} \cdot \eta_{op} \cdot K \cdot Fe \cdot \eta_{th} - Q_{Loss} = 257.42 \text{ kW}_{th}$$

Al obtener el calor útil se puede determinar el flujo másico de agua, se utiliza la definición de la potencia de calor en el receptor y considerando el cp a la temperatura promedio del sistema de 294.1 °C.

$$\dot{Q}_{bt,E-O} \cdot \eta_{op} \cdot K \cdot Fe \cdot \eta_{th} - Q_{Loss} = \dot{m} \cdot cp \cdot (T_{prom} - T_{in})$$

Con la ecuación de continuidad se obtiene la velocidad del flujo.

$$\dot{m} = \rho \cdot A_{transv} \cdot v = \dot{Q}_{bt,E-O} \cdot \eta_{op} \cdot K \cdot Fe \cdot \eta_{th} - Q_{Loss} / (cp \cdot (T_{prom} - T_{in})) = 0.669 \text{ kg/s}$$

$$v = 1.15 \text{ m/s}$$

El número de Reynolds se obtiene mediante la siguiente relación.

$$\text{Re} = \frac{\rho D_{int} v}{\mu}$$

$$\text{Re} = 49,066.02$$

La temperatura a la salida del concentrador estudiado considera las propiedades del fluido de trabajo, se conoce la temperatura a la entrada con la Tabla de propiedades del agua a 208.2°C, con este valor se determina a la entalpía del líquido saturado a 208.2°C (896.25 kJ/kg) y se puede conocer la entalpía a la salida y en las misma Tablas de agua se puede conocer la temperatura de salida realizando la búsqueda de la entalpía de salida de 1281.1 kJ/kg que da una temperatura de 288.77 °C se considera como el aumento de temperatura por un sólo concentrador.

Tabla B-2 Condiciones del sistema de concentración.

Sistema de concentración	
Temperatura de entrada, °C	208.8
Temperatura de salida, °C	380
Velocidad de entrada, m/s	1.15
Flujo másico, kg/s	0.669
Coefficiente global de pérdidas térmicas, W/m ² °C	3.28
Pérdidas térmicas del captador, (W _{th} , kW _{th})	29,689.76
	29.69
Flujo de calor del sol, W _{th}	595,823.02
Flujo de calor útil, (W _{th} , kW _{th})	257,419.23
	257.42
h _{out} , kJ/kg	1,281.10
h _{in} , kJ/kg	896.25
T _{out} , °C	288.77

La cantidad de concentradores por fila se calcula obteniendo el aumento de temperatura por un concentrador solar, este valor divide al aumento de temperatura deseado, para el cambio de fase que se produce a la misma temperatura, debido a este hecho se debe considerar el cambio de entalpía, conocido por el ciclo de potencia (h₁-h₁₀), para conocer el número de concentradores que compondrían el lazo de concentradores. Para caracterizar el lazo se requiere un número cerrado, cuando se obtiene un valor con punto decimal siempre se redondea hacia el siguiente número entero y se considera un número **par** de colectores para tener la disposición del campo en U que optimiza la disposición del campo.

$$\# \text{ Concentradores en serie} = \frac{\text{Aumento requerido}}{\text{Aumento por concentrador}} = \frac{2135.31 \text{ kJ/kg}}{384.85 \text{ kJ/kg}} = 5.548 \approx 6$$

Al encontrar el número de concentradores requeridos por fila se procede a establecer la cantidad de fluido de trabajo por fila mediante la siguiente ecuación.

$$0.669 \frac{kg}{s} \cdot \left(\frac{6}{5.548} \right) = 0.72 \frac{kg}{s}$$

Para obtener la potencia de energía térmica por fila se multiplica el número de concentradores por la cantidad de calor útil para un sólo concentrador.

$$\dot{Q}_{\text{fila}} \cdot \text{concentradores} = 1544.52 \text{ kW}_{th}$$

En la Tabla B-3 se resumen todos los resultados mencionados anteriormente para obtener los requerimientos de fluido de trabajo por fila.

Tabla B-3 Requerimiento de concentradores solares.

Requerimientos	
Δh concentrador, kJ/kg	384.85
# Concentradores por fila, -	5.548
Flujo de agua por fila, kg/s	6
Flujo de agua del campo solar, kg/s	0.726
Flujo de calor útil por cada fila, kW _{th}	53
	1544.52

El múltiplo solar representa el sobredimensionado de una instalación respecto al punto de funcionamiento nominal, así un múltiplo solar igual a uno indica que la central ha sido diseñada para proporcionar la potencia nominal en el punto de diseño. El múltiplo solar establece una relación entre la potencia máxima que puede ser producida por el bloque de potencia y la energía nominal a la que se dimensionó el campo solar

La potencia nominal requerida para el bloque de potencia y la máxima producción de energía por el campo solar el día de mejores condiciones de radiación solar, en términos simples es establecer un sobre dimensionamiento para aumentar la captación de radiación solar por más tiempo.

$$SM = \frac{\dot{Q}_{\text{bloque de potencia}}}{\dot{Q}_{\text{campo solar}}} = \frac{134.23 \text{ MW}_{th}}{113.21 \text{ MW}_{th}} = 1.19$$

La cantidad de lazos que se requieren para proporcionar la cantidad necesaria de energía térmica requerida por el bloque de potencia se obtiene al dividir la potencia térmica necesaria

y la potencia de calor útil por fila para conocer la cantidad de lazos que se aumentan respecto a la condición nominal.

$$\#Lazos = \frac{\dot{Q}_{\text{útil}}}{\dot{Q}_{\text{fila}}} = \frac{34.23 MW_{th}}{544.52 kW_{th}} = 87$$

Tabla B-4 Dimensiones del campo solar.

Dimensiones para un MS=1.19	
Potencia térmica requerida, MW _{th}	134.23
# de lazos para el campo solar, -	87
Extensión del campo solar, (m ² /ha)	426,996.00
	42.7
Flujo de agua por fila, kg/s	62.93

Los valores mostrados en la Tabla B-4 son los utilizados para analizar el comportamiento del receptor compuesto. Rehaciendo el análisis para las diferentes temporadas del año, específicamente en los solsticios para contrastar el diseño entre cada temporada. Sólo se estima la cantidad de concentradores por fila y el número de filas que se requieren para otorgar los 134.23 MW_{th} y la extensión del campo solar, que se presenta en la Tabla B-5.

Tabla B-5 Requerimientos del campo solar para diferentes épocas del año.

Mes (Día 15)	Flujo másico de agua por fila kg/s	Radiación incidente W/m ²	No. concentradores			Extensión		Aumento del sistema	
			Por fila	# filas	Total	m ²	ha		
Marzo	0.85	844.59	6	74	444	363,192	36.32	0.00	0.00
Junio	0.72	728.39	6	87	522	426,996	42.70	0.18	17.57
Septiembre	0.73	731.2	6	87	522	426,996	42.70	0.18	17.57
Diciembre	0.75	754.12	6	84	504	412,272	41.23	0.14	13.51

Conforme a los resultados obtenidos para las diferentes temporadas del año, el dimensionamiento para el solsticio de verano y otoño presentan el mismo aumento del campo solar respecto al solsticio de primavera que requiere de una menor área de captación. Mientras que el solsticio de invierno requiere un aumento del 14% respecto a la misma referencia. El aumento presentado en verano y otoño es mayor sin ser desproporcionado, al tener el mismo requerimiento de vuelve la opción más viable para realizar el dimensionamiento del campo solar ya que el campo opera de la mejor manera durante la mayoría del tiempo del año.



Casa abierta al tiempo

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA

ACTA DE EXAMEN DE GRADO

No. 00101

Matrícula: 2193802516

Evaluación del comportamiento térmico de un tubo receptor de pared compuesta en sistemas de generación directa de vapor.

En la Ciudad de México, se presentaron a las 15:00 horas del día 20 del mes de enero del año 2023 en la Unidad Iztapalapa de la Universidad Autónoma Metropolitana, los suscritos miembros del jurado:

- DR. JOSE ALBERTO VALDES PALACIOS
DR. ENRIQUE BARRERA CALVA
DR. JUAN JOSE AMBRIZ GARCIA

Bajo la Presidencia del primero y con carácter de Secretario el último, se reunieron para proceder al Examen de Grado cuya denominación aparece al margen, para la obtención del grado de:

MAESTRO EN CIENCIAS (ENERGIA Y MEDIO AMBIENTE)

DE: LUIS ALBERTO ROMERO VAZQUEZ

y de acuerdo con el artículo 78 fracción III del Reglamento de Estudios Superiores de la Universidad Autónoma Metropolitana, los miembros del jurado resolvieron:

APROBAR

Acto continuo, el presidente del jurado comunicó al interesado el resultado de la evaluación y, en caso aprobatorio, le fue tomada la protesta.



Handwritten signature of Luis Alberto Romero Vazquez

LUIS ALBERTO ROMERO VAZQUEZ ALUMNO

REVISÓ

Handwritten signature of Mtra. Rosalía Serrano de la Paz

MTRA. ROSALÍA SERRANO DE LA PAZ DIRECTORA DE SISTEMAS ESCOLARES

DIRECTOR DE LA DIVISIÓN DE CBI

Roman Linares Romero
DR. ROMAN LINARES ROMERO

PRESIDENTE

DR. JOSE ALBERTO VALDES PALACIOS

VOCAL

DR. ENRIQUE BARRERA CALVA

SECRETARIO

DR. JUAN JOSE AMBRIZ GARCIA