

01193

**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE
MÉXICO**

POSGRADO DE INGENIERÍA

**ANÁLISIS TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE FLUJO
BIFÁSICO ANULAR EN TUBERÍAS HORIZONTALES
PARA UN SISTEMA SOLAR-GEOTÉRMICO**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:
DOCTOR EN INGENIERÍA
P R E S E N T A:
IVÁN GALILEO MARTÍNEZ CIENFUEGOS
(Tutor: Dr. Rafael Almanza Salgado)



MÉXICO, D.F.

2005

m 343969



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

COMITÉ DE EVALUACIÓN DOCTORAL:

Presidente	Dr. Jaime Cervantes de Gortari
Vocal	Dr. Jesús Rivera Rodríguez
Vocal	Dr. Arturo Palacio Pérez
Vocal	Dr. Yuri Fairuzov
Secretario	Dr. Rafael Almanza Salgado
Suplente	Dr. Valeriano Ruiz Hernández
Suplente	Dr. Alejandro Rodríguez Valdés

SITIO DONDE SE DESARROLLÓ EL TEMA:

Coordinación de Mecánica, Térmica y Fluidos
Instituto de Ingeniería, UNAM.

Planta Termosolar de Canal Parabólico
Instituto de Ingeniería, UNAM.



Iván G. Martínez Cienfuegos
Alumno



Vo.Bo. Tutor
Rafael Almanza Salgado

*Dedicado a: América y Galileo, mis padres.
Mónica y Camilo, mis hermanos.
Alma, mi amor.*

[Faint, illegible text, possibly bleed-through from the reverse side of the page]

AGRADECIMIENTOS

Al Dr. Rafael Almanza Salgado por toda su paciencia y apoyo durante los años que ha durado mi formación en el camino de la investigación, él es un gran ejemplo de dedicación, constancia, profesionalismo y humanidad.

A Alma por su apoyo incondicional.

A mis compañeros del Instituto de Ingeniería, Alvaro, Gerardo, Jesús, Gustavo y Alejandro por su apoyo y amistad.

Especial agradecimiento al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT), a la Dirección General de Asuntos del Personal Académico (DGAPA), a la Dirección General de Estudios de Posgrado (DGEP), por los diversos apoyos para llevar a cabo el proyecto de investigación.

Al Instituto de Ingeniería y al Posgrado de Ingeniería.

Agradezco a todas las personas que con su trabajo aportaron una gran ayuda al desarrollo de la parte experimental del proyecto: Cuahutémoc Salazar, Lauro Santiago, Alejandro Núñez, Filiberto Gutiérrez, Ricardo Trejo, Gerardo Zavaleta, Sr. Julio.

Y con muchísimo afecto agradezco al Sr. Ceferino Figueroa por su gran apoyo y amistad.

ÍNDICE

RESUMEN	1
INTRODUCCIÓN	3
1. GEOTERMIA Y GENERACIÓN DIRECTA DE VAPOR	7
1.1 El recurso geotérmico	7
1.1.1 Composición química del vapor	10
1.1.2 Composición química del líquido	11
1.1.3 Generalidades del recurso geotérmico	12
1.1.4 Ventajas e impacto ambiental	14
1.2 El recurso solar	15
1.2.1 Posición del sol relativa a una superficie plana	17
1.2.2 La radiación solar a su paso por la atmósfera	19
1.3 La generación directa de vapor (gdv)	20
1.3.1 Descripción del proceso de generación directa de vapor	21
1.3.2 Otros trabajos con flujo a dos fases	24
2. PROBLEMA DE ESTUDIO Y PLANTEAMIENTO DE SOLUCIÓN	29
2.1 Desarrollo experimental	31
2.1.1 Descripción de la infraestructura y equipo	31
2.1.2 Descripción de actividades de preparación	39
2.1.3 Procedimiento de arranque, operación y paro de la Planta Solar	39
2.2 Desarrollo teórico	41
2.2.1 Definiciones simples	44
2.2.2 Coeficiente convectivo de la transferencia de calor	46
2.2.3 Condiciones a la frontera	53
2.2.4 Método numérico: Diferencias Finitas	54
2.2.5 Método analítico: Separación de Variables	58
3. RESULTADOS Y ANÁLISIS	61
3.1 Aspectos teóricos de la evaporación	62
3.2 El coeficiente convectivo de transferencia de calor	68
3.2.1 Resultados del cálculo del coeficiente convectivo de transferencia de calor	71
3.3 Distribución teórica de temperaturas en el tubo absorbedor	82

3.3.1	Método de diferencias finitas – resultados de la matriz de temperaturas	83
3.3.2	Modelo ampliado	87
3.4	Distribución externa de temperaturas – resultados experimentales	88
3.4.1	Resultados de las variables de proceso	89
3.4.2	Resultados de la distribución de temperatura en el tubo absorbedor	99
3.5	Comparación de resultados	102
3.6	Irradiancia solar durante los ensayos	104
4.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	109
4.1	Sumario	109
4.1.1	Parte teórica	109
4.1.2	Parte experimental	110
4.2	Contribuciones hechas	111
4.3	Conclusiones	111
4.3.1	Sobre el flujo bifásico con patrón anular	112
4.3.2	Sobre el modelo matemático del perfil de temperaturas	113
4.3.3	Sobre la irradiancia solar y espejos	114
4.4	Recomendaciones y propuestas para trabajos futuros	115
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	117
	ANEXOS	121
A	CARÁCTERÍSTICAS TÉCNICAS DE EQUIPO Y MATERIAL	121
B	RADIACIÓN SOLAR	125
	Control de calidad de los datos de radiación solar	125
	Filtros de información	126
	Aplicación de los filtros	129
C	PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DE LA SALMUERA GEOTÉRMICA	133

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1	Esquema de un campo geotérmico con todos sus elementos	9
Figura 1.2	Evolución de la capacidad eléctrica geotérmica mundial instalada	14
Figura 1.3	Ángulo de incidencia sobre una superficie	17
Figura 1.4	Incidencia de radiación solar sobre una superficie	19
Figura 1.5	Proceso de generación directa de vapor en un tubo absorbedor	21
Figura 1.6	Corte transversal de un tubo absorbedor con patrón de flujo bifásico anular	23
Figura 1.7	Gráfica de respuesta térmica y mecánica del receptor de acero	25
Figura 1.8	Fotografías de la Planta Solar del Instituto de Ingeniería, UNAM	28
Figura 2.1	DFP de la Planta Solar con GDV	31
Figura 2.2	Fotografía de bomba y motor acoplados.	33
Figura 2.3	Fotografía de una mirilla de flujo	33
Figura 2.4	Fotografía del transmisor de flujo de entrada.	34
Figura 2.5	Fotografía del transmisor de flujo de vapor de salida	35
Figura 2.6	Fotografía del transmisor de presión con sello químico y sifón	35
Figura 2.7	Fotografía del transmisor de temperatura	36
Figura 2.8	(a) Esquema del la abrazadera que sujeta cada RTD al tubo. (b) Disposición de cada RTD alrededor del tubo.	36
Figura 2.9	Fotografía de la válvula proporcional tipo globo	37
Figura 2.10	Fotografía del motor para seguimiento solar	38
Figura 2.11	Esquema de la estación meteorológica en la Planta Solar, UNAM	38
Figura 2.12	Esquema del volumen de control diferencial en coordenadas cilíndricas	42
Figura 2.13	a) Dirección del flujo de calor en un tubo absorbedor. b) Puntos de referencia en radianes.	43
Figura 2.14	Modelo anular propuesto	46
Figura 2.15	Esquema para el cálculo de espesor de película líquida según el modelo de Luninski, <i>et al.</i> (1983)	49
Figura 2.16	Esquema de triángulos formados por los radios del vapor y el tubo.	51
Figura 2.17	Esquema de la red nodal propuesta.	55
Figura 3.1	Disposición de los ocho termopares que constituyen cada Sección Transversal de Ensayo (vista en dirección este-oeste).	63
Figura 3.2	Esquema de un mapa típico del flujo bifásico agua líquida-vapor en una tubería horizontal	64
Figura 3.3		67

Arriba – flujo bifásico con régimen anular.

Abajo – flujo bifásico con régimen estratificado

Figura 3.4	Espesor de película líquida calculado con el modelo propuesto	79
Figura 3.5	Distribución radial del espesor de película en el intervalo de 0 a 2π .	80
Figura 3.6	Gráfica según el modelo corregido de Gungor y Winterton	82
Figura 3.7	Esquemas de las posiciones estudiadas de un CCP con flujo anular	83
Figura 3.8	Gráfica de la distribución externa de temperaturas con radiación por abajo	85
Figura 3.9	Gráfica de la distribución interna de temperaturas con radiación por abajo	85
Figura 3.10	Gráfica de la distribución externa de temperaturas con radiación lateral	86
Figura 3.11	Gráfica de la distribución interna de temperaturas con radiación lateral.	87
Figura 3.12	Esquema de una red nodal que contempla incrustación en el tubo	88
Figura 3.13	Comportamiento de la alimentación de tres corridas experimentales típicas	89
Figura 3.14	Comportamiento de la temperatura de alimentación de tres corridas experimentales	90
Figura 3.15	Comportamiento de la presión de alimentación de tres corridas experimentales	91
Figura 3.16	Comportamiento de la velocidad de alimentación para tres corridas experimentales	91
Figura 3.17	Gráfica del comportamiento del flujo de vapor separado del líquido	92
Figura 3.18	Gráfica de temperatura para cada corrida experimental de ejemplo	93
Figura 3.19	Gráfica de presión para cada corrida experimental de ejemplo	93
Figura 3.20	Fotografías de los instrumentos de medición montados en el proceso de GDV	95
Figura 3.21	Datos de calidad del vapor para las corridas de ejemplo	96
Figura 3.22	Valor promedio de calidad del vapor de las corridas de ejemplo	96
Figura 3.23	Datos experimentales de la velocidad del vapor saturado de ejemplo	97
Figura 3.24	Datos experimentales de la velocidad del líquido saturado de ejemplo	98
Figura 3.25	Velocidades de cada fase alcanzadas durante las corridas experimentales	99
Figura 3.26	Gráfica de la distribución experimental de temperaturas alrededor del tubo absorbedor	100
Figura 3.27	Ejemplo para 8LPM del 8/enero/2004 con irradiancia directa	101
Figura 3.28	Ejemplo de cálculo teórico para perfil de temperaturas con irradiancia directa	102
Figura 3.29	Grafica de comparación entre valores teóricos y experimentales	103
Figura 3.30	Gráfica del comportamiento de la irradiancia directa normal	106
Figura 3.31	Comparación del comportamiento de la Irradiancia solar de un día de prueba, Planta Solar, Instituto de Ingeniería, UNAM	106
Figura 3.32	Gráfica del comportamiento de la irradiancia directa normal	107
Figura 3.33	Comparación del comportamiento de la Irradiancia solar de un día de prueba, Planta Solar, Instituto de Ingeniería, UNAM	108

LISTA DE TABLAS

Tabla 1.1	Composición del vapor en [g/kg] de algunos campos geotérmicos en el mundo	11
Tabla 1.2	Capacidad geotérmica de generación eléctrica instalada en el mundo en el año 2000	13
Tabla 1.3	Especificaciones generales del Sol	15
Tabla 2.1	Descripción de los elementos del sistema	32
Tabla 3.1	Parámetros de trabajo de las corridas experimentales	62
Tabla 3.2	Resultados de la variación del coeficiente convectivo de transferencia de calor con respecto al espesor de película para cada nodo del modelo de diferencias finitas	78
Tabla 3.3	Comparación de valores de temperatura distribuidos alrededor de la superficie externa del tubo absorbedor	103

Nomenclatura

- A – Área, m^2
- c_o – Velocidad de la luz en el vacío, m/s
- C_p – Capacidad calorífica a presión constante, J/kgK
- d – Diámetro, m
- E – Potencia emisiva – Fracción de GAG
- E_o – Factor de corrección para distancia Tierra-Sol
- f – Factor de rugosidad
- G – Masa-velocidad, $kg \cdot m^2/s$ – Irradiación, kJ/m^2
- g – Gravedad, m/s^2
- h – Constante de Plank – Coeficiente convectivo de transferencia de calor
- I_{cs} – Constante solar, W/m^2
- I_o – Irradiancia extraterrestre horizontal, W/m^2
- j – Flux volumétrico, m/s
- k – Conductividad térmica – Constante de Boltzmann – Desplazamiento entre centros
- L – Longitud, m
- m – Flujo másico, kg/s
- Nu – Número de Nusselt
- P – Presión, bar
- Pr – Número de Prandtl
- Q – Flujo volumétrico, m^3/s
- \dot{q} – Cantidad de calor por unidad de volumen,
- q'' – Flujo de calor
- r – Radio del tubo absorbedor, m
- R – Función auxiliar de r
- Re – Número de Reynolds
- s – Relación de velocidades
- S – Perímetro de estrés
- T – Temperatura, $^{\circ}C$
- t – Tiempo, s
- u – Velocidad, m/s
- V – Volumen, m^3 ó L
- We – Número de Weber
- x – Calidad másica del vapor
- z – Longitud del tubo absorbedor, m

Símbolos griegos

α	–	Calidad volumétrica del vapor – Absortividad
γ	–	Fracción de líquido retenido
Γ	–	Relación de flujo descendente – Función auxiliar de r
δ	–	Espesor de película líquida anular
Δ	–	Variación
ε	–	Emisividad
θ	–	Ángulo de incidencia de rayos solares
λ	–	Longitud de onda – Constante arbitraria
μ	–	Viscosidad dinámica
ν	–	Constante arbitraria
ρ	–	Densidad
σ	–	Constante de Stefan-Boltzmann – Tensión superficial
τ	–	Esfuerzo cortante
φ	–	Ángulo alrededor del tubo absorbedor
Φ	–	Función auxiliar de φ
Ψ	–	Función auxiliar de r y φ

Subíndices y superíndices

∞	–	Condiciones de equilibrio	eq	–	Parámetro equivalente
1	–	Parte interna	g	–	Gas
2	–	Parte externa	gl	–	Global
a	–	Aire	l	–	Líquido
atm	–	Atmosférico	max	–	Valor máximo
cov	–	Convección	n	–	Normal
D	–	Deposición	rad	–	Radiación
dif	–	Difusa	sup	–	Superficial
dir	–	Directa	T	–	Total
eb	–	Ebullición	tp	–	Dos fases

RESUMEN

La generación directa de vapor (GDV) dentro de un tubo absorbedor en un concentrador solar de canal parabólico, es un proceso complejo de caracterizar por la presencia de flujo bifásico (líquido-vapor) en cierta etapa de él. Para el presente trabajo se planteó la problemática de cómo es el comportamiento térmico de un tubo absorbedor cuando por él fluye agua en dos fases con un patrón de flujo anular y recibe energía radiante concentrada como fuente de calor en la parte inferior del mismo. De tal forma que este trabajo de investigación se ha desarrollado en dos sentidos: teórico y experimental.

Mediante el análisis matemático de la ecuación de transferencia de calor por conducción en dos dimensiones expresada en coordenadas polares (r, ϕ) , se ha planteado un modelo de temperaturas para una determinada sección transversal de tubo absorbedor donde existe flujo bifásico con patrón anular. Como parte experimental se generaron datos que permiten caracterizar un proceso de baja potencia con GDV y así corroborar los resultados del modelo matemático. Éstos involucran presión, temperatura y flujo de vapor generado en el proceso, bajo condiciones controladas de flujo alimentado y un intervalo amplio de condiciones de irradiancia solar directa normal.

Bajo ciertas condiciones los resultados experimentales que se presentan pueden ser comparados con sistemas semejantes de gran potencia, como el instalado en la Plataforma Solar de Almería, así podría predecirse de manera aceptable lo que se espera de sistemas de media potencia. De esta forma se amplía el conocimiento sobre procesos de GDV en sistemas termosolares. Se espera que la aplicación directa de este trabajo se de en un sistema híbrido de generación de potencia del tipo geotérmico-solar.

ABSTRACT

Direct steam generation (DSG) within a receiver tube of a parabolic trough solar concentrator, is a complex process to characterize thermally because of the presence of two-phase flow (liquid water and steam) in a particular stage of that process. In the present work the main problem considered is the description of the thermal behavior of an absorber pipe when it conducts a two-phase water flow with annular pattern and warmed up underneath by concentrated solar irradiance. This research develops both theoretical and experimental aspects of the problem.

By means of an analysis of the heat transfer equation, which was expressed in just two dimensions with polar coordinates (r, ϕ) , the theoretical part has been formulated as a temperature model for a certain tube cross section where two-phase flow with the annular pattern exists.

The experimental part includes a data base of the DSG process that allows the characterization of a low power process and thus to corroborate the results of the mathematical model. The variables measured for the processes are pressure, temperature and steam flow, under controlled conditions of feed flow and specific normal direct beam solar irradiance.

Under certain conditions, the results obtained can be compared with similar ones from more powerful systems, as the one installed in Plataforma Solar de Almería (Spain). Using both sets of results it is possible to predict the behaviour of a medium power system. In this way, we are able to reach a better understanding of the DSG processes in thermosolar systems. We expect to apply this new knowledge in a hybrid solar-geothermal power system.

INTRODUCCIÓN

Debido a la necesidad actual de abastecimiento energético a precios competitivos, y a cierta toma de conciencia social por el uso de fuentes de energía no convencionales, los sistemas de concentración termosolares son una muy buena opción en la que se ha desarrollado tecnología que hoy es lo suficientemente madura para implementarse en sistemas híbridos de generación de electricidad. Como parte del desarrollo de este tipo de sistemas, la generación directa de vapor (GDV) en tubos absorbedores de un sistema de concentración solar de canal parabólico es un tema cada vez más estudiado por investigadores alrededor del mundo.

Es por ello que el Instituto de Ingeniería, UNAM, ha trabajado desde la década de los 70's en diferentes proyectos relacionados con tecnologías termosolares y sus posibles aplicaciones en diferentes ámbitos como son el de investigación básica, residencial e industrial.

En el caso de la operación de una planta termosolar de baja potencia, como con la que cuenta el Instituto de Ingeniería, UNAM. A lo largo del desarrollo de los diferentes proyectos que en ella se han hecho, se observaron algunos problemas en los tubos absorbedores durante el proceso de GDV (Almanza, *et al.*, 2002), entre tales problemas se presentó el doblado de dichos tubos, ruptura de las envolventes de vidrio, bajo flujo, etc. La principal causa de estos inconvenientes es la presencia de flujo a dos fases (líquido-vapor) y la forma de transferencia de calor que hay hacia dicho fluido; situación que ha sido estudiada por Zarza (2003), Goebel (1997), Herbs, *et al.* (1996) y otros autores pero a mayores presiones y caudales.

Es por ello que se ve la necesidad de caracterizar teórica y experimentalmente un sistema de baja potencia con GDV, por lo que uno de los aspectos técnicos más importantes que es necesario conocer antes de poder comercializar plantas solares con colectores cilindro-parabólicos que funcionen con generación directa de vapor en los tubos absorbedores, es la magnitud de los gradientes térmicos que aparecen en dichos tubos. La existencia de grandes diferencias de temperatura entre distintos puntos de una misma sección transversal de los tubos haría inviable el proceso GDV si el estrés que provoca en el material es excesivo.

Por este motivo se optó por comenzar una serie de estudios experimentales bajo diferentes condiciones que nos llevan a dos de los patrones de flujo bifásico con mayor interés: el

estratificado y el anular. Para el primero se desarrollaron una serie de experimentos cuyos resultados son expuestos en la tesis de doctorado de Flores (2003), quien trabajó con flujos de entre 1 y 2.5 litros por minuto e incidencia de irradiancia concentrada por un lado y por debajo del tubo absorbedor; mientras que para el segundo caso los resultados se exponen en el presente trabajo, en el que se trabajaron flujos desde 4 hasta 12 litros por minuto. En ambos casos se tiene un número suficiente de datos como para abarcar la diversidad de casos que pueden darse en la realidad.

Puesto que el uso de simulaciones teóricas complejas pierde su principal interés en el momento en que se constata la gran dificultad, por no decir imposibilidad, de determinar de forma segura los parámetros de entrada, el estudio teórico realizado en este trabajo como paso previo al análisis de los datos experimentales se ha simplificado con el objeto de conocer de forma solamente aproximada la influencia que deben ejercer los diferentes parámetros operacionales sobre el perfil de temperaturas en el tubo absorbedor.

Se toma en cuenta la influencia que tienen los principales parámetros operacionales (irradiancia solar directa, flujo de alimentación, temperatura y presión de operación) en el perfil de temperatura que se presenta en los tubos absorbedores de la Planta Solar del Instituto de Ingeniería, UNAM. El análisis de los datos experimentales expuestos en este trabajo escrito ha mostrado la existencia de diversos fenómenos relevantes que no habían sido descritos con anterioridad y cuyo conocimiento resultará muy valioso para el diseño de futuras instalaciones solares experimentales que continúen investigando la generación directa de vapor, así como el perfil de flujo de radiación que existe realmente sobre los tubos absorbedores de colectores cilindro parabólicos.

De tal forma que el reporte escrito de este proyecto de investigación consta de cuatro capítulos en los que se expresa de manera concisa los antecedentes, el desarrollo teórico-experimental, los resultados, análisis y conclusiones. Además parte de este trabajo se ha expuesto en congresos nacionales e internacionales, así como un artículo enviado a la revista *Solar Energy* que en este momento va en la segunda etapa de revisión y cuyo título es: *Experimental and Theoretical Analysis of Annular Two-Phase Flow Regimen in DSG for a Low-Power System*. A continuación se explica de manera breve el contenido de cada capítulo.

En el capítulo 1, se describen de manera general los recursos energéticos involucrados en la propuesta del sistema híbrido. Primero se menciona al recurso geotérmico en cuanto a la forma de explotación, composición química de los efluentes líquidos y gaseosos, así como el aprovechamiento mundial para la generación de electricidad. Segundo se menciona al recurso solar, haciendo énfasis en el aspecto solarimétrico para la cuantificación de la energía

disponible en una región determinada. Finalmente se describe de manera general al proceso de GDV y algunos de los trabajos desarrollados en este ámbito, cuyo fin es el aprovechamiento para calor de proceso o generación de electricidad.

En el capítulo 2, se describe de manera más extensa la problemática a resolver; para ello se requiere conocer la infraestructura y el instrumental con el que se llevó a cabo el método experimental, cuyos resultados son los datos de presión, temperatura y flujo volumétrico del proceso de GDV, adicionalmente se midieron valores de temperatura en la superficie externa de una sección transversal de ensayo muy específica del tubo absorbedor. También se describe el modelo teórico propuesto en dos dimensiones, cuya solución se da a través de un método numérico llamado de diferencias finitas y se propone un método alternativo de solución analítica por separación de variables, sin embargo, este último no llega a desarrollarse del todo.

Los resultados de los experimentos así como los de la aplicación del modelo teórico, se presentan en el capítulo 3, donde se hace énfasis en la importancia del coeficiente convectivo superficial de transferencia de calor para el fluido bifásico con patrón de flujo anular y que fue calculado a partir de la combinación de diferentes correlaciones que trabajan bajo parámetros de operación similares. Como aportación adicional se plantea a dicho coeficiente como una función del espesor de película líquida para un fluido bifásico con patrón anular. En cuanto a los datos de irradiancia solar medidos, se plantea la necesidad de llevar un control calidad estricto a través de un método utilizado en la Universidad de Sevilla y en la PSA.

El capítulo 4 expone de forma separada las conclusiones finales que se basan en el perfil de temperaturas alrededor del tubo absorbedor, el flujo bifásico manejado, el comportamiento de las instalaciones (espejos, instrumental, estación meteorológica, etc) y se plantean sugerencias para trabajos futuros y mejoras del sistema empleado. Una de las conclusiones más importantes que se han obtenido del estudio llevado a cabo en esta Tesis, es que la máxima diferencia de temperaturas alrededor de la sección transversal de ensayo ha sido considerablemente moderada, es decir, que después de 32 ensayos en los que se usaron tres diferentes caudales de alimentación, el diferencial promedio máximo de temperatura fue de aproximadamente 31 K, medido para una misma sección transversal de ensayo localizada al final del octavo módulo.

Este trabajo forma parte de las bases que se necesitan para desarrollar una propuesta de aplicación comercial de la GDV en México mediante el uso de concentradores de canal parabólico. Por ejemplo, es posible que en el futuro cercano la Comisión Federal de Electricidad (CFE) junto con el Instituto de Ingeniería de la UNAM y el Centro de Investigaciones Energéticas Medioambientales y Tecnológicas (CIEMAT) de España, pudieran construir una

instalación híbrida experimental en el estado de Baja California, México. Con datos aportados por la CFE sobre las condiciones de operación de una de las secciones de la central geotermoeléctrica de Cerro Prieto, se sabe que hay una alta probabilidad de que el flujo bifásico con patrón anular exista en varias de sus tuberías, por lo que es factible explorar y evaluar experimentalmente la idea. Por ejemplo, sería posible aumentar la calidad másica del vapor de una mezcla inicial con 40% vapor y 60% de salmuera que provenga de un pozo geotérmico, del que su salmuera tiene una concentración total del aproximadamente 2% en peso de sales diversas, principalmente cloruro de sodio (NaCl). Es por ello que la concentración de sal no debe aumentar tanto para minimizar el riesgo de incrustación de los tubos absorbedores, de modo que si la velocidad de las fases es suficiente se tendría flujo anular durante todo el proceso de GDV.

Se sabe que un sistema geotérmico en Cerro Prieto trabaja con presiones bajas, entre 10 y 16 bares. Por lo que es posible trabajar bajo condiciones similares en la Planta Solar del Instituto de Ingeniería, UNAM pero a menor escala. De tal forma que para un proceso en estado estacionario sería factible caracterizar su comportamiento con mucho detalle, sobre todo para un flujo bifásico anular como el mejor régimen con el que se reducen al mínimo gradientes termal alrededor de los tubos absorbedores y con ello la tensión mecánica.

CAPÍTULO 1

GEOTERMIA Y GENERACIÓN DIRECTA DE VAPOR CON ENERGÍA SOLAR

Este proyecto involucra de manera general el tema de energías renovables aplicadas en la generación de electricidad, tomando como base las tecnologías geotérmicas y termosolares mediante concentradores solares de canal parabólico. La propuesta de un sistema híbrido de ambas, nos obliga a un análisis muy específico de qué pasa cuando se hace pasar fluido geotérmico dentro de un tubo absorbedor en un concentrador solar, cómo es el perfil de temperaturas alrededor de un tubo absorbedor cuya fuente de calor es irradiación concentrada y qué condiciones de operación son las mejores para trabajar sin problemas serios en la infraestructura. A continuación se hace una descripción de cada uno de los puntos mencionados para dar una visión general de este amplio tema.

1.1 El recurso geotérmico

La energía geotérmica es la que se encuentra en forma de calor en el interior de la Tierra, cuyo origen está ligado a su misma estructura y a los procesos físicos que en ella ocurren. Pero a pesar del hecho de que este calor es enorme, prácticamente en cantidades inagotables a escala humana, no es posible acceder a él por la enorme profundidad a la que se encuentra, y sólo existen algunas zonas donde es posible explotarlo industrialmente.

El calor fluye desde el interior de la Tierra hasta la superficie donde se disipa; hecho que generalmente no es percibido por la mayoría de nosotros; pero tenemos conocimiento de su existencia porque la temperatura de las rocas se incrementa con la profundidad, probando que existe un gradiente geotérmico de temperatura que en promedio es de 30 °C/km de profundidad (Barbier, 2002).

La extracción y utilización de esta gran cantidad de calor requiere su transporte desde profundidades accesibles cercanas a la superficie terrestre. Generalmente, el calor se transfiere desde lo más profundo primero por conducción y después por convección por medio de fluidos geotérmicos que actúan como acarreadores, por ejemplo agua de lluvia que ha penetrado en la corteza terrestre desde áreas de recarga, que luego se calienta por el contacto con rocas a mayor temperatura y se acumula en acuíferos, que ocasionalmente pueden estar a alta temperatura y presión (mayor a 300 °C), dichos acuíferos (reservorios de agua) son la parte esencial de los campos geotérmicos (figura 1.1).

En algunos casos los acuíferos están cubiertos con rocas impermeables que impiden al fluido caliente alcanzar la superficie con facilidad, manteniéndolos bajo presión. De esta forma se puede obtener una producción industrial de vapor sobrecalentado, mezcla agua-vapor o únicamente agua caliente, lo cual depende de las condiciones hidrogeológicas y de la temperatura de las rocas presentes. Así, se pueden perforar pozos en los acuíferos para extraer los fluidos calientes, cuyo uso dependerá de la temperatura y presión de dichos fluidos, por ejemplo: generación de electricidad, o para calentamiento de procesos industriales e incluso un uso directamente residencial.

Si comparamos los campos geotérmicos con los campos petroleros, los primeros son generalmente sistemas dinámicos, con circulación continua de calor y fluidos, donde el fluido entra al reservorio desde una zona de recarga y lo deja a través de áreas de descarga (como pozos). Durante una explotación industrial el fluido es recargado al reservorio por pozos de reinyección de las descargas de la planta que lo utiliza. Dicha reinyección puede llegar a compensar una parte de lo extraído al acuífero, de forma que la explotación comercial del mismo puede prolongarse por más tiempo. De esta forma podemos decir que la energía geotérmica es una fuente de energía renovable.

Los recursos geotérmicos son la energía geotérmica y fluidos que pueden ser extraídos a costos razonablemente competitivos con otras formas de energía en un tiempo programado (Muffler y Cataldi, 1978). Existen cuatro tipos de sistemas geotérmicos bien identificados: hidrotérmicos, rocas calientes secas, geopresurizados y magmáticos. El sistema explotado en la actualidad es el hidrotérmico, mientras que los otros tres podrán ser explotados cuando en un futuro exista tecnología para ello.

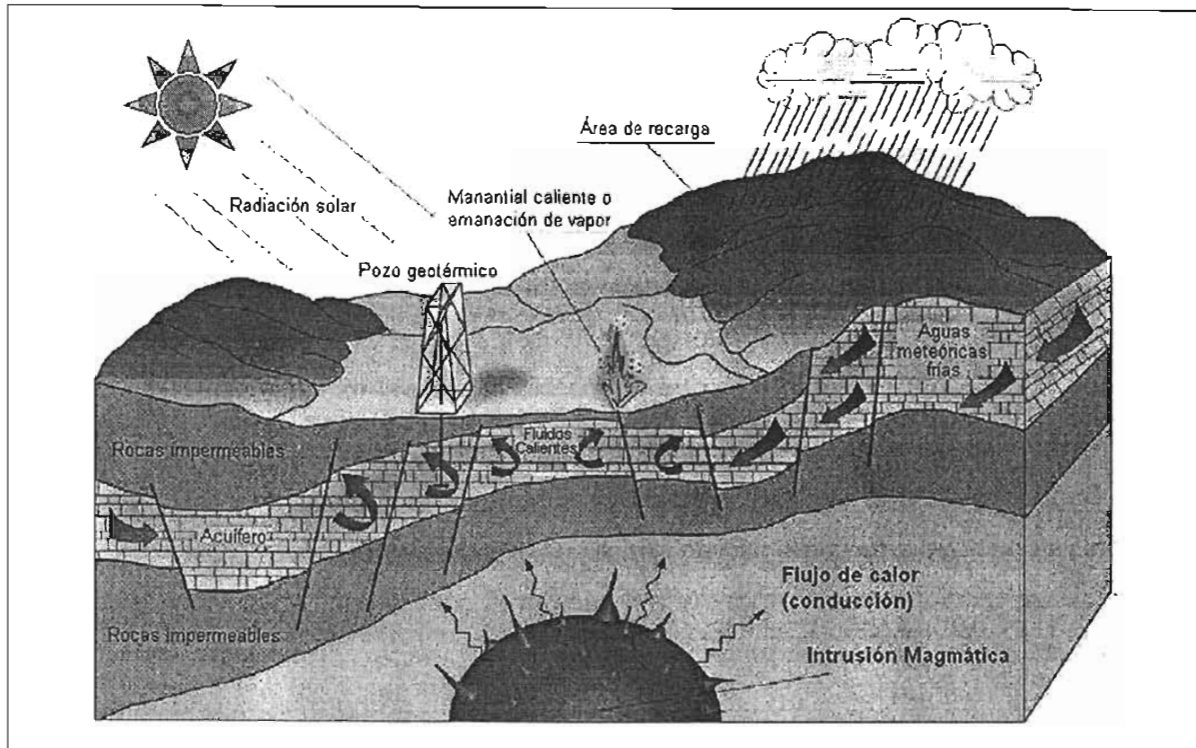


Figura 1.1. Esquema de un campo geotérmico con todos sus elementos (Barbier, 2002)

Un sistema hidrotérmico está formado por la fuente de calor, el reservorio de fluido, el área de recarga y los canales por que circula el agua fría de la superficie hacia el reservorio (figura 1.1). El tipo de sistema hidrotérmico que puede soportar un desarrollo económico geotérmico para producción de energía, generalmente para generación de electricidad, es en el que las intrusiones magmáticas están lo suficientemente cercanas a la corteza terrestre, como para inducir la circulación convectiva de agua en acuíferos. El calor generado por los sistemas hidrotérmicos varía con el tiempo y su aprovechamiento para producción industrial dependerá de la composición del fluido (agua, vapor o gases). Estos sistemas se clasifican en pozos de agua dominante y pozos de vapor dominante.

a) Pozos de agua dominante.

Que pueden ser únicamente de agua caliente o una mezcla líquido-vapor, llamados campos de vapor húmedo. Los primeros pueden llegar a producir agua caliente alrededor de 100 °C, ya que el acuífero contiene agua en estado líquido, debido probablemente a que no está rodeado por rocas impermeables que actúan como barrera para aumentar presión, sin embargo, algunos de ellos pueden llegar a estar formados por diferentes capas que ayudan a aumentar la presión, pero la fuente de calor no es tan grande como para llegar a aumentar la temperatura por arriba del punto de ebullición.

Un campo de agua caliente tiene interés económico si el reservorio de agua está localizado a menos de 2 km de profundidad, si el contenido de sales es menor a 60 g/kg, y si el pozo produce flujos altos, por ejemplo más de 150 ton/h (Barbier, 2002).

Los campos de vapor húmedo tienen mayor contenido de energía por unidad de masa de fluido. Contienen agua presurizada a temperaturas superiores a su punto de ebullición ($> 100\text{ }^{\circ}\text{C}$) y pequeñas cantidades de vapor en la superficie del reservorio. La fase dominante es líquida, la cual define la presión de todo el reservorio, ya que el vapor no está presente de manera homogénea sino en forma de burbujas que no afectan la presión total del sistema.

Generalmente existe una capa de rocas impermeable que mantienen confinado al líquido bajo presión. Cuando el líquido es llevado hacia la superficie, la presión decrece provocando su expansión y con ello mayor presencia de vapor por estar arriba de la temperatura de ebullición atmosférica. La relación líquido-vapor varía de campo a campo, incluso de pozo a pozo dentro de un mismo campo, por lo que para generación de electricidad se mezclan los efluentes de varios pozos para mandarse a un tanque separador, donde se aprovecha únicamente la fase vapor y la líquida se desecha.

Más del 90% de los reservorios hidrotérmicos explotados a escala industrial en el ámbito mundial son de vapor húmedo, y su uso óptimo es la generación de electricidad. Uno de los factores económicos más importantes para este tipo de pozo es la gran cantidad de líquido que se extrae y que luego deberá ser reinyectada en las márgenes del campo geotérmico, por ejemplo 6600 ton/h en Cerro Prieto, Baja California.

b) Pozos de vapor dominante.

Este tipo de campos produce vapor seco saturado o ligeramente sobrecalentado a presión arriba de la atmosférica. Éstos son geológicamente similares a los de vapor húmedo, pero la transferencia de calor desde el magma es mucho mayor y las rocas que lo rodean son más impermeables. Agua líquida y vapor coexisten pero la fase predominante es la gaseosa, haciendo que la presión en todo el reservorio sea prácticamente constante. El vapor que sale de estos campos generalmente es sobrecalentado, llevando consigo trazas de CO_2 y H_2S .

1.1.1 Composición química del vapor

El vapor geotérmico bajo explotación para generación de electricidad suele contener CO_2 , H_2S , HCl , HF , NH_3 , CH_4 , H_2 y por supuesto H_2O . Como ejemplo de la composición de diferentes pozos comerciales se presentan algunas plantas en la tabla 1.1.

Tabla 1.1: Composición del vapor en [g/kg] de algunos campos geotérmicos en el mundo (Barbier, 1997).

Compuesto	The Geysers EUA	Larderello Italia	Matsukawa Japón	Wairakei Nueva Zelanda	Cerro Prieto México
H ₂ O	995.9	953.2	986.3	997.5	984.3
CO ₂	3.3	45.2	12.4	2.3	14.1
H ₂ S	0.2	0.8	1.2	0.1	1.5
NH ₃	0.2	0.2	--	--	0.1
CH ₄ + H ₂	0.2	0.3	--	--	--
Otros	0.2	0.3	0.1	0.1	--

El caso de Cerro Prieto, México, es el que más interés tiene para este trabajo ya que es el lugar donde se propone la construcción del sistema híbrido. Es importante notar la cantidad de ácido sulfhídrico que tiene el vapor, ya que puede llegar a generar corrosión importante en las instalaciones.

1.1.2 Composición química del líquido

El equilibrio en la concentración de minerales juega un papel fundamental en la química de los efluentes líquidos de un pozo geotérmico, donde las reacciones que se llevan a cabo son principalmente función de la temperatura, presión, salinidad, del tipo de roca que envuelve al reservorio, edad del sistema hidrotérmico, fuente de abastecimiento del acuífero y de la permeabilidad del suelo. Entre las especies principales presentes en el agua líquida se encuentran:

- Aniones (iones con carga negativa): HCO_3^- , SO_4^{2-} , Cl^- , F^- , Br^- y I^- . (carbonatos, sulfatos, cloruros, fluoruros, bromuros y yoduros respectivamente)
- Cationes (iones con carga positiva): Na^+ , K^+ , Li^+ , Ca^{2+} , Mg^{2+} , Rb^+ , Cs^+ , Mn^{2+} , Fe^{2+} , y NH_4^+ .
- Neutros: SiO₂ (cuarzo), Al₂O₃ (alúmina), As (arsénico), B (boro) y gases nobles.

Los sistemas geotérmicos de agua dominante comúnmente presentan un valor de pH cercano al neutro y la especie mayoritaria en la salmuera es el cloruro de sodio, con concentraciones que van desde 1 hasta 10 g/kg de NaCl, excepto cuando el agua de mar es la principal fuente

de abastecimiento del acuífero en cuyo caso la concentración de sal puede exceder los 100 g/kg. En general, de acuerdo a la especie de sal mayoritaria, las aguas geotérmicas se pueden clasificar como: cloradas, sulfurosas, carbonatadas y cloro-sulfuradas.

1.1.3 Generalidades del recurso geotérmico

Para poder describir este recurso desde el punto de vista de explotación comercial se requiere tomar en cuenta varios aspectos, tales como los que a continuación se describen:

a) Perforación de pozos

La perforación y construcción de un pozo es una de las operaciones más críticas en el desarrollo de un proyecto geotérmico, operación que es similar a la perforación de un pozo petrolero pero que generalmente resulta más complicada, debido principalmente al tipo de roca que debe ser penetrada (por ejemplo ígnea o metamórfica), altas temperaturas y la presencia de fluidos corrosivos. Lo que requiere equipo con materiales especiales que aguanten condiciones muy severas de operación. Por ejemplo, el pozo más caliente que se ha perforado está en Kakkonda, Japón, donde se midieron 500 °C a una profundidad de 3729 m en granito cuaternario.

En general, el costo de perforación de un pozo puede llegar a ser el 50% del costo total del proyecto, y el intervalo de costos que incluye perforación e instalación de un pozo completo es de USD \$1.5 – 3 millones de dólares, con un intervalo de costo de perforación de USD \$800 – 1200/m (1998), para una profundidad máxima de 3 km. La producción de un pozo comercial está en el intervalo de 0.3 – 4.8 MW_e, con promedio de aproximadamente 1.9 MW_e/pozo (Barbier, 2002).

b) Utilización del recurso geotérmico

La generación de electricidad a partir de vapor geotérmico es una industria relativamente reciente, que comenzó al principio del siglo pasado en Larderello, Toscana, Italia en 1913, con una capacidad instalada de 250 kW_e. Desde 1950 otros países han seguido el ejemplo italiano, por lo que actualmente 21 países tienen instalaciones geotermoeléctricas, cuya evolución de la capacidad instalada en el mundo se presenta en la gráfica de la figura 1.2.

En el año 2000 la capacidad geotermoeléctrica mundial instalada era de 7974 MW_e (tabla 1.2), con una producción en ese año de 49.3 mil millones de kWh.

La eficiencia de generación de electricidad a partir de vapor geotérmico está en el intervalo de 10 a 17%, número que es casi tres veces menor con respecto al de una termoeléctrica de combustible fósil o a una nucleoelectrica. Esto se debe principalmente a la baja temperatura del vapor, que generalmente está debajo de 250 °C (Huttrer, 2001).

c) Costo de generación de electricidad

El costo del kWh geotérmico está en el intervalo de 2 – 10 centavos de dólar estadounidense, cuya característica principal es la de un alto capital de inversión (campo geotérmico y planta) y costos de mantenimiento y operación relativamente bajos.

Tabla 1.2: Capacidad geotérmica de generación eléctrica instalada en el mundo en el año 2000 (Barbier, 2002).

País	Capacidad Instalada [MWe]	Energía Generada [GWh]	% de la capacidad nacional	% de la producción nacional
Australia	0.17	0.9	s/d	s/d
China	29.17	100	s/d	s/d
Costa Rica	142.5	592	7.77	10.21
El Salvador	161	800	15.39	20
Etiopía	8.52	30.05	1.93	1.85
Francia	4.2	24.6	s/d	2
Guatemala	33.4	215.9	3.68	3.69
Islandia	170	1,138	13.04	14.73
Indonesia	589.5	4,575	3.04	5.12
Italia	785	4,403	1.03	1.68
Japón	546.9	3,532	0.23	0.36
Kenia	45	366.47	5.29	8.41
México	755	5,681	2.11	3.16
Nueva Zelanda	437	2,268	5.11	6.08
Nicaragua	70	583	16.99	17.22
Filipinas	1,909	9,181	s/d	21.52
Portugal	16	94	0.21	s/d
Rusia	23	85	0.01	0.01
Tailandia	0.3	1.8	s/d	s/d
Turquía	20.4	119.73	s/d	s/d
EUA	2,228	15,470	0.25	0.4
Total	7,974.06	49,261.45		

El costo de inversión en la generación geotérmica varía en un intervalo de USD\$800 – 3000 por kW_e instalado. Por ejemplo, para una planta de 40 MW_e en un campo geotérmico conocido el costo fue de US\$51 millones, con un intervalo de US\$1062 – 1692 por kW_e instalado [Stefansson, 2002]. En la tabla 1.2 se muestra una comparación de la mayoría de los países que cuentan con instalaciones geotérmicas, cuyo uso es para la generación de electricidad. Las cifras mostradas son del año 2000 pero nos dan una idea de la gran variación que hay en la proporción que ocupa este tipo de energía en la generación de electricidad de un país a otro. En la figura 1.2 se muestra una gráfica de la tendencia de crecimiento en el ámbito mundial para el uso de la energía geotérmica.

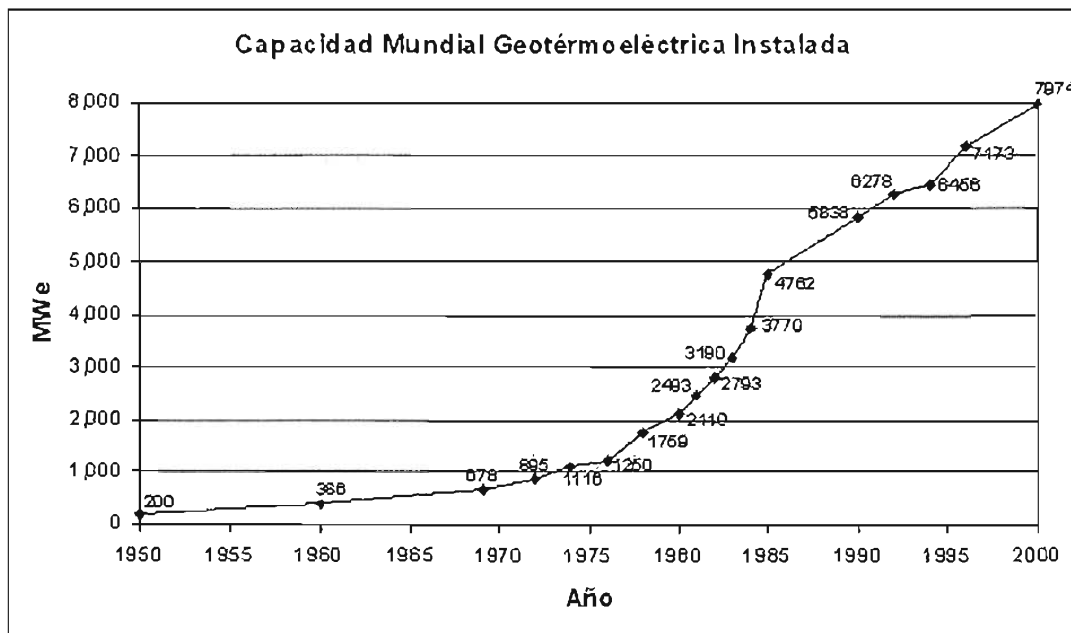


Figura 1.2. Evolución de la capacidad eléctrica geotérmica mundial instalada (Barbier, 2002)

1.1.4 Ventajas e impacto ambiental

De acuerdo con lo presentado por Brophy, 1997, sobre el impacto ambiental de la utilización industrial de la energía geotérmica se establece lo siguiente:

- Se presenta una reducción significativa en la generación de gases invernadero y corrosivos, tales como CO₂ y H₂S respectivamente.
- Los fluidos líquidos geotérmicos de desecho pueden ser reinyectados al reservorio, lo que ayuda a prolongar la vida útil del campo geotérmico.
- Los mantos acuíferos superficiales son poco impactados, ya que la mayoría de plantas industriales no requieren de una fuente externa de agua.

- La cantidad de desechos generados es mínima comparada con la de fuentes convencionales de energía.

En el caso específico de Cerro Prieto, existen tres pozos de reinyección que permiten reutilizar parte de la salmuera desechada, sin embargo, otra gran parte se vierte a una laguna de evaporación que durante un tiempo se utilizó para la extracción de diferentes tipos de sales, pero que está en el abandono y es susceptible de reexplotación, pudiendo funcionar así como parte del desarrollo económico de la zona.

1.2 El Recurso Solar

La principal y más abundante fuente de energía de que la Tierra dispone es la radiación electromagnética procedente del Sol, que además es limpia y por ella existimos todos los seres vivos de que en el planeta habitamos. Sin embargo, su dispersión y discontinuidad dificultan notablemente su aprovechamiento en el ámbito industrial, lo que la sitúa en desventaja en relación a otros tipos de fuentes energéticas.

Todo cuerpo a temperatura superior a 0 K, es decir todos los cuerpos, emiten radiación electromagnética como consecuencia del movimiento de las partículas cargadas que lo componen, como es el caso de la estrella a la que llamamos Sol. De manera simple, se puede considerar al Sol como una esfera no homogénea compuesta por diversos elementos y cuyas características principales se expresan en la tabla 1.3.

Tabla 1.3. Especificaciones generales del Sol (Ruiz, 2003).

Masa =	1.99×10^{30} kg
Diámetro =	1.392×10^9 m
Superficie =	6.087×10^{18} m ²
Volumen =	1.412×10^{27} m ³
Densidad media =	1.41×10^3 kg/m ³
Diámetro angular (desde la tierra) =	31 m 59.3 s
Distancia media Tierra-Sol =	1.496×10^{11} m
Temperatura efectiva =	5777 K
Potencia =	3.86×10^{26} W
Irradiancia =	6.35×10^7 W/m ²

Para aplicaciones prácticas, desde la Tierra el Sol puede considerarse como un cuerpo negro a 5777 K y que nos hace llegar 1368 W/m^2 en forma de radiación electromagnética antes de ser filtrada por la atmósfera, a este valor se le llama Constante Solar. Por lo que la radiación solar sigue las leyes de Planck, Wien y Stefan-Boltzmann, que se formulan como:

- a) Ley de Planck. Establece que la potencia emisiva espectral (E_λ) de un cuerpo negro como emisor difuso, depende exclusivamente de la longitud de onda (λ) y de su temperatura absoluta (T). Esto se expresa en la ecuación 1.1.

$$E_{\lambda,b}(\lambda, T) = \frac{C_1}{\lambda^5 (\exp(C_2 / \lambda T) - 1)} \quad (1.1)$$

Donde: $C_1 = 2 \cdot \pi \cdot h \cdot c_0^2 = 3.742 \times 10^8 \text{ W} \cdot \mu\text{m}^4/\text{m}^2$

$C_2 = h \cdot c_0 / k = 1.439 \times 10^4 \cdot \mu\text{m}^4 \cdot \text{K}$

$h = 6.6256 \times 10^{-34} \text{ J} \cdot \text{s}$ – constante de Planck

$k = 1.3805 \times 10^{-23} \text{ J/K}$ – constante de Boltzmann

$c_0 = 2.998 \times 10^8 \text{ m/s}$ – velocidad de la luz en el vacío

Esto nos indica que la radiación emitida varía de forma continua con la longitud de onda y su magnitud aumenta al aumentar la temperatura.

- b) Ley de Wien. Al derivar la ecuación 1.1 (Ley de Planck) con respecto a λ e igualando el resultado a cero, se obtiene la ecuación 1.2, conocida como *ley de desplazamiento de Wien*, la cual indica que el valor máximo de la distribución espectral de la energía radiada se desplaza hacia longitudes de onda más cortas cuando aumenta la temperatura.

$$\lambda_{\max} T = C_3 \quad (1.2)$$

Donde la tercera constante de radiación es $C_3 = 2897.8 \mu\text{m} \cdot \text{K}$; indicando que la distribución espectral de un cuerpo negro tiene un máximo y que la longitud de onda correspondiente (λ_{\max}) depende de la temperatura.

- c) Ley de Stefan-Boltzmann. Al sustituir la ley de Planck en la ecuación de potencia emisiva total hemisférica (E_b), que describe a toda la banda de longitudes de onda, se obtiene la

expresión para la potencia emisiva total del cuerpo negro, que al integrarse se obtiene la ecuación 1.3.

$$E_b = \int_0^{\infty} \frac{C_1}{\lambda^5 (\exp(C_2/\lambda T) - 1)} d\lambda \Rightarrow E_b = \sigma \cdot T^4 \quad (1.3)$$

Donde la constante de Stefan-Boltzmann, que depende de C_1 y C_2 , tiene el valor numérico $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$. Este resultado permite el cálculo de la cantidad de radiación emitida en todas direcciones y sobre todas las longitudes de onda simplemente a partir del conocimiento de la temperatura de cuerpo negro (Incropera, 1999).

1.2.1 Posición del Sol relativa a una superficie plana

La posición relativa del Sol con respecto a una superficie se establece en función de la posición solar en la esfera celeste y de la posición de la superficie sobre el plano del horizonte, la cual viene caracterizada por dos ángulos, como puede verse en la figura 1.3.

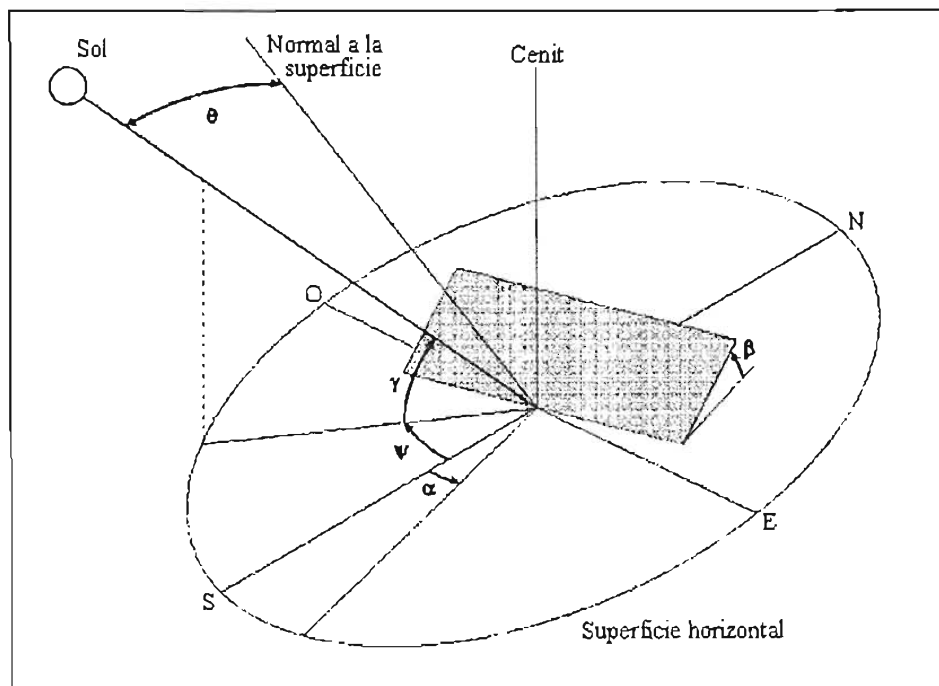


Figura 1.3: Ángulo de incidencia sobre una superficie.

- a) El ángulo acimutal (α), también llamado de orientación, que forma la proyección de la normal a la superficie sobre el plano horizontal con el plano meridiano del lugar. Se cuenta a partir

del punto cardinal Sur, de 0° a $\pm 180^\circ$, positivamente hacia el Oeste y negativamente hacia el Este.

b) La pendiente o inclinación (β) de la superficie, que es el ángulo formado por dicha superficie con el plano horizontal. Se mide de 0° a 180° . Si $\beta > 90^\circ$ la superficie estaría enfrentada al suelo.

La irradiancia solar recibida por una superficie está influenciada por el ángulo de incidencia (θ), que forman los rayos del Sol con la normal a la superficie. Este ángulo, para una superficie arbitrariamente orientada e inclinada, viene dado en función de las coordenadas horizontales del Sol.

Como medida de control de calidad de los datos de irradiancia usados, éstos se comparan con el valor de la radiación solar extraterrestre, la cual determina un valor máximo teórico de la energía solar disponible, por lo que es ampliamente utilizada como referencia en el estudio de la radiación solar.

Como patrón básico se toma la constante solar, definida como la cantidad total de energía procedente del Sol en todas las longitudes de onda, por unidad de tiempo y por unidad de superficie normal a los rayos solares, y a la distancia media entre la Tierra y el Sol. Medidas recientes de la constante solar (según el WRC de Davos, Suiza) dan un valor de:

$$I_{CS} = 1367 \text{ W/m}^2$$

De tal manera que la irradiancia extraterrestre incidente sobre una superficie cualquiera en un instante dado, viene establecida por: $I_0 = I_{CS} E_0 \cos(\theta)$

Donde θ es el ángulo de incidencia de los rayos solares sobre la superficie y E_0 es el factor de corrección de la distancia Tierra-Sol, debido a la excentricidad de la órbita terrestre. En efecto, la distancia de la Tierra al Sol (r), varía a lo largo del año en torno a su valor medio (r_0). En particular, si se trata de una superficie horizontal, el ángulo de incidencia viene dado por la altura solar ($\cos(\theta) = \text{sen}(\alpha)$), por lo que la irradiancia extraterrestre horizontal es:

$$I_0 = I_{CS} E_0 \text{sen}(\gamma).$$

Donde γ , es el arco del círculo vertical comprendido entre el astro y el horizonte. Se mide a partir del horizonte de 0° a 90° , positivamente hacia el cenit y negativamente hacia el nadir.

1.2.2 La radiación solar a su paso por la atmósfera

Antes de alcanzar cualquier punto de la superficie de la Tierra, la radiación solar ha de atravesar la atmósfera terrestre, en la que se ve sometida a un proceso de atenuación dependiente de la longitud del camino recorrido. Este proceso viene determinado por la altura y posición del Sol, y también con notable influencia de las variaciones de la composición atmosférica.

En general, se pueden esquematizar los fenómenos de interacción de la radiación con la atmósfera como se indica en la figura 1.4. En ella se observa que, a un determinado lugar de la superficie terrestre, la radiación solar llega tanto en forma de radiación directa, que no ha sufrido modificación en su dirección desde el Sol, como de radiación difusa, procedente de todas las direcciones de la semiesfera celeste por encima del plano horizontal así como de la reflexión de la radiación por el suelo.

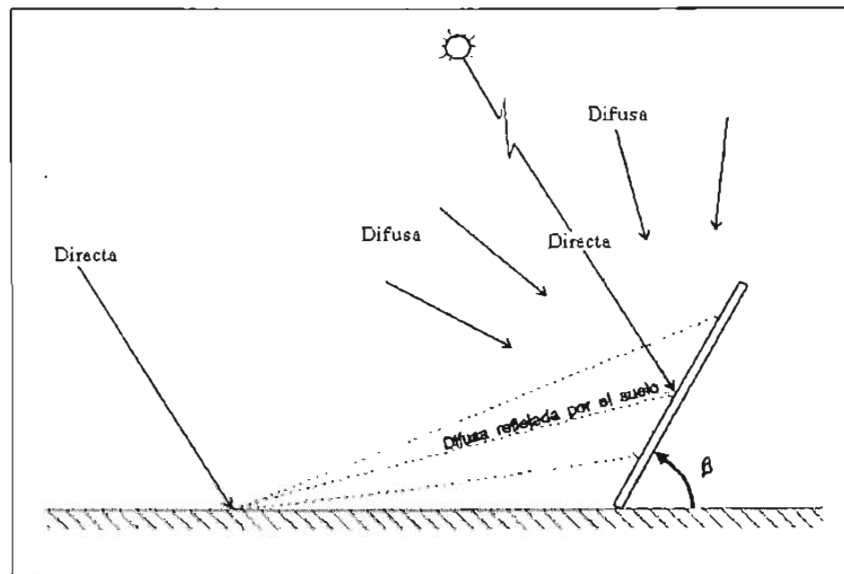


Figura 1.4: Incidencia de radiación solar sobre una superficie

Desde muchos puntos de vista es importante predecir en función del tiempo a la cantidad global de radiación solar que es descompuesta en sus partes directa y difusa, que alcanzan una parte de la superficie terrestre. Este cálculo, que resultaría fácil de realizar si no existiese atmósfera, es prácticamente imposible debido en gran parte a la variabilidad en la composición de la atmósfera terrestre.

Existen dos metodologías diferentes que pueden emplearse para la determinación de la radiación incidente sobre la superficie terrestre:

- a) A partir de la composición de la atmósfera y del estudio de los efectos que causan sobre la radiación solar, en cualquier lugar de la superficie terrestre se establece una modelación a través de una serie de coeficientes atmosféricos, determinándose las componentes directa y difusa, para de ellas la global. Este camino conlleva una gran complejidad, haciéndose necesario acudir a ciertas simplificaciones que afecta sobre todo a los citados coeficientes de transmisión y atenuación atmosféricos, se caracteriza por su apoyo en fundamentos físicos, al basarse en los procesos que experimenta la radiación solar a su paso por la atmósfera terrestre. El tratamiento matemático de estos procesos es bastante complejo, y está limitado además por la necesidad de disponer de series temporales de medidas de parámetros meteorológicos, que si bien en los Estados Unidos están disponibles, no lo están en el resto del mundo.
- b) A partir de series temporales de valores de irradiancia (generalmente irradiancia global en plano horizontal) medidos o calculados a partir de series de horas de Sol, y del estudio estadístico de estas series. O para cualquier lugar de la superficie terrestre se pueden medir las componentes directa y difusa, para calcular la global, Últimamente, este método se está apoyando en imágenes de satélite que permite una mayor extensión espacial. En cualquier caso, hay que apoyarse en medidas realizadas en la superficie terrestre. Tanto en un caso como en otro, las formas de concretar las metodologías particulares son muy diversas.

Para este proyecto se utilizó un instrumento que mide la irradiancia global y difusa, para calcular la directa normal, sin embargo, para poder plantear un modelo teórico del comportamiento de la irradiancia solar, se deberían tener instrumentos que midan por separado cada componente y con ello poder determinar de forma precisa las variaciones debidas a la atmósfera terrestre.

1.3 La Generación Directa de Vapor (GDV)

El sistema para generación directa de vapor consiste en un arreglo de concentradores de canal parabólico con superficie reflectiva, cuya función es reflejar y concentrar la irradiancia solar directa en un tubo metálico con recubrimiento de una superficie selectiva absorbadora color negro, que está colocado en la línea focal de la parábola y se conoce con el nombre de absorbedor o receptor; en él la irradiancia solar se convierte en energía térmica. Para evitar pérdidas de calor al ambiente por corrientes convectivas de aire se incluye una cubierta de vidrio Pyrex con características de alta transmitancia; se forma un sistema de tubos colocados concéntricamente el uno con respecto al otro. Adicionalmente, un sistema de seguimiento mantiene el tubo en la línea focal durante el día por medio de seguir el movimiento aparente del Sol.

Son también parte del sistema de concentración para la generación directa de vapor un equipo de bombeo, el cual transporta la energía térmica del agua desde los tubos receptores, válvulas para el control de flujo del fluido y medidores de temperatura y presión.

1.3.1 Descripción del proceso de generación directa de vapor

El proceso de generación directa de vapor en un concentrador de canal parabólico, se presenta en la figura 1.5, donde se observa el corte longitudinal de un tubo receptor, en el que un flujo de agua se convierte en vapor mientras circula a través de él. Sobre la pared exterior del tubo incide un haz concentrado de irradiancia solar directa. Conforme la temperatura de la pared del receptor aumenta, la energía solar absorbida se transfiere al fluido de trabajo. Suponiendo que el flujo de irradiancia es constante y que la caída de presión en el interior del tubo es despreciable, el tubo puede dividirse en tres zonas para su análisis (Flores, 2003).

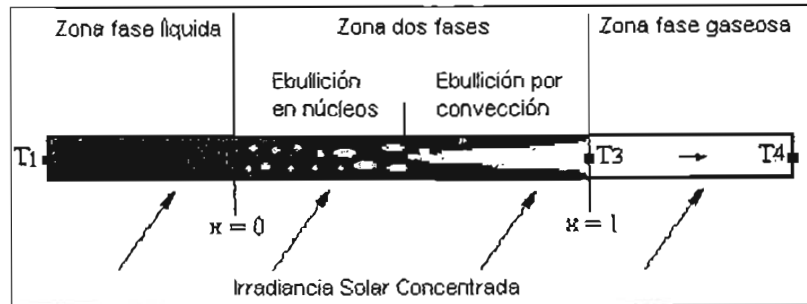


Figura 1.5. Proceso de generación directa de vapor en un tubo absorbedor

En la primera zona, el flujo de agua líquida subenfriada entra al receptor con una temperatura inicial T_1 . Conforme avanza, su temperatura se incrementa hasta alcanzar el punto de burbuja, T_2 . En esta zona se tiene un proceso de convección forzada de una sola fase, donde el coeficiente de transferencia de calor es prácticamente constante. Puede darse el caso de que para una temperatura del flujo de agua menor a la de saturación, se presente la ebullición subenfriada del agua líquida, que ocurre antes del punto marcado como de calidad termodinámica igual a cero. De esta forma, la ebullición subenfriada, junto con la convección forzada de la fase líquida, inducen el incremento de la temperatura del agua. En este caso, el coeficiente de transferencia de calor se incrementa conforme la masa del fluido se aproxime a su temperatura de saturación (Whalley, 1996).

En la segunda zona del tubo absorbedor se presenta flujo bifásico originado por la formación de burbujas de vapor. Aquí se da el proceso de ebullición saturada, donde la ebullición nucleada y

los efectos de convección forzada, provocan una alta transferencia de calor. La generación de vapor en esta zona es inicialmente por nucleación en la pared del tubo, sin embargo, en caso de que el flujo de calor fuera bajo, la temperatura de la pared podría ser insuficiente para provocar la nucleación y el líquido sufriría un sobrecalentamiento considerable antes de que cualquier vapor se formara, de manera que la nucleación se retardaría hasta después del punto de calidad termodinámica igual a cero (Kakaç y Mayinger, 1977).

Con el inicio de la ebullición nucleada se comienza a desarrollar el régimen de flujo de burbuja. Así, la generación de vapor no solamente se tiene en los sitios de nucleación, sino también se presenta por evaporación directa desde las interfases, incrementándose la calidad del vapor. De esta forma, en la mezcla líquido-vapor se desarrollan diferentes regímenes (flujo de burbujas, flujo slug, etc.), cambiando de uno a otro conforme la calidad del vapor se incrementa.

Inicialmente, en esta segunda zona, la temperatura de la pared es suficiente para provocar la nucleación de burbujas sobre ella; no obstante, al aumentar la calidad del vapor, la temperatura de la pared tiende a disminuir debido a una mejora en la transferencia de calor. En este caso la transferencia de calor en la interfase aumenta en importancia con respecto a la transferencia de calor por ebullición nucleada. Así, al disminuir la temperatura de la pared, se llegará a un punto en el que ésta no será lo suficientemente alta para mantener activos los sitios de nucleación, razón por la cual la nucleación de burbujas se suspenderá y el proceso de ebullición se volverá convectivo (Kakaç y Mayinger, 1977; Whalley, 1996).

Cuando se da esta última situación, la calidad del vapor será tal que el patrón de flujo cambia hasta llegar al régimen de flujo anular. Aunque algunas burbujas probablemente todavía se formarán en la pared del tubo, la mayor parte del cambio de fase se presenta por evaporación en la interfase líquido-vapor, como resultado de la conducción de calor a través de la película de líquido. En este régimen de flujo anular (figura 1.6), el coeficiente de transferencia de calor aumenta rápidamente conforme la película de líquido se vuelve más delgada debido a la evaporación; a pesar de ello, al continuar el incremento de la calidad del vapor, se llega a un punto en el que la película de líquido desaparece, provocando que el coeficiente de transferencia de calor decrezca rápidamente; dicha situación se conoce como crisis de ebullición. En tubos horizontales, tal situación dependerá de la velocidad de las fases con el mismo patrón anular, ya que si la velocidad de la fase líquida no se incrementa lo suficiente, la evaporación completa de la película líquida ocurre primero en la parte alta de la pared del tubo (flujo semi-anular), mientras la parte baja de la pared permanece húmeda (Kattan, *et al.*, 1998). De esta forma, la crisis de ebullición se presenta por la transición del régimen del flujo anular al de flujo anular con secado parcial de la pared del tubo. Si la velocidad de la fase líquida es lo

suficientemente alta como para tener un espesor uniforme alrededor de la superficie interna del tubo, entonces la evaporación se dará primero en la zona donde incide el flujo de calor concentrado, provocando que dicha película se evapore de forma uniforme alrededor de toda la circunferencia interna.

En resumen, se presentará la ebullición nucleada y la ebullición convectiva del agua en la zona a dos fases. Al inicio, el valor del coeficiente de transferencia de calor dependerá de las contribuciones de la ebullición nucleada y de la ebullición convectiva. Al volverse dominante la ebullición convectiva, el coeficiente de transferencia de calor aumentará conforme se incremente la calidad del vapor. Así, el coeficiente alcanzará su valor máximo con una alta calidad del vapor, punto en el que la pared del tubo todavía se encuentra completamente húmeda. La calidad del vapor en la que se tendrá el coeficiente de transferencia de calor máximo dependerá del flujo local de calor y de la velocidad de la masa de agua (Kattan, *et al.*, 1998).

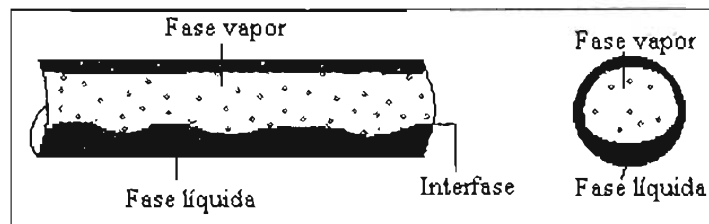


Figura 1.6. Corte transversal de un tubo absorbedor con patrón de flujo bifásico anular.

Al continuar el incremento de la calidad del vapor el coeficiente de transferencia de calor disminuye después de alcanzar su valor máximo, debido a que se inicia el secado parcial de la parte alta de la pared del tubo. De esta forma, el coeficiente de transferencia de calor decrece rápidamente al incrementarse la calidad del vapor. Así, en la última parte de esta segunda zona, el valor del coeficiente de transferencia de calor dependerá de la configuración del régimen de flujo dentro del tubo, es decir, de que proporción de la pared del tubo se encuentre seca (Kattan, *et al.*, 1998).

Al llegar a la tercera zona del receptor, el flujo de líquido se habrá evaporado completamente. Al inicio de esta zona, todavía podrá tenerse un flujo de gotas de líquido dispersas en el flujo de vapor (cuyo nombre en inglés es "*entrainment*"), las cuales se evaporarán después del punto indicado como de calidad termodinámica igual a uno.

En la tercera zona del tubo, nuevamente se tendrá un régimen de convección forzada de una sola fase, en donde el coeficiente de transferencia de calor será relativamente bajo con alta

temperatura de la pared del tubo. El flujo de vapor entrará en esta última zona a una temperatura T_3 igual a la de saturación ($T_2 = T_3$), y será sobrecalentado hasta alcanzar una temperatura T_4 a la salida del tubo absorbedor (Mandal y Mandal, 1994).

Debido al cambio constante en el flujo de irradiancia solar durante el día, y manteniendo el mismo flujo de agua, la longitud de cada una de las zonas anteriores en el receptor, podrá variar con el tiempo, en razón del aumento o disminución de la cantidad de calor que se transfiere al fluido.

1.3.2 Otros trabajos con flujo a dos fases

Como parte del trabajo hecho en el Instituto de Ingeniería para la generación directa de vapor en concentradores de canal parabólico, como una posible mejoría de la tecnología de las plantas SEGS, se desarrolló un estudio del flujo bifásico estratificado que se puede dar en los tubos absorbedores de dicha tecnología, lo que incluye la modelación del perfil del temperaturas que se presenta transversalmente en el tubo, bajo condiciones de estado estable y transitorias.

Uno de los trabajos precursores de este proyecto es el desarrollado por Almanza; *et al.* (2002), que toma en cuenta al proceso de generación directa de vapor (GDV) en plantas solares de canal parabólico con diversas inestabilidades en el tubo receptor, provocadas por la formación de flujo bifásico con perfil estratificado, lo que genera diferencias térmicas alrededor de la pared externa del tubo receptor, manifestándose como esfuerzos mecánicos y presentándose la deflexión instantánea transitoria transversal al eje de dicho tubo, que provoca la ruptura del tubo de vidrio envolvente, y crea deformaciones permanentes. Como parte de los resultados experimentales de este trabajo, se observan diferencias de temperatura de hasta 30 K, para un mismo tubo entre sus partes caliente y fría. Esto se puede observar en la gráfica de la figura 1.7, donde se muestran valores experimentales que corresponden a 1.6 m de longitud del tubo receptor a partir del punto de alimentación del agua (b).

Posteriormente se continuó con el estudio de este patrón de flujo, proponiéndose un modelo más detallado para predecir el comportamiento del tubo absorbedor y con ello establecer soluciones directas para evitar cualquier problema de deflexión, por ejemplo el tubo bimetálico (Flores y Almanza, 2003).

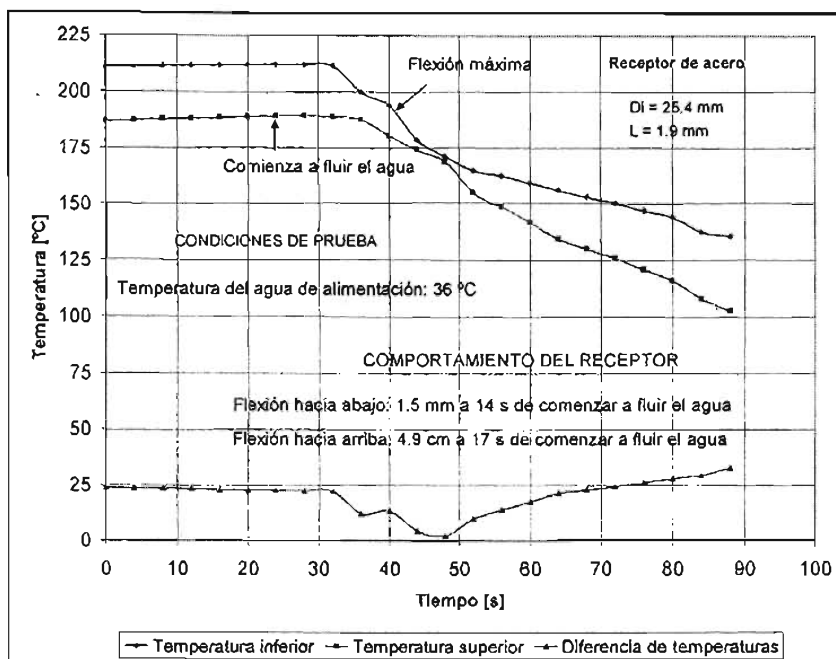


Figura 1.7. Gráfica de respuesta térmica y mecánica del receptor de acero, con incidencia de la irradiancia solar en la parte inferior, $m = 90 \text{ kg/h}$, $I = 750 \text{ W/m}^2$, $b = 1.6 \text{ m}$ (Flores, 2003).

El grado de deformación es función directa del gradiente de temperaturas formado en la pared del tubo, función que se ve afectada al depender éste en gran medida de la conductividad térmica del material del receptor, del patrón de flujo formado, así como del nivel y ángulo de incidencia de la irradiancia solar (Herrmann, *et al.*, 1998 y Rojas, *et al.*, 1996). La solución a estos problemas estaría en mantener la superficie interna de la pared del receptor lo suficientemente refrigerada con la fase líquida del fluido de trabajo, para que la transferencia de calor tendiera a ser homogénea y así eliminar al máximo la diferencia térmica.

Para lograr lo anterior en el Instituto de Ingeniería, UNAM, se desarrolló un tubo absorbedor de pared compuesta por dos metales: hierro y cobre, con el que se aprovecha la alta resistencia a la tensión del hierro y la alta conductividad térmica del cobre. Para comprobar que tal desarrollo funcionaba, se llevaron a cabo pruebas en la Planta Solar, mediante la generación de flujo bifásico estratificado.

De acuerdo con el trabajo teórico-experimental de Flores, 2002, la incidencia de la irradiancia solar en la parte lateral de los receptores de acero causa un efecto más perceptible que en los bimetálicos, ya que se logran gradientes térmicos superiores a 20°C ; por tanto, las deflexiones resultan mucho mayores a las obtenidas por el receptor cobre-acero: 5 mm vs 8 mm . Sin embargo, con un mayor flujo másico el tiempo en el que ocurre la deflexión disminuye.

Por otro lado, se plantea la posibilidad de utilizar fluido geotérmico (salmuera) a dos fases para mejorar la calidad del vapor, sin llegar a evaporar todo el líquido presente. Esto con el fin de no concentrar demasiado las sales presentes y generara mayores problemas de incrustación. Por lo que si se tienen las condiciones de velocidad y presión adecuadas para un diámetro constante de tubería, se puede mantener un patrón de flujo anular aún con la presencia de transitorios durante el proceso de evaporación del fluido en el campo solar. Cabe señalar que entre las opciones del sistema híbrido, también existe la posibilidad de utilizar agua pura proveniente del efluente de la turbina, cuya concentración de sales es prácticamente cero; por lo que al pasar por un campo solar podría evaporarse completamente e incluso sobrecalentarse para reinyectarse a la turbina de media presión. De esta forma el agua extraída podría reutilizarse varias veces antes de enviarse a la laguna de evaporación.

Con base en lo anterior se plantea la necesidad de llevar a cabo un estudio de las condiciones necesarias para que se presente flujo bifásico anular en un concentrador solar de canal parabólico con GDV y presencia de sales disueltas en una concentración no mayor al 2%.

Existen además otros trabajos del estudio de flujo bifásico con patrón anular llevados a cabo en sistemas agua-vapor, agua-aire, refrigerantes, etc. (Hewitt, *et al.*, 1970; Luninski, *et al.*, 1983; Taitel, *et al.*, 1976; Goebel, 1997; Kattan, *et al.*, 1998; Kataoka, *et al.*, 2000; Pan, *et al.*, 2002; Fukano, *et al.*, 2003). De ellos se tomará lo que se considere útil para este trabajo justificando su uso de forma lógica.

Uno los problemas más grandes en el flujo bifásico es la distribución de la película de líquido alrededor de la circunferencia interna en tubos horizontales. El cálculo del espesor de dicha película necesita una teoría que explique cómo puede el líquido estar en la parte superior del tubo en contra de la fuerza de gravedad.

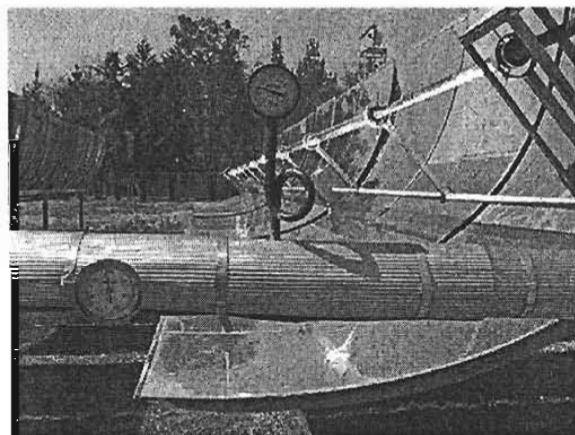
Para poder definir un valor de este parámetro utilizaremos el modelo propuesto por Luninski, Y., *et al.* (1983) el cual está desarrollado para flujo anular horizontal en sistemas aire-agua, su característica principal es la consistencia y simplicidad de sus ecuaciones que facilitan el modelado para un sistema en estado estacionario. En un patrón de flujo bifásico anular horizontal, el espesor de película líquida varía en toda la circunferencia interna del tubo; dicho espesor es mínimo en la parte superior y se incrementa hacia la parte inferior proporcionalmente a la velocidad de las fases. Dependiendo de la velocidad de la fase líquida, la forma de la película del fondo podría ser ligeramente plana en la interfase con el vapor o adquirir la curvatura del tubo. Con el fin de calcular dicho espesor de película, estos autores aproximan su modelo al de una tubería cuadrada, donde las películas de líquido en la parte superior y laterales son uniformes e iguales, mientras que en la parte inferior el espesor es

mayor. Se considera que hay flujo de gotas de agua de las películas líquidas hacia el vapor (en inglés se le denomina *entrainment*) y viceversa (deposición), es decir, que las gotas de agua arrastradas por el vapor se depositan en cualquier parte de la película líquida. Adicionalmente hay un drenado de líquido hacia la película del fondo.

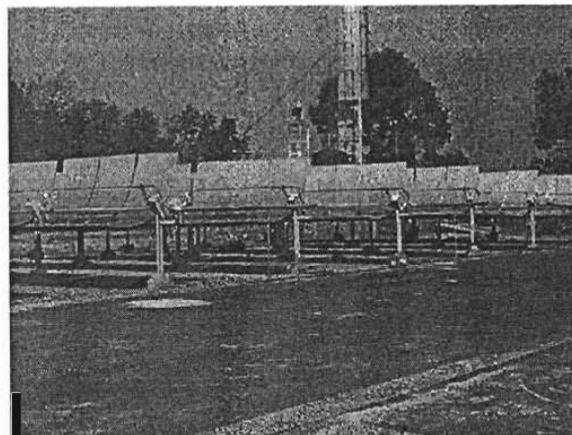
Otro de los problemas es el cálculo del coeficiente convectivo de transferencia de calor tanto en el líquido como en el vapor, así como un valor global. Para ello es posible utilizar el modelo propuesto por Goebel (1997), que está basado en mediciones experimentales hechas en un sistema vapor-agua líquida, aunque a presión de operación mucho mayor que las usadas en este proyecto, pero que podemos extrapolar por tratarse del mismo sistema.

En cuanto a la parte experimental, se cuenta con la Planta Solar del Instituto de Ingeniería, cuyo estado al inicio de este proyecto exigía mejoras en todas las instalaciones. Para ello se aumentó la superficie disponible de espejos, se instaló instrumental electrónico y una nueva bomba para trabajar a la presión de un sistema geotérmico.

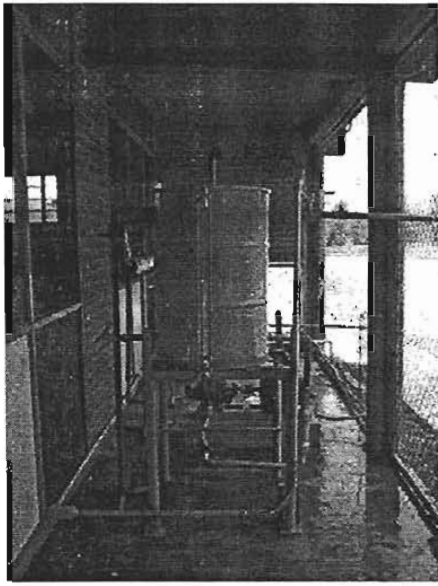
La figura 1.8 muestra fotografías de la Planta Solar del Instituto de Ingeniería, UNAM, así como otras instalaciones que hay en ella.



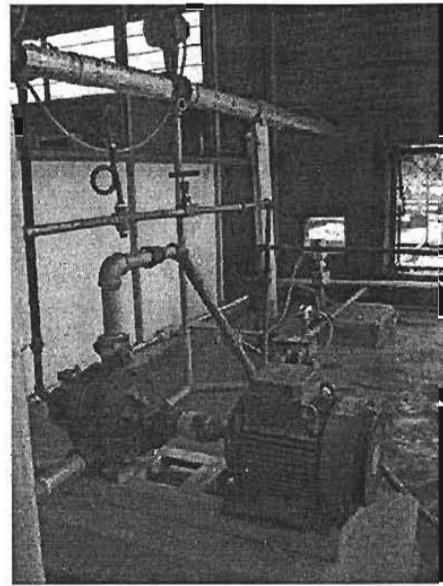
a) Instrumental de carátula.



b) Campo solar



c) Tanque condensador



d) Bomba e instrumental

Figura 1.8: Fotografías de la Planta Solar del Instituto de Ingeniería, UNAM (febrero, 2004).

CAPÍTULO 2

PROBLEMA DE ESTUDIO Y PLANTEAMIENTO DE SOLUCIÓN

La generación directa del vapor (GDV) en concentradores solares de canal parabólico es un tema que cada día tiene más desarrollo por parte de investigadores en todo el mundo, esto se debe a su alta factibilidad de uso en sistemas híbridos para la generación de electricidad, pudiendo llegar a presentar costos competitivos bajo esquemas de incentivos fiscales adecuados. Un ejemplo de aplicación es el propuesto por Lentz y Almanza (2002) en el que se combinan la energía solar y la geotérmica para la generación eléctrica. De acuerdo con las condiciones climatológicas y geológicas del lugar, este esquema puede implementarse en la parte noroeste de México, donde la Comisión Federal de Electricidad cuenta con el campo geotérmico de Cerro Prieto cuya capacidad instalada es de 720 MW, dividido en cuatro centrales con trece unidades de generación en total.

Los pozos geotérmicos utilizados para alimentar a la central de Cerro Prieto IV, en general proveen un fluido con una composición de 60% líquido (salmuera) y 40% vapor, mezcla que es separada para aprovechar solamente la energía del vapor mientras que la salmuera se desecha totalmente en las etapas de separación del ciclo, que están en la descarga de cada pozo y antes de las turbinas. El planteamiento específico es utilizar la tecnología de canal parabólico para aumentar la cantidad de vapor que se alimenta a la turbina, para ello existen varios esquemas posibles del sistema híbrido que depende de la localización del campo solar en el ciclo geotérmico. Uno de ellos es utilizar como fluido de trabajo la salmuera de desecho proveniente de la primera etapa de separación, cuya concentración inicial de sales es de aproximadamente 2% en peso. De modo que si se llegara a evaporar al menos el 10% del agua presente en la salmuera la concentración de sales aumentaría a 2.21% aproximadamente, o si

se llegara a evaporar el 35% del agua presente en la mezcla, entonces la concentración de sales aumentaría hasta 3% en peso.

De acuerdo con la velocidad que adquieren las fases a la salida del pozo geotérmico, es posible establecer el patrón de flujo bifásico que se presenta. Cuando existe un patrón del tipo anular, donde la superficie interna del tubo esta completamente refrigerada por la fase líquida, o anular abierto, cuando la parte superior de la pared interna del tubo está en contacto con vapor y gotas de líquido, la transferencia de calor a través del tubo absorbedor se puede dar de manera casi homogénea. A diferencia del patrón de flujo estratificado, en el que casi la mitad superior de la superficie interna del tubo está en contacto con la fase vapor, las velocidades de las fases son bajas y la distribución de temperaturas se da con diferenciales grandes, lo que se interpreta como una transferencia de calor muy heterogénea.

Si se llega a presentar un patrón de flujo estratificado entonces pueden ocurrir problemas de distribución de temperaturas alrededor del tubo absorbedor con diferenciales muy altos, lo cual se traduce en esfuerzos térmicos que deforman o debilitan al tubo absorbedor. Una de las principales consecuencias de que se presente esta situación es la ruptura de los tubos de vidrio y la salida de foco del tubo absorbedor, así como la posible ruptura de este último. Por esta razón se desea conocer el perfil de temperaturas que se tiene alrededor de la superficie externa cuando éste forma parte de un concentrador solar de canal parabólico, del que se requiere definir las condiciones de operación necesarias para que se mantenga un patrón de flujo anular y no se llegue a niveles críticos donde el diferencial de temperatura existente entre la parte del tubo que recibe el haz de luz concentrado y la parte que no lo hace, sea superior a 30 °C.

Como propuesta de solución a los posibles problemas antes descritos, en este trabajo se desarrolla la evaluación del perfil externo de temperaturas en dos sentidos: experimental y teórico bajo condiciones de estado permanente o estable. Donde el resultado de las pruebas experimentales se contrasta con los resultados del modelo matemático planteado para predecir el tipo de patrón de flujo bifásico que se tiene según las condiciones de operación.

Con el trabajo de Flores (2002) se propuso un modelo matemático que trabaja bajo condiciones transitorias de irradiancia solar directa y flujo estratificado. Ahora es fundamental conocer el comportamiento térmico de los tubos absorbedores bajo condiciones de flujo con patrón anular cuya aplicación en geotérmica requiere baja presión y temperatura pero utilizando salmuera geotérmica como fluido de trabajo.

El resultado de este trabajo contribuirá al desarrollo del sistema de energía híbrido solar-geotérmico propuesto por Almanza, *et al.*, (2002).

2.1 Desarrollo experimental

El experimento tiene por objeto recolectar datos de temperatura en la superficie del tubo absorbedor en la zona que se presenta flujo bifásico con patrón anular para correlacionarlos con datos de temperatura, presión y flujo en un campo de concentradores solares con GDV. Las corridas experimentales se llevaron a cabo bajo condiciones de irradiancia similares para tratar de ser lo más homogéneo posible.

2.1.1 Descripción de la infraestructura y equipo

El Instituto de Ingeniería de la UNAM cuenta con una Planta Solar de Canal Parabólico localizada en la Ciudad de México a $19^{\circ} 19' 6.9''$ de latitud norte, $99^{\circ} 11' 29.7''$ de longitud oeste y a una altitud aproximada de 2330 metros sobre el nivel del mar¹. Está dividida en ocho módulos conectados en serie (figura 2.1), cada uno con longitud de 15m y un área de captación de aproximadamente 34 m^2 . De modo que el área total de espejos es 272 m^2 , cuya reflectancia especular es aproximadamente de 0.85. Los tubos absorbedores son de 1 pulgada de diámetro nominal, seis de ellos recubiertos por película selectiva de óxido de cromo (CrO_2) negro, cuya absorptividad es de 0.89~0.96 y emitancia de 0.18~0.25 (Almanza, 1995); y los dos restantes por película negra polimérica comercial de la marca Solkote, cuya absorptancia es de 0.88-0.94 y emitancia de 0.28~0.49 (Solec, 2004).

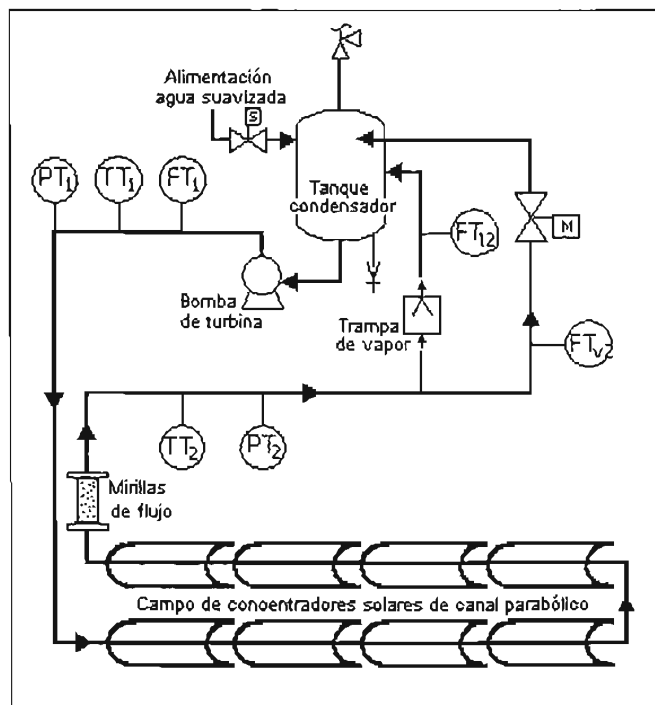


Figura 2.1. DFP de la Planta Solar del Instituto de Ingeniería, UNAM.

¹ Localización medida con GPS marca Garmin, modelo eTrex.

El detalle de los elementos mostrados en el DFP (Diagrama de Flujo del Proceso) se muestra en la tabla 2.1, donde se describen de forma general los instrumentos de medición instalados.

Tabla 2.1: Descripción de los elementos del sistema:

Identificador alfabético	Identificador numérico	Descripción	Localización	Función
LT	1	Transmisor de nivel (<i>Level Transmitter</i>)	Tanque de suministro	Enviar una señal digital para monitorear los niveles mínimo y máximo en el tanque.
LT	2	Transmisor de nivel (<i>Level Transmitter</i>)	Condensador	Enviar una señal digital para monitorear los niveles mínimo y máximo en el condensador.
FT _i	1	Transmisor de flujo (<i>Flow Transmitter</i>)	Entrada al proceso	Enviar una señal analógica para monitorear y registrar la tasa de flujo de alimentación del fluido de trabajo.
PT	1	Transmisor de presión (<i>Pressure Transmitter</i>)	Entrada al proceso	Enviar una señal analógica para monitorear y registrar la presión a la entrada del sistema.
TT	1	Transmisor de temperatura (<i>Temperature Transmitter</i>)	Entrada al proceso	Enviar una señal analógica para monitorear y registrar la temperatura del fluido de trabajo a la entrada del sistema.
FT _v	2	Transmisor de flujo (<i>Flow Transmitter</i>)	Salida del proceso	Enviar una señal analógica para monitorear y registrar la tasa de flujo de salida de vapor
FT _i	2	Transmisor de flujo (<i>Flow Transmitter</i>)	Salida del proceso	Enviar una señal analógica para monitorear y registrar la tasa de flujo de salida de líquido
PT	2	Transmisor de presión (<i>Pressure Transmitter</i>)	Salida del proceso	Enviar una señal analógica para monitorear y registrar la presión a la salida del sistema
TT	2	Transmisor de temperatura (<i>Temperature Transmitter</i>)	Salida del proceso	Enviar una señal analógica para monitorear y registrar la temperatura del vapor a la salida del sistema

Se cuenta con un equipo de intercambio iónico como sistema suavizador del agua de proceso, que reduce su conductividad hasta $0.39 \text{ mS/cm @ } 20 \text{ }^\circ\text{C}$. El agua suavizada se guarda en un aljibe desde donde se manda a un tanque de almacenamiento que alimenta al condensador del ciclo de calentamiento.

La alimentación del campo solar se lleva a cabo por medio de una bomba de turbina regenerativa de doble etapa (figura 2.2), cuya capacidad de bombeo es de 3 a 32 litros por minuto, con una presión máxima de 16.5 bar (550 ft H₂O); dicha bomba es impulsada por un motor de 3hp de potencia cuya regulación se hace por medio de un inversor de corriente.

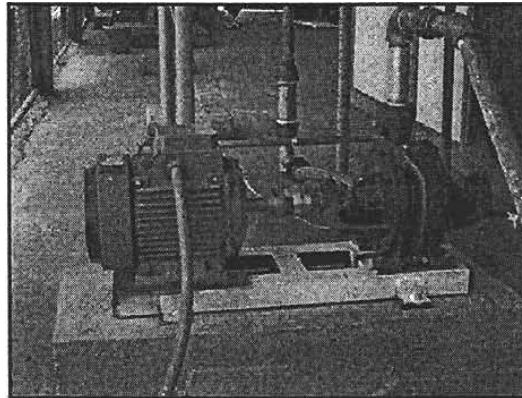


Figura 2.2. Fotografía de bomba y motor acoplados.

Al final del octavo módulo se cuenta con dos mirillas de flujo hechas con tubo de vidrio del tipo boro-silicato (figura 2.3), con 30 cm de longitud y 1" de diámetro nominal. Con ellas es posible tener evidencia visual del patrón de flujo bifásico que hay en cada momento y especialmente en el estado estable hasta una presión máxima de 11 bares. Cabe mencionar que un aditamento de este tipo no se tiene en ninguna otra instalación de investigación de concentradores solares de canal parabólico

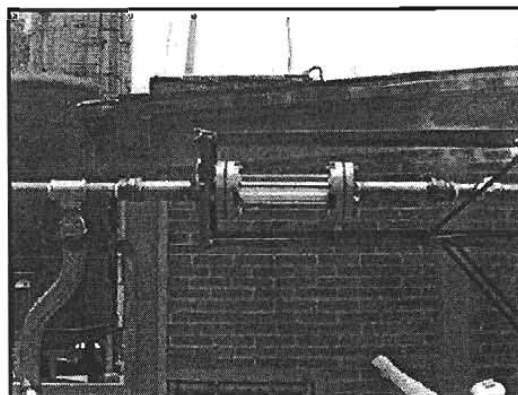


Figura 2.3. Fotografía de una mirilla de flujo.

En cuanto a la instrumentación que se tiene para monitorear las variables físicas involucradas en el proceso (presión, temperatura y flujo), y con ello generar una base de datos que describa el comportamiento de todo el sistema bajo diferentes condiciones de operación, a continuación se describen los aparatos instalados durante este proyecto.

Medidor de flujo de alimentación. Es un transmisor de flujo marca Hedland (figura 2.4) de área variable. En su interior tiene un tubo fabricado con alta precisión que contiene un pistón y un cono guía. El pistón traslada un cilindro que se encuentra acoplado magnéticamente a un indicador externo que se mueve como respuesta al movimiento del pistón. Un resorte calibrado se opone al movimiento del pistón dado por el flujo de líquido, reduciendo la sensibilidad a la viscosidad y permite que el medidor de flujo sea utilizado en cualquier posición, incluso invertido.

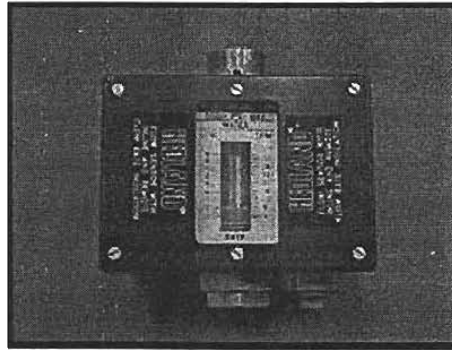


Figura 2.4. Fotografía del transmisor de flujo de entrada.

Medidor de flujo de vapor de salida. Es un transmisor de flujo Endress & Hauser (figura 2.5) con sensor tipo vortex que opera de acuerdo al principio de Karman. Establece que por medio de un cuerpo sólido se crean vórtices alternados; de modo que el número de vórtices por unidad de tiempo (llamada frecuencia vortex) es directamente proporcional a la tasa de flujo.



Figura 2.5. Fotografía del transmisor de flujo de vapor de salida.

Medidores de presión. Son dos transmisores marca Endress & Hauser (figura 2.6) que utilizan un sensor cerámico para aplicaciones con líquidos limpios, gases, vapor, químicos corrosivos y aire.

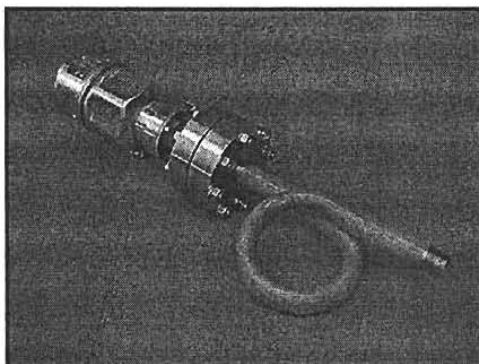


Figura 2.6. Fotografía del transmisor de presión con sello químico y sifón.

Medidores de temperatura de flujo. Los transmisores de temperatura utilizados como sensores (figura 2.7) están hechos por un Detector Resistivo de Temperatura (RTD -- *Resistance Temperature Detector*). El RTD ó Pt100 es un resistor de platino que muestra una resistencia de $100 \Omega @ 0 \text{ }^\circ\text{C}$. Comparados con los termopares, los RTD son más repetitivos y estables. Los RTD también son más sensibles debido a que la caída de voltaje a lo largo del RTD produce una señal más grande que la de un termopar. Estos tienen un comportamiento con mejor linealidad y no requieren la compensación de unión fría de un termopar.

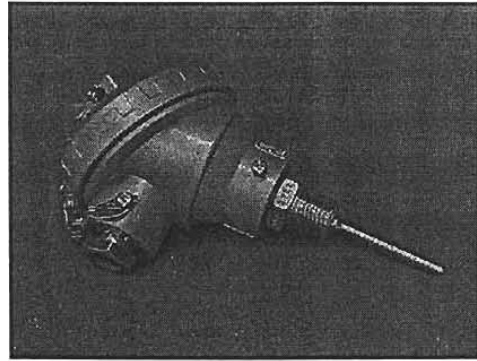


Figura 2.7. Fotografía del transmisor de temperatura.

Medidores de temperatura en la periferia del tubo absorbedor. Para ellos se emplearon 8 RTD's de bayoneta con resorte, colocados en la superficie exterior del absorbedor por medio de un adaptador de abrazadera y dispuestos radialmente con una separación de 45° entre sí (figura 2.8).

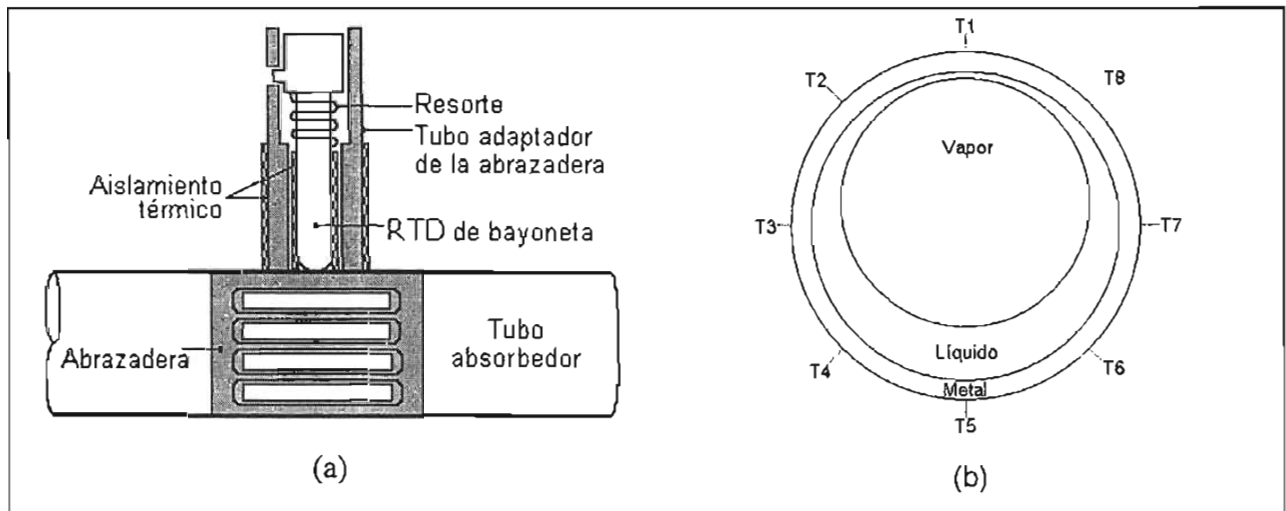


Figura 2.8. (a) Esquema del la abrazadera que sujeta cada RTD al tubo.
(b) Disposición de cada RTD alrededor del tubo.

Para poder tener lecturas confiables de dichos medidores, se calibraron individualmente para ajustar la ecuación de control a lo requerido por el proyecto. Cabe mencionar que estos sensores se colocaron al final del último módulo de la Planta Solar, debido a que es una zona donde se garantiza el flujo anular bajo las condiciones de operación propuestas.

Adquisidor de datos. Es una tarjeta AT-MIO-16E-10 y un módulo acondicionador de señales SC-2042-RTD, ambos de la compañía *National Instruments*, trabajando bajo el concepto de

instrumentación virtual. Con ellos se tiene la posibilidad de medir temperatura de una manera directa, conectando cada sensor a un canal analógico. El bloque de conectores del módulo acondicionador admite hasta 8 sensores en modo diferencial, suministrando una corriente constante de excitación de 1 mA. El programa de monitoreo y registro de datos se desarrolló en el software LabVIEW, por investigadores de la sección de Instrumentación del Instituto de Ingeniería, UNAM. Esencialmente involucra el algoritmo de conversión del voltaje medido al valor correspondiente de temperatura, atendiendo a los principios físicos de funcionamiento de los sensores utilizados. Con base en las mediciones registradas se obtiene el conocimiento de las temperaturas en la pared del tubo receptor, lo que proporciona información adecuada para establecer qué régimen de flujo se presenta en el absorbedor y hacer predecible la respuesta del sistema.

Otros equipos son: una válvula tipo solenoide, una válvula proporcional, y un inversor de corriente para el control de velocidad del motor de la bomba de alimentación del fluido de trabajo. Junto con la coordinación de Instrumentación del Instituto de Ingeniería, se diseñaron y construyeron los circuitos electrónicos de acondicionamiento de señales, en conjunto con una tarjeta de adquisición de datos y el programa correspondiente de monitoreo.

Se cuenta con una válvula de apertura proporcional (figura 2.9) que se comporta como un orificio de área variable, es decir una válvula tipo globo. También se tiene una válvula solenoide que está normalmente cerrada, lo que significa que no permite el flujo cuando el solenoide no tiene energía y se abre cuando se le energiza. Su operación se limita a la alimentación de agua de repuesto al tanque condensador, ya que aunque está diseñada para operación con vapor o agua caliente, se obstruye fácilmente con fragmentos de óxido arrastrados por la corriente de vapor.

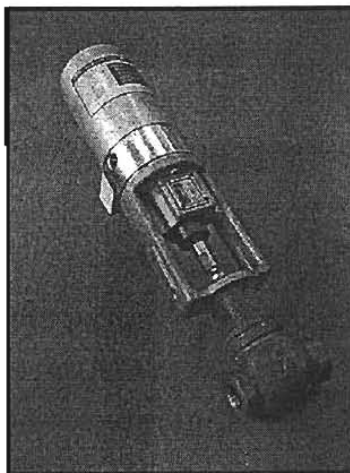


Figura 2.9. Fotografía de la válvula proporcional tipo globo.

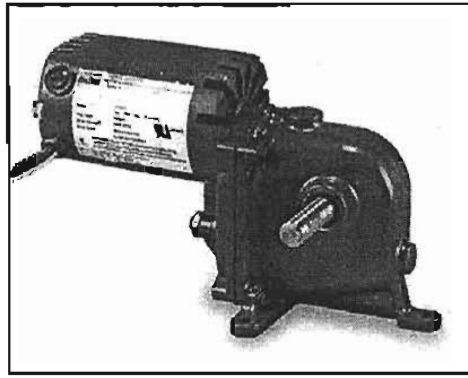


Figura 2.10. Fotografía del motor para seguimiento solar.

El motor de la figura 2.10 es un motor con engranaje reductor de corriente alterna que proporciona el movimiento de seguimiento solar para cada módulo, se tiene en total ocho de ellos.

Adicionalmente se cuenta con una estación meteorológica marca Ascension Technology (AT) equipada con un piranómetro de banda rotatoria de sombra (*Rotating Shadowband Pyranometer, RSP*), el cual mide la irradiancia global horizontal, la irradiancia difusa horizontal y calcula la irradiancia normal directa (ver anexo A). Esta estación cuenta también con un sensor de temperatura ambiente y un anemómetro que registra velocidad y dirección del viento (figura 2.11).

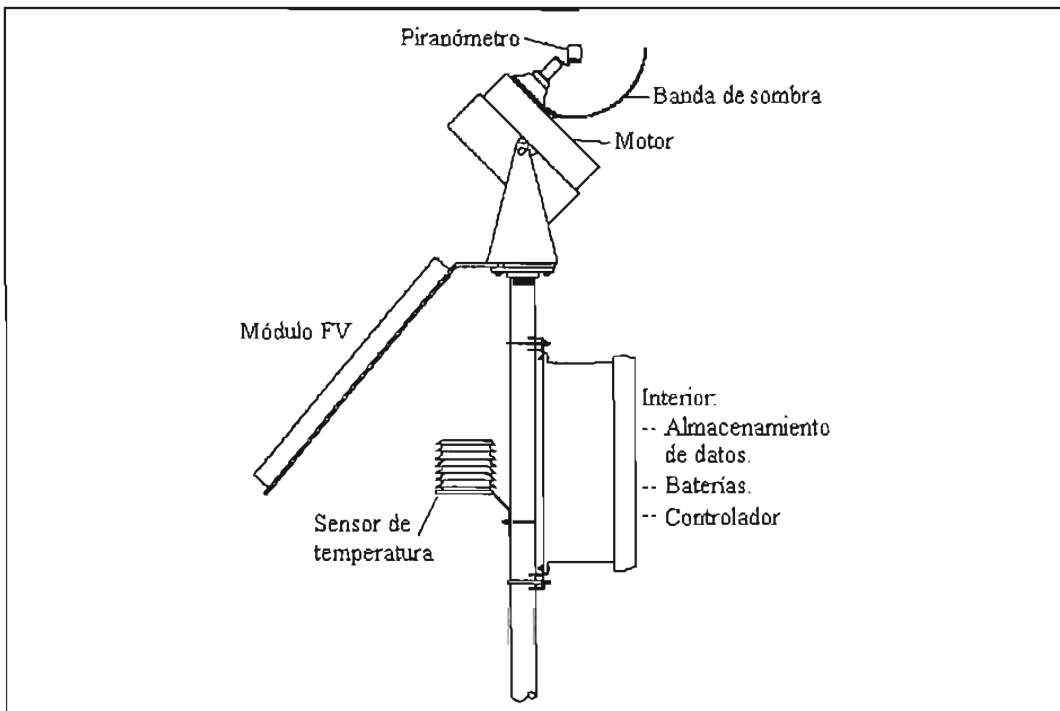


Figura 2.11. Esquema de la estación meteorológica en la Planta Solar, UNAM.

2.1.2 Descripción de actividades de preparación

Para poder arrancar la planta solar después de haber instalado los equipos ya descritos, se requirió de pruebas de funcionamiento en el laboratorio, para ello se utilizaron las hojas de calibración proporcionadas por el fabricante; en el caso de los sensores de temperatura se calibraron programando el intervalo de medición requerido en el transmisor, tomando como referencia dos termopares tipo K. Actividad que se llevó a cabo por la sección de Instrumentación del Instituto de Ingeniería, UNAM.

Las pruebas en campo, junto con la instalación del equipo de medición, requirieron de la instalación de una tubería de recirculación de agua caliente. Se generaron datos en una etapa de prueba previa, de donde se definieron las correcciones y depuraciones a realizar en los aspectos tales como instalación física, tarjetas electrónicas y programación, con el fin de llegar a una versión confiable del sistema.

Por otro lado se requirió la instalación de cable nuevo para cada módulo de concentradores, con ello se creó un sistema que concentrara la información recolectada de las variables de proceso, esto implicó la instalación de tubo conduit, un gabinete central, registros para la llegada y distribución de cables, etc.

En cuanto a las tarjetas electrónicas, inicialmente se probaron tarjetas independientes con una conexión de señales hacia la computadora personal por medio de cables, se optó por el diseño de una tarjeta madre que contenga al resto de los circuitos bajo un concepto de modularidad, integrando conectores de terminación tipo "peine", para la eliminación de cables y errores de medición. La programación de los algoritmos de control y captura de datos se hizo con base en el programa *Lab-View*. Actividades hechas por la sección de Instrumentación.

Adicionalmente, se cambiaron algunas de las conexiones giratorias que presentaban fugas y se colocaron cuatro nuevos motores para el sistema de seguimiento de cada módulo de concentradores de canal parabólico. Los sensores para el movimiento automático de seguimiento solar, fueron colocados sólo en siete de los ocho módulos existentes por problemas con el movimiento que actualmente se hace de forma manual.

2.1.3 Procedimiento de arranque, operación y paro de la Planta Solar

Cada corrida experimental se llevó a cabo bajo la misma metodología, en la que sólo variaba el flujo de alimentación como variable a controlar y la irradiancia solar la cual no era posible predecir ya que dependía de las condiciones atmosféricas del momento y se trató de que cada prueba se llevara a cabo en días cuya irradiancia normal directa fuera mayor a 700 W/m^2 . Se

anotan en la bitácora la hora a la que se llevan a cabo cada una de las etapas durante cada prueba, que son las siguientes:

Arranque de planta

- 1- Verificar con el indicador de nivel que el condensador tenga agua suavizada en cantidad suficiente para cubrir al menos una tercera parte de su capacidad.
- 2- Conectar los RTD de bayoneta en las abrazaderas alrededor del tubo absorbedor e instalar la computadora que los controla.
- 3- Encender computadoras, arrancar programas en Labview y el de la estación meteorológica. Además, encender el inversor de corriente.
- 4- Fijar el flujo de alimentación con el que se llevará a cabo la corrida, para este proyecto se trabajó con 4, 8 y 12 litros por minuto.
- 5- Arrancar bomba de alimentación y purgar durante 5 minutos el agua con óxido de la tubería.
- 6- Cerrar válvula de purga y esperar a que se llene la tubería de todo el circuito. Es muy importante verificar que el tubo está lleno. Si se requiere, activar la válvula solenoide para restablecer el nivel del condensador.
- 7- Activar los motores de cada módulo y enfocar los concentradores de canal parabólico. Verificar que los seguidores de Sol funcionen adecuadamente.
- 8- Esperar a que se llegue al estado estable, lo cual ocurre cuando el agua de alimentación está a temperatura de ebullición.

Adquisición de datos

- 1- Durante la etapa de estado estable se debe verificar que la irradiancia solar normal directa no disminuya de 700 W/m^2 , en caso contrario se considera como un transitorio.
- 2- Verificar que no haya fugas de vapor a lo largo de la tubería y estar pendiente del nivel del condensador.

Paro de planta

- 1- Detener la bomba de alimentación, esperar dos minutos y comenzar a bajar cada módulo en orden, del primero al octavo.
- 2- Una vez abajo, abrir la válvula de purga del campo solar. Es importante dejar la tubería lo más vacía posible para minimizar la cantidad de corrosión dentro de la tubería.

- 3- Detener los programas de adquisición de datos, cerrar cada software y guardar los archivos generados en una unidad móvil de almacenamiento.
- 4- Apagar computadoras e inversor de corriente.

La cantidad de corridas a realizar será de al menos cinco para cada tipo de flujo. Las variables que se miden y registran cada dos segundos son: temperatura y presión del fluido tanto a la entrada como a la salida del ciclo; flujo de alimentación de líquido subenfriado y flujo de vapor saturado a la salida. Adicionalmente los valores de temperatura en la superficie del tubo absorbedor se registran cada cinco segundos. La irradiancia solar global y difusa, así como la temperatura ambiente, velocidad y dirección del viento se registran cada cinco minutos. La irradiancia normal directa se calcula a partir de las mediciones anteriores.

2.2 Desarrollo Teórico

El objetivo principal de este análisis de conducción de calor sobre y a través de la pared de un tubo receptor que forma parte de un concentrador solar de canal parabólico con generación directa de vapor es determinar el campo de temperatura en un medio que resulta de las condiciones impuestas sobre sus fronteras. Es decir, se desea conocer la distribución de temperaturas en cada posición del tubo absorbedor. Una vez que se conoce esta distribución, el flujo de calor por conducción en cualquier punto del medio o en la superficie se calcula con la ley de Fourier.

El conocimiento de dicha distribución también sirve para comprobar la integridad estructural mediante la evaluación de los esfuerzos térmicos, sus expansiones y deflexiones. Durante la determinación teórica se define un volumen de control diferencial en coordenadas cilíndricas (figura 2.12), identificando los procesos de transferencia de energía relevantes e introduciendo las ecuaciones de flujo requeridas para obtener como resultado una ecuación diferencial cuya solución proporciona la distribución de temperaturas en el medio según las condiciones de frontera que se establecen, respetando en todo momento la ley de conservación de la energía.

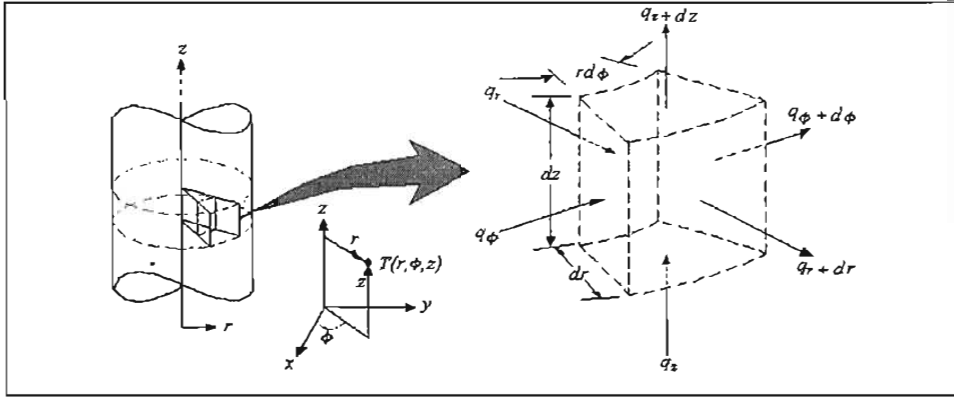


Figure 2.12. Esquema del volumen de control diferencial ($dr \cdot rd\phi \cdot dz$), en un sistema de coordenadas cilíndricas (Incropera, 2001).

La ecuación 2.1 representa la forma general de la ecuación de difusión de calor en coordenadas cilíndricas. De su solución se obtiene la función de distribución de temperaturas $T \equiv T(r, \phi, z, t)$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(k r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \phi} \left(k \frac{\partial T}{\partial \phi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.1)$$

- Donde:
- T – Temperatura de un punto del material
 - C_p – Capacidad calorífica a presión constante del material
 - ρ – densidad del material
 - r – coordenada radial de un punto del cuerpo
 - ϕ – coordenada azimutal de un punto del cuerpo
 - z – coordenada longitudinal de un punto del cuerpo
 - \dot{q} – generación de energía por unidad de volumen

En general la ecuación 2.1 establece que en cualquier punto dentro del medio de trabajo, la rapidez de transferencia de energía por conducción en un volumen unitario más la rapidez de generación volumétrica de energía térmica debe ser igual a la rapidez de cambio de la energía térmica almacenada dentro de dicho volumen (Incropera, 2001).

Específicamente para el sistema en estudio, formado por tubos calentados por radiación solar concentrada en la mitad de su circunferencia externa (figura 2.13), se han establecido condiciones muy claras para su análisis.

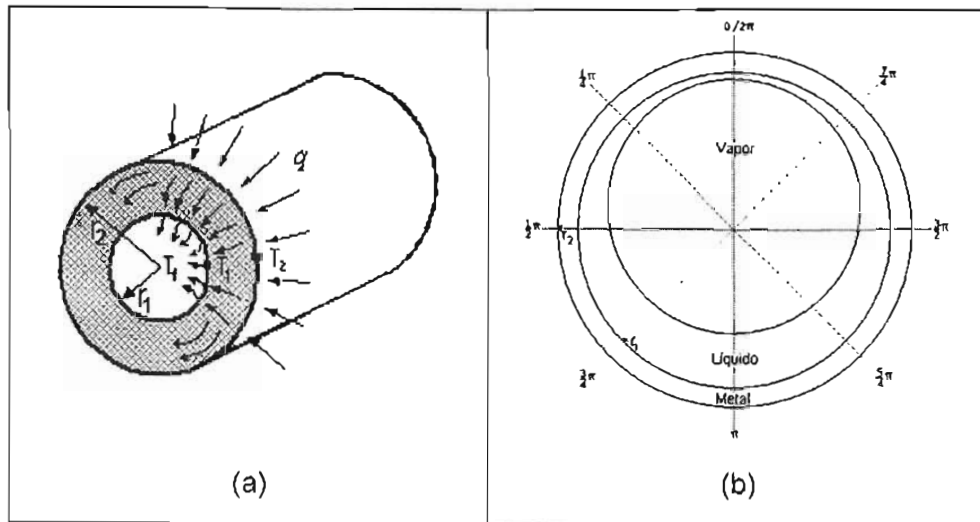


Figura 2.13. a) Dirección del flujo de calor en un tubo absorbedor.

b) Puntos de referencia en radianes.

- Estado permanente: $\frac{\partial T}{\partial t} = 0$

- No hay variación de temperatura en el eje axial (z): $\frac{\partial T}{\partial z} = 0$

- No hay generación interna de calor: $\dot{q} = 0$

De modo que la ecuación de difusión de calor se reduce a:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(k r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(k \frac{\partial T}{\partial \varphi} \right) = 0 \quad (2.2)$$

Para llegar a la solución de la ecuación 2.2, se pueden utilizar diferentes métodos matemáticos cuya aplicación depende de la complejidad del modelo y de las condiciones de frontera definidas según el objetivo del proyecto. En este trabajo se plantearán dos métodos de solución con el objeto de comparar resultados, uno del tipo analítico llamado de separación de variables y el otro es del tipo numérico llamado de diferencias finitas.

Antes de establecer el desarrollo de cada método se describirán algunas definiciones simples, posteriormente un algoritmo para el cálculo del coeficiente convectivo de transferencia de calor en el fluido bifásico con patrón anular y finalmente las condiciones a la frontera que sirven para la aplicación de cualquiera de los dos métodos.

2.2.1 Definiciones simples

Cuando un sistema de flujo bifásico está formado por dos componentes, generalmente éstos se distinguen con los subíndices 1 y 2, pero si se trata de un solo componente cada fase se distingue agregando los subíndices l y g (líquido-gas), o l y s (líquido-sólido). En este trabajo se utiliza un solo compuesto, que es agua en dos fases diferentes: líquido y vapor, de esta manera las diferentes propiedades serán nombradas con los subíndices mencionados y en algunas ocasiones un tercero (t) para denotar condiciones totales, es decir, para la mezcla líquido-vapor. Basado en las definiciones de Wallis (1969), a continuación se describen las principales variables utilizadas a lo largo del análisis teórico propuesto en este proyecto.

a) m – flujo másico en kilogramos entre segundo, donde $m_t = m_l + m_g$

b) Q – flujo volumétrico en litros entre segundo, donde $Q_t = Q_l + Q_g$

Si utilizamos la densidad (ρ) de cada fase, entonces podemos relacionar estas dos formas de

medir el flujo de la siguiente manera: $Q_l = \frac{m_l}{\rho_l}$ y $Q_g = \frac{m_g}{\rho_g}$

c) α – fracción de volumen que es ocupada por la fase gaseosa en cualquier instante; su valor puede estar entre 0 y 1.

Cada parte del campo de flujo es ocupada por una u otra fase. Sin embargo, para volúmenes más grandes que partículas discretas (gotas o burbujas) α representa una concentración volumétrica promedio. Usualmente α se mide como un promedio sobre el flujo total de una sección transversal y una longitud suficiente del tubo como para eliminar fluctuaciones locales. Ahora, si un tubo de longitud L y área transversal A se aísla súbitamente con dos válvulas en sus extremos, su contenido puede analizarse y el volumen total V_g de la fase gaseosa puede determinarse.

El valor promedio de α es entonces: $\langle \alpha \rangle = \frac{V_g}{A \cdot L}$

Otras veces no es posible medir $\langle \alpha \rangle$ a lo largo de una tubería porque el flujo no es uniforme. Por lo que se debe tener cuidado cuando se tiene un comportamiento no periódico o concentraciones volumétricas no uniformes. En estos casos se asume un gran número de mediciones instantáneas en una longitud δL dando un tiempo promedio, de modo que el valor promedio de α a un mismo tiempo (t) y espacio (r), es el siguiente:

$$\langle \alpha \rangle = \frac{\iint \alpha(r, t) \, dr \, dt}{\int dr \cdot \int dt}$$

d) j – flux volumétrico en metros entre segundo, también puede representar al flujo volumétrico por unidad de área. Realmente j es una cantidad vectorial, pero la utilizaremos para representar una componente escalar en la dirección de movimiento del fluido a lo largo de la tubería. Está relacionada con las componentes locales de concentración y velocidad (u) de la siguiente forma: $j_l = (1 - \alpha)u_l$ y $j_g = \alpha u_g$. Entonces el flux total local es: $j_t = j_l + j_g$

De modo que si $Q_g = \int j_g \, dA$, entonces el flux promedio a través de un área A es:

$$\langle j_g \rangle = \frac{Q_g}{A}$$

e) G – flux másico o masa velocidad en kilogramos entre segundo por metro cuadrado, para un sistema en el que la densidad de cada fase puede considerarse uniforme se tiene que:

$$G_l = \rho_l j_l, \quad G_g = \rho_g j_g \quad \text{y} \quad G_t = G_l + G_g$$

El flux másico (masa-velocidad) del vapor en un área transversal A es entonces: $\langle G_g \rangle = \frac{m_g}{A}$

f) x – calidad o fracción másica del vapor, definida por $x = \frac{m_g}{m_t}$

Para condiciones de flujo inestables o no uniformes, se requiere plantear una calidad promedio para un volumen y tiempo específicos, lo que está dado por la siguiente expresión:

$$\langle x \rangle = \frac{\int G_g \, dA \, dt}{\int G_t \, dA \, dt}$$

Otras relaciones útiles son las siguientes:

$$u_l = \frac{j_l}{1 - \alpha} \quad \text{– Velocidad del líquido}$$

$$u_g = \frac{j_g}{\alpha} \quad \text{– Velocidad del gas}$$

$$j_l = \frac{Q_l}{A} \quad \text{– Flux volumétrico}$$

$$G_l = \frac{m_l}{A} \quad \text{– Masa-velocidad}$$

$$m_t = Q_t \rho_t \quad \text{– Flujo másico}$$

$$\frac{1 - x}{x} = \frac{u_l \rho_l (1 - \alpha)}{u_g \rho_g \alpha} \quad \text{– relación líquido-vapor}$$

El modelo de flujo separado, es otro método de análisis que toma en cuenta el hecho de que las dos fases presentes pueden tener diferentes propiedades y velocidades. Puede ser desarrollado con varios grados de complejidad. En una versión muy sofisticada se pueden escribir ecuaciones separadas de continuidad, momentum y energía para cada fase, debiendo ser resueltas simultáneamente junto con otras ecuaciones que describan la interacción entre las fases y con la pared del tubo. En la versión más simple, solamente un parámetro, como la velocidad, se considera diferente para las dos fases mientras que el resto de las ecuaciones se escriben para un flujo combinado. Cuando el número de variables excede al número de ecuaciones, se usan correlaciones o aproximaciones.

2.2.2 Coefficiente convectivo de transferencia de calor

Para este proyecto de investigación se plantea un modelo muy simple del patrón de flujo anular, el cual consiste en una película líquida cuyo espesor varía de forma regular; es decir, que para efectos de cálculo del coeficiente convectivo de transferencia de calor se toma en cuenta el espesor del líquido. En la figura 2.14 se muestra el perfil transversal propuesto para este trabajo, en él se observan dos círculos externos que corresponden a las paredes del tubo absorbedor, y uno interno, cuyo centro está desplazado hacia arriba con respecto al centro de la tubería. Tal desplazamiento se plantea como una función de la velocidad de las fases presentes y del espesor de película líquida en la parte superior, ubicado sobre la línea que marca los $0^\circ/360^\circ$ de referencia.

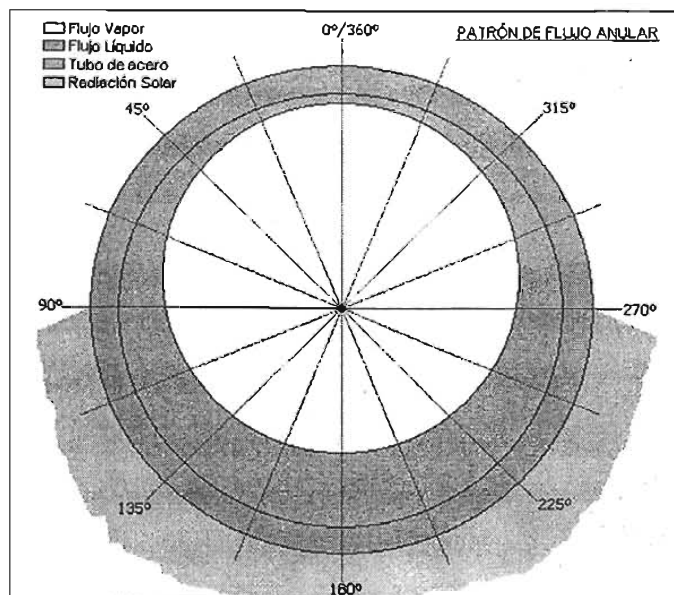


Figura 2.14. Modelo anular propuesto

De acuerdo con lo propuesto por Katan, *et al.*, (1998), en el régimen de flujo anular el coeficiente de transferencia de calor aumenta rápidamente conforme la película de líquido se adelgaza, hasta el momento en que ésta comienza a evaporarse en la parte superior del tubo, instante en el que ocurre un pico en el valor del coeficiente de transferencia de calor, para posteriormente disminuir hasta valores que estarán en función de las propiedades de flujo del vapor.

Para calcular el efecto de la transferencia de calor durante la ebullición del líquido, se establece una interfase líquido-vapor de distancia variable con respecto al centro del tubo. Por lo que el grueso del anulo de la película líquida estará en función del ángulo de mojado que va de 0° (parte superior) a 180° (parte inferior); de tal modo que el patrón es simétrico en el intervalo de 180° a 360°. Sin embargo, para facilitar los cálculos en computadora de aquí en adelante se trabajará en radianes con la equivalencia de $180^\circ = \pi \text{ radianes}$.

La metodología desarrollada se basa en los trabajos de diferentes autores que manejan varias propuestas para llegar a una aproximación teórica aceptable del valor del coeficiente convectivo de transferencia de calor para un fluido a dos fases. Uno de los modelos usados es el propuesto por Goebel, (1997), quien trabajó con datos experimentales para plantear un método de cálculo confiable para agua a altas presiones.

A continuación se describe la secuencia de cálculo utilizada en este proyecto para obtener un valor congruente del coeficiente convectivo de transferencia de calor.

Primero se calcula la *calidad volumétrica del vapor* (α), que está en función de la calidad másica del vapor (x), y se obtiene con la ecuación 2.3.

$$\alpha = \frac{1}{1 + \frac{1-x}{x} \cdot \frac{\rho_g}{\rho_l} \cdot s} \quad (2.3)$$

Para ello se requiere calcular la relación de velocidades ($s = u_g/u_l$) del vapor entre el líquido, también llamada relación de deslizamiento, con la siguiente expresión $s = 2.5 + \frac{(100 - P) \cdot 2.5}{70}$, donde P es la presión del sistema en bares. Tales ecuaciones están limitadas para $x > 0.2$, si la calidad del vapor es menor se puede extrapolar el resultado en forma lineal desde el valor a $x = 0.2$.

Hay que tener presente que este valor es promedio para un sistema con flujo en estado estable, ya que la calidad volumétrica del vapor cambiará conforme se genere más del mismo y según la turbulencia que se presente, por lo que hace falta establecer una expresión que represente dicho cambio.

Por otro lado, se tiene que la fracción de líquido presente en un sistema de dos fases con patrón anular, no sólo existe en la zona alrededor del tubo, sino que también en forma de gotas arrastradas por la fase gaseosa; tal cantidad de gotas afecta de forma significativa al proceso de transferencia de masa, momentum y calor del sistema (Kataoka, *et al.*, 2000). En Inglés a las gotas arrastradas por el gas o vapor (GAG) se les llama *entrainment* y a la relación que existe de el flujo másico de las gotas arrastradas por el vapor dividido entre el flujo másico total de líquido es la llamada fracción de GAG (E).

La cantidad de gotas arrastradas por el vapor se determina por un balance integral entre la cantidad arrastrada desde la película líquida y lo depositado nuevamente en ella. Se han planteado diferentes teorías para explicar el mecanismo de distribución del espesor de la película líquida dentro de un flujo líquido-gas con patrón anular horizontal. La discusión se concentra en el mecanismo de transferencia de líquido desde el fondo hacia la parte superior del tubo, por lo que se han planteado cuatro mecanismos diferentes: Flujo de gas secundario; deposición y arrastre de gotas; difusión y mezcla de olas; y acción de bombeo de una ola alterada (Fukano e Inatomi, 2003).

Para poder llegar a calcular la masa velocidad de las gotas de agua arrastradas por el vapor (GAG); Kataoka, Ishii y Nakayama (2000), plantean una correlación para flujo horizontal que toma en cuenta a las propiedades de película líquida, del vapor y de las gotas arrastradas que constantemente entran y salen del vapor. La secuencia de cálculo para establecer un estimado de la cantidad e gotas arrastradas por el gas es la siguiente:

- 1) Se calculan los números Reynolds para el líquido y Weber para el vapor, con las siguientes expresiones:

$$Re_l = \frac{\rho_l u_l d_1}{\mu_l} \quad \text{y} \quad We_g = \frac{\rho_g u_g^2 d_1}{\sigma} \left(\frac{\rho_l - \rho_g}{\rho_g} \right)^{\frac{1}{3}}$$

- 2) Posteriormente se plantea que para condiciones de equilibrio, la fracción de gotas arrastradas por el vapor está dada por la correlación: $E \cong E_\infty = \tanh(7.25 \times 10^{-7} \cdot We^{1.25} \cdot Re_l^{0.25})$

- 3) A partir de la cual se puede calcular el número de Reynolds para la película de líquido con la expresión: $Re_{l_{poo}} = Re_l(1 - E_{\infty})$
- 4) La ecuación final (2.4) se establece como una función de los valores calculados anteriormente, a partir de la cual se puede despejar el valor de la masa velocidad del total de gotas arrastradas por el vapor:

$$\frac{\alpha_{\infty} d_l}{\mu_l} = 6.6 \times 10^{-7} \cdot Re_l^{0.74} \cdot Re_{l_{poo}}^{0.185} \cdot We^{0.925} \cdot \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.26} \quad (2.4)$$

Una vez que se tiene la calidad volumétrica del vapor, se obtiene el área transversal que éste ocupa ($A_g = \alpha \cdot A_l$) y con ello el valor del radio del vapor ($r_g = \sqrt{A_g / \pi}$).

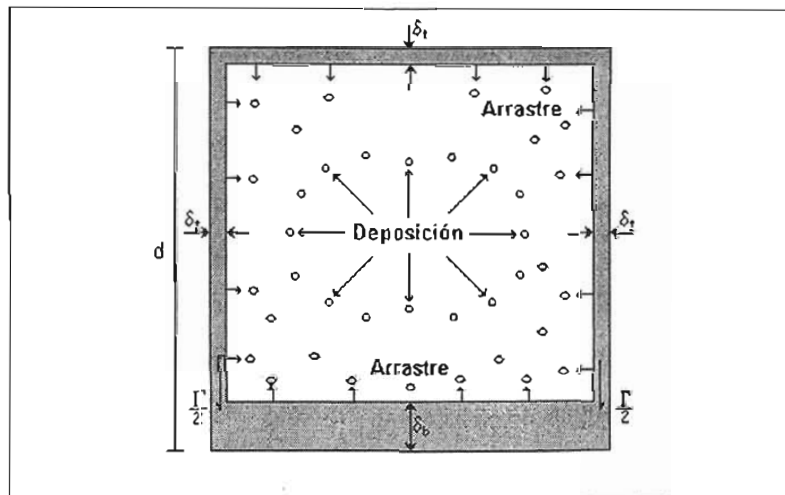


Figura 2.15. Esquema para el cálculo de espesor de película líquida según el modelo de Luninski, *et al.* (1983)

Los datos obtenidos se puede aplicar al modelo de Luninski, *et al.* (1983), que toma en cuenta una "tubería" de área interna cuadrada (figura 2.15). Este modelo se utiliza sólo para obtener el espesor mínimo de película líquida que se presenta en los alrededores de la parte superior del tubo. En caso que ésta comience a desaparecer por evaporación, el modelo cambiará al propuesto por Flores (2003) de flujo estratificado.

El modelo de Luninski *et al.*, (1983) considera de forma dinámica la entrada y salida de gotas de agua en el vapor (turbulencia en la interfase), pero con un espesor uniforme en las partes superior y laterales. La ecuación 2.5 representa al balance de materia que se da con el

constante movimiento de gotas de líquido arrastradas por el vapor que salen y se incorporan a la película líquida que rodea al tubo. En esta ecuación se consideran los siguientes parámetros:

$$d \cdot (G_E - G_D) - \Gamma = 0 \quad (2.5)$$

Donde: d – diámetro externo del tubo [m]

G_E – masa velocidad del *entrainment* [kg/s·m²]

G_D – masa velocidad de la deposición [kg/s·m²]

$$\Gamma = 2\delta_i^3 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_g)}{3\mu_l} \right] \text{ Relación de flujo hacia el fondo [kg/s·m]}$$

La secuencia de cálculo con este modelo es la siguiente:

- 1) Con el valor del radio del vapor (r_g) se calcula un parámetro definido por el área transversal de la película de líquido dividida entre el área transversal de la tubería (A_1). Por lo que primero se tiene que calcular el área transversal del gas (A_g), asumiendo que su forma es circular. Dicho parámetro se conoce como fracción de líquido retenido (γ) y se calcula con la ecuación 2.6.

$$\gamma = \frac{A_1 - A_g}{A_1} \quad (2.6)$$

Para hacer válida esta ecuación se puede comprobar mediante balances de momentum definidos para:

La película líquida $-\tau_l S_l + \tau_i S_i - A_l \frac{dP}{dx} = 0$; y el centro de vapor $-\tau_i S_i - A_g \frac{dP}{dx} = 0$

Donde: $S_l = \pi d_l$; $S_i = \pi d_g$; $A_g = \pi d_g^2 / 4$; y $A_l = \pi (d_1^2 - d_g^2) / 4$

Los esfuerzos cortantes se pueden calcular a través de la expresión de Wallis (1969):

$$\tau_l = \frac{f_l \rho_l u_l^2}{2} \quad \text{y} \quad \tau_i = \frac{[0.005 + 1.5(\delta/d_1)] \rho_c u_g^2}{2}$$

- 2) Del balance de masa planteado originalmente, se puede establecer lo siguiente:

$$N = \frac{\bar{\delta}_i^3}{\bar{\delta}_b^3 - \bar{\delta}_i^3}, \text{ como un valor constante}$$

$\bar{\delta}_i = \delta_i / d_1$, como el espesor superior de película líquida adimensional

$\delta_b^* = \delta_b/d_1$, como el espesor en la base de película líquida adimensional

La constante N , depende de factores tales como la gravedad, viscosidad, tensión superficial, etc. del fluido bifásico (líquido-vapor), por lo que se plantea la ecuación

$$N = \frac{4.22 \rho_c \mu_l^2 u_g^2}{d_1^2 g \sigma \rho_l (\rho_l - \rho_g)}$$

- 3) La ecuación anterior puede ser resuelta con ayuda de la expresión: $3\delta_i^* + \delta_b^* = \gamma$ que surge a partir del balance de masa basado en el esquema de la figura 2.12.
- 4) Posteriormente, se puede plantear como una ecuación polinomial de tercer grado mediante la expresión: $\delta_i^{*3} + 4N\delta_i^* - N\gamma = 0$.
- 5) El resultado $k = r_1 - (r_g + \delta_i)$ en metros. Que corresponde al desplazamiento del centro del círculo de vapor sobre el eje vertical, siendo la referencia el círculo formado por la pared interna del tubo absorbedor.

Una vez que se tiene un valor para el espesor mínimo de película líquida en la parte superior del tubo, se puede calcular el espesor del resto de la película desde 0 hasta π radianes por simple trigonometría, donde se cuenta con dos radios (uno del interior del tubo -- r_1 , y otro por el círculo formado por el vapor -- r_g). De esta manera tenemos un triángulo que por la ley de los cosenos podemos conocer el punto donde se interceptan dichos radios que corresponde al punto de la interfase líquido-vapor.

En las figuras 2.16a y 2.16b se puede observar el tipo de triángulos que se forman al interceptarse los dos radios, de modo que el espesor de película líquida en cada punto de la circunferencia está definido por δ_p .

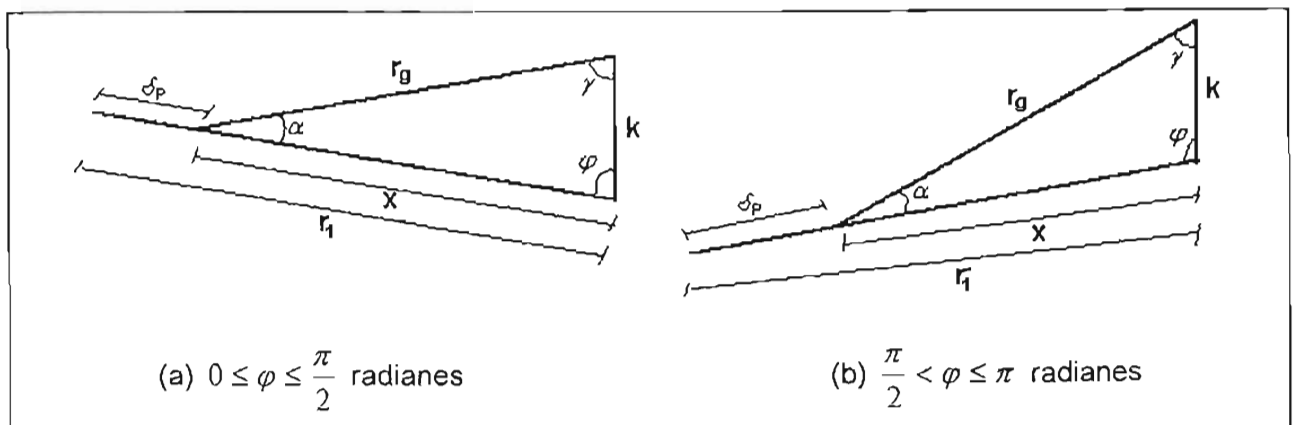


Figura 2.16. Esquema de triángulos formados por los radios del vapor y el tubo.

Donde:

r_1 – radio interno del tubo [m]

x – distancia del centro del tubo a la interfase líquido-vapor [m]

r_g – radio del vapor [m]

α, γ, φ – ángulos internos del triángulo

k – distancia entre centros de circunferencias [m]

La metodología de cálculo es la siguiente:

1) Se asigna un valor para $0 \leq \varphi \leq \pi$ y se calcula el valor del ángulo α con la ecuación:

$$\alpha = \arcsen\left(\frac{k}{r_g} \cdot \text{sen}(\varphi)\right) \text{ (ley de los senos).}$$

2) Con los valores de α y φ , se puede calcular el valor de $\gamma = \pi - (\alpha + \varphi)$, con esto se completa la suma de los ángulos interiores de un triángulo.

3) El valor resultante puede incluirse en la ecuación $x^2 = r_g^2 + k^2 - 2 \cdot k \cdot r_g \cdot \cos(\gamma)$ (ley de los cosenos); y con ello obtener cuánto vale x .

4) Finalmente, el espesor de película en cada punto de la interfase será calculado con la expresión $\delta_p = r_1 - x$.

Cabe hacer notar que cuando el valor de r_1 es menor que x , se asume que la película de líquido se ha evaporado y como se mencionó antes debe aplicarse el modelo desarrollado por Flores (2003).

Posteriormente se calcula el coeficiente de transferencia de calor convectivo para la película líquida, basándonos en el modelo propuesto por Goebel (1997), quien a partir de la correlación de Dittus-Boelter (Incropera, 1999) establece que para calentamiento tiene la forma de la ecuación 2.7, de donde se despeja el coeficiente de transferencia de calor convectivo para la fase vapor.

$$Nu_g = 0.023 Re_g^{0.8} Pr_g^{0.4} = \frac{h_g d_g}{k_g} \quad (2.7)$$

Esta ecuación está confirmada de forma experimental para las siguientes condiciones:

$$\left[\begin{array}{l} 0.7 \leq Pr_g \leq 16,700 \\ Re_g \geq 10,000 \\ L/d \geq 10 \end{array} \right]$$

Las expresiones para el cálculo del número de Reynolds y el número de Prandtl, son las propuestas por Kattan, *et al.* (1998), y están dadas por las siguientes ecuaciones:

$$\text{Re}_l = \frac{4G_l \cdot (1-x)\delta_p}{(1-\alpha) \cdot \mu_l} \quad \text{Re}_g = \frac{G_g \cdot x \cdot d_2}{\alpha \cdot \mu_g}$$

Donde las velocidades de cada fase están dadas por: $u_l = \frac{G_l \cdot (1-x)}{\rho_l \cdot (1-\alpha)}$ y $u_g = \frac{G_g \cdot x}{\rho_g \cdot \alpha}$.

Mientras que el número de Prandtl corresponde a su definición: $\text{Pr} = \frac{C_p \mu}{k}$

Por lo que se establece que es una buena aproximación para condiciones de temperatura y flujos de calor uniformes. Situación que se considera para el desarrollo de este proyecto.

Para el caso de la parte líquida, Goebel propone una nueva correlación basada en pruebas experimentales con agua-vapor (ecuación 2.8), que podemos utilizar con cuidado ya que su trabajo se llevó a cabo en el intervalo de $30 \leq P \leq 100$ bares. Estas expresiones toman en cuenta la masa-velocidad del vapor y la densidad de flujo de calor concentrado en el tubo absorbedor.

$$h_l = (5.85 - 0.0278P + 0.00064286P^2) \cdot F1 \cdot F2 \quad (2.8)$$

Donde: $F1 = 0.56247 + 0.0241265q - 5.7786 \times 10^{-5} q^2$

$$F2 = \left[\left(0.72 - \left(\frac{144}{m_g + 150} \right) \right) \cdot \frac{25}{q} \right]$$

2.2.3 Condiciones a la frontera

Las condiciones a la frontera definidas tanto para el método de diferencias finitas como para el de separación de variables en este modelo teórico, son las siguientes:

1) Si $r = r_1 \wedge 0 \leq \varphi \leq 2\pi$ entonces $-k \frac{\partial T}{\partial r} = h_l (T - T_l)$

2) Para irradiancia solar concentrada en la parte inferior del tubo absorbedor:

Si $r = r_2 \wedge 1/2\pi < \varphi < 3/2\pi$ entonces $-k \frac{\partial T}{\partial r} = q'' - h_a (T - T_a)$

$$\text{Si } r = r_2 \wedge 0 \leq \varphi \leq 1/2\pi \wedge 3/2\pi \leq \varphi \leq 2\pi \text{ entonces } -k \frac{\partial T}{\partial r} = h_o(T - T_o)$$

3) Para irradiancia solar concentrada en la parte lateral del tubo absorbedor:

$$\text{Si } r = r_2 \wedge 0 < \varphi < \pi \text{ entonces } -k \frac{\partial T}{\partial r} = q'' - h_a(T_a - T)$$

$$\text{Si } r = r_2 \wedge \pi \leq \varphi \leq 2\pi \text{ entonces } -k \frac{\partial T}{\partial r} = h_o(T - T_o)$$

2.2.4 Método numérico: Diferencias Finitas

Para llegar a obtener una solución a la ecuación que describe la distribución de temperaturas alrededor del tubo absorbedor en dos dimensiones (ecuación 2.2), diversos métodos numéricos permiten determinar valores de temperatura solamente en puntos discretos, en contraste con una solución analítica que permite la determinación de la temperatura en cualquier punto de interés en el ambiente de trabajo. De esta manera el primer paso para aplicar el método numérico de diferencias finitas es seleccionar los puntos de referencia, llamados nodos o puntos nodales que en conjunto forman un sistema llamado red nodal, malla o rejilla.

Cada nodo representa una región específica cuyo valor es una medida de la temperatura promedio de esa región. La selección de estos puntos generalmente depende de la conveniencia geométrica y de la precisión que se desee. La figura 2.17 muestra el perfil transversal propuesto para este trabajo; los círculos externos contienen la red nodal que corresponde a las paredes externa e interna del tubo absorbedor. Por otro lado un tercer círculo se muestra en el centro de la figura desplazado con respecto al centro, ligeramente hacia arriba sobre el eje vertical; éste corresponde a la interfase líquido-vapor del fluido de trabajo. Por lo que esta figura muestra un perfil de flujo bifásico con patrón anular. Tal desplazamiento se considera como función de la velocidad de las fases, así como del espesor de película en la parte superior del tubo.

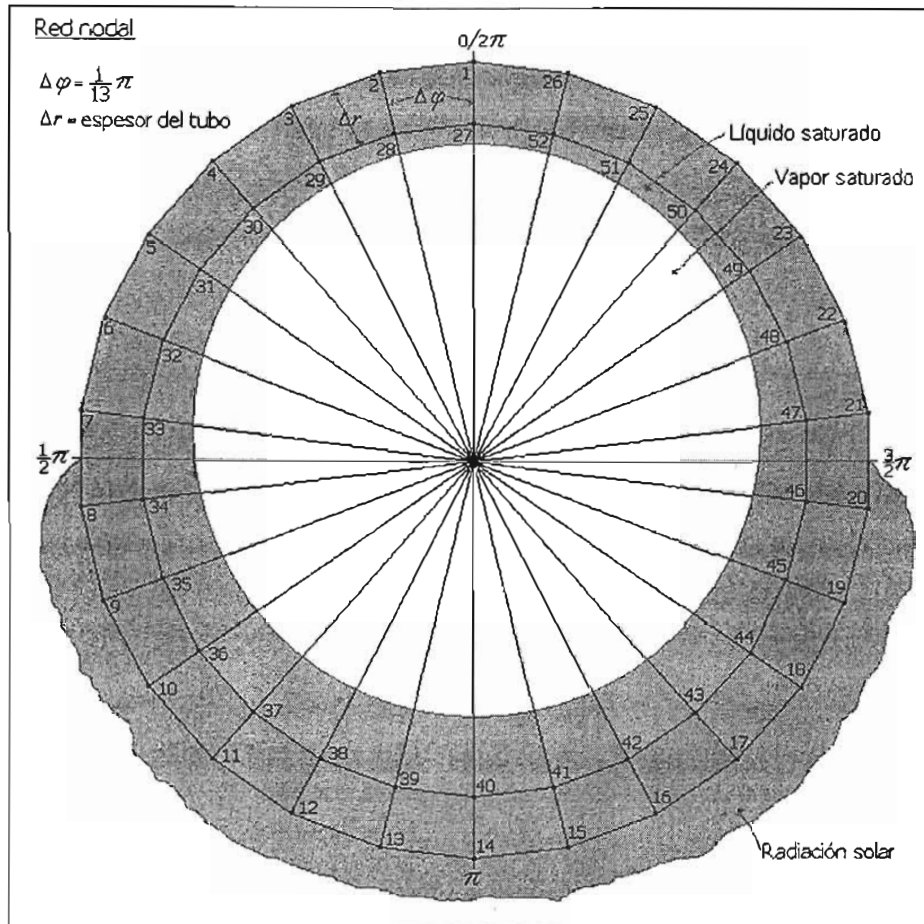


Figura 2.17. Esquema de la red nodal propuesta.

Por este método la ecuación de calor se obtiene al aplicar la ley de conservación de energía a un volumen de control que está alrededor de la región nodal, suponiendo que todo el flujo de calor se da hacia el nodo analizado (Rohsenow, *et al.*, 1973).

Un trabajo previo de este tipo, es el desarrollado por Heidemann, *et al.* (1992), quienes emplearon el método de diferencias finitas para determinar el comportamiento de la temperatura en un tubo absorbedor bajo condiciones de flujo bifásico estratificado durante la GDV en un concentrador cilíndrico-parabólico.

El modelo bidimensional contempla los siguientes elementos: tubería de acero al carbón, flujo líquido-vapor con patrón anular, y atmósfera de aire alrededor de la superficie externa del tubo absorbedor. El ángulo de referencia está en radianes, comenzando en la parte superior para estar de acuerdo con el trabajo desarrollado por Flores (2003). El planteamiento general de las ecuaciones de balance de energía para cada nodo está en función de los nodos que lo rodean, por lo que de manera general se podrán establecer tres tipos de ecuaciones según la ubicación de los mismos.

Para la ecuación que representa a los nodos del 1 al 26, se adiciona un término de radiación que puede ser mayor o igual que cero, dependiendo de las condiciones de frontera que se planteen. El balance de energía comienza en el nodo y se expresa en la ecuación 2.9.

$$\frac{k_{Fe} \cdot (T_2 + T_{16} - 2T_1)(\Delta r / 2)}{r_2 \Delta \varphi} + \frac{k_{Fe} \cdot (T_{27} - T_1) \cdot (r_2 - \Delta r / 2) \cdot \Delta \varphi}{\Delta r} + q_T'' = 0 \quad (2.9)$$

Donde:

$$q_T'' = q_{rad}'' + q_{cov}'' - E_{sup} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} q_{rad}'' = \alpha_s G_s + \alpha_{atm} G_{atm} \\ q_{cov}'' = h_a r_1 \Delta \varphi (T_a - T_1) \\ E_{sup} = \varepsilon_{sup} \sigma_{SB} T_{sup}^4 \end{array} \right\} \rightarrow G_{atm} = \sigma_{SB} T_{atm}^4$$

La aportación de calor por radiación sólo aplica para aquellos nodos en los que se está considerando irradiancia concentrada, mientras que para los nodos que no están expuestos al concentrador este término vale cero.

Después de reagrupar y sustituir en la ecuación 2.9, las incógnitas son las temperaturas por lo que cada coeficiente puede repetirse según el nodo en el que se está aplicando el balance. Para el nodo 1 la ecuación 2.10 es la que lo representa, en ella los nodos laterales corresponden a los dos primeros elementos en suma; el tercero en dirección al centro; y el término que se resta corresponde al del nodo donde se está efectuando el balance.

$$-\left[\frac{\Delta r}{r_2 \Delta \varphi} + \frac{(2r_2 - \Delta r) \Delta \varphi}{2 \Delta r} + \frac{h_a r_2 \Delta \varphi}{k_{Fe}} \right] T_1 + \frac{\Delta r}{2r_2 \Delta \varphi} T_2 + \frac{\Delta r}{2r_2 \Delta \varphi} T_{26} + \frac{(2r_2 - \Delta r) \Delta \varphi}{2 \Delta r} T_{27} = \frac{E_{sup} - (q_{rad}'' + h_a r_2 \Delta \varphi T_a)}{k_{Fe}} \quad (2.10)$$

Para plantear estas ecuaciones, se requiere conocer el coeficiente de transferencia de calor entre la superficie externa del receptor y el aire ambiente (h_a), que se determina aplicando las ecuaciones 2.11 y 2.12. (Bejan, 1995)

$$Nu = 0.3 + \frac{0.62 Re^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + (0.4 / Pr)^{2/3} \right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (2.11)$$

$$h_a = \frac{Nu \cdot k_a}{d_2} \quad (2.12)$$

Las condiciones que se deben cumplir son: $\left\{ \begin{array}{l} Re \cdot Pr > 0.2 \\ 7 \times 10^4 < Re < 4 \times 10^5 \end{array} \right\}$

Estas ecuaciones aplican para las siguientes consideraciones:

- La velocidad de la corriente de aire es uniforme
- La temperatura de la corriente de aire es igual a la temperatura ambiente
- La temperatura de la superficie del tubo receptor, T_i , se toma como el promedio de las temperaturas azimutal del receptor.

Para los nodos del 27 al 52 que están en la parte interna del tubo de acero en contacto con el fluido bifásico con patrón anular, el balance de energía se establece en la ecuación 2.13.

$$\frac{k_{Fe}(T_1 - T_{17})(r_{17} + \Delta r/2)\Delta\varphi}{\Delta r} + \frac{k_{Fe}(T_{18} + T_{32} - 2T_{17})(\Delta r/2)}{r_{17}\Delta\varphi} + h_f r_{17} \Delta\varphi (T_f - T_{17}) = 0 \quad (2.13)$$

Después de reordenar la ecuación 2.13, obtenemos la expresión que utilizaremos para calcular las temperaturas en los nodos internos del tubo, que para el nodo 27 se representa por la ecuación 2.14.

$$\frac{(2r_1 + \Delta r)\Delta\varphi}{2\Delta r} T_1 - \left[\frac{\Delta r}{r_1\Delta\varphi} + \frac{(2r_1 + \Delta r)\Delta\varphi}{2\Delta r} + \frac{h_f r_1 \Delta\varphi}{k_{Fe}} \right] T_{27} + \frac{\Delta r}{2r_1\Delta\varphi} T_{28} + \frac{\Delta r}{2r_1\Delta\varphi} T_{32} = -\frac{h_f r_1 \Delta\varphi}{k_{Fe}} T_f \quad (2.14)$$

De tal forma que las ecuaciones para el resto de los nodos pueden ser planteadas a partir de las ecuaciones 2.11 y 2.14, estableciendo como datos básicos a la presión (P) y temperatura (T) de saturación de la mezcla bifásica, el radio interno del tubo (r_1), el radio externo del tubo (r_2) y el flujo másico de la mezcla (\dot{m}).

Una vez que se plantean todas las ecuaciones, con los coeficientes de las variables se puede formar una matriz de tamaño 52 x 52, que se resuelve con la ayuda de un programa de cómputo. De tal forma que los valores de temperatura obtenidos, se comparan con el resultado

de las pruebas experimentales para definir un factor de error y establecer la desviación del modelo matemático.

2.2.5 Método analítico: Separación de Variables

Como ya se describió, la ecuación diferencial homogénea de conducción de calor en coordenadas cilíndricas (ecuación 2.1) está dada como $T \equiv T(r, \varphi, z, t)$. Si los cambios en la conductividad térmica del material son despreciables, entonces se puede asumir como constante y la ecuación 2.2 tomando en cuenta un estado transitorio, se reescribe en la ecuación 2.15.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \varphi^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.15)$$

Donde $\alpha = \frac{k}{\rho C_p}$ es un parámetro conocido como difusividad térmica.

De acuerdo con el método de separación de variables descrito por Özişik (1993), podemos expresar la ecuación 2.15 de temperatura como la multiplicación de dos funciones:

$$T(r, \varphi, t) = \Psi(r, \varphi) \cdot \Gamma(t)$$

Si sustituimos estas funciones e igualamos la ecuación de calor a una constante arbitraria el resultado es la ecuación 2.16.

$$\frac{1}{\Psi} \left(\frac{\partial^2 \Psi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \Psi}{\partial \varphi^2} \right) = \frac{1}{\alpha \Gamma} \frac{\partial \Gamma}{\partial t} = -\lambda^2 \quad (2.16)$$

De modo que las ecuaciones separadas para Γ y Ψ están dadas por las ecuaciones 2.17a y 2.17b.

$$\frac{\partial \Gamma}{\partial t} + \alpha \lambda^2 \Gamma = 0 \quad (2.17a)$$

$$\frac{\partial^2 \Psi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \Psi}{\partial \varphi^2} + \lambda^2 \Psi = 0 \quad (2.17b)$$

Para el caso específico de nuestro problema se analiza por separado el caso especial donde la temperatura no depende ni de z ni de t , que corresponde al caso 4 presentado por Özişik en el capítulo 3 de su libro de conducción de calor (ecuación 2.2).

Como el análisis es para un estado permanente la ecuación 2.17a no se tomará en cuenta, por lo que la constante arbitraria queda como $\lambda = 0$. Con $\Psi(r, \varphi) = R(r) \cdot \Phi(\varphi)$ para la ecuación 2.17b, se sustituye y se obtiene la ecuación 2.18.

$$\frac{1}{R} \left(\frac{d^2 R}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dR}{dr} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{1}{\Phi} \frac{d^2 \Phi}{d\varphi^2} = 0 \quad (2.18)$$

La única forma de que la ecuación 2.18 pueda ser satisfecha es si cada grupo de funciones se iguala a una constante arbitraria de forma separada:

$$\frac{1}{\Phi} \frac{d^2 \Phi}{d\varphi^2} = -\nu^2 \quad (2.19a)$$

$$\frac{1}{R} \left(\frac{d^2 R}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dR}{dr} \right) - \frac{\nu^2}{r^2} = 0 \quad (2.19b)$$

Al arreglar las ecuaciones 2.19 a y b de forma separada, se observa que la ecuación 2.19b es una ecuación diferencial homogénea de Euler, cuya solución trivial (para $\nu = 0$) se desprecia y se plantea únicamente la solución con ν positiva, pudiéndose sustituir cualquier número entero diferente de cero. De modo que las ecuaciones separadas con sus soluciones elementales son:

$$\frac{d^2 \Phi}{d\varphi^2} + \nu^2 \Phi = 0 \quad \Rightarrow \Phi(\nu, \varphi) = C \sin(\nu\varphi) + D \cos(\nu\varphi) \quad (2.20a)$$

$$\frac{d^2 R}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dR}{dr} - \frac{\nu^2}{r^2} R = 0 \quad \Rightarrow R(r) = Ar^\nu + Br^{-\nu} \quad \text{para } \nu \neq 0 \quad (2.20b)$$

Al multiplicar ambas soluciones obtenemos la solución general para el modelo de temperaturas representado en la ecuación 2.21.

$$T(r, \varphi) = (Ar^\nu + Br^{-\nu}) \cdot (C\text{sen}(\nu\varphi) + D\text{cos}(\nu\varphi)) \quad (2.21)$$

Las constantes A, B, C y D se obtienen a partir de las condiciones de frontera planteadas anteriormente.

CAPÍTULO 3

RESULTADOS Y ANÁLISIS

Con la finalidad de conocer el comportamiento de un campo híbrido solar-geotérmico, este trabajo se enfoca en determinar la magnitud de los gradientes térmicos que aparecen en los tubos absorbedores de concentradores de canal parabólico que funcionan con generación directa de vapor (GDV) a bajas presiones y un patrón de flujo bifásico anular en estado permanente. La existencia de grandes diferencias de temperatura entre distintos puntos de una misma sección transversal de los tubos haría inviable el proceso de GDV cuando los esfuerzos que se provocan en el material son excesivos. Siendo este uno de los aspectos técnicos más importantes que es necesario conocer antes de poder comercializar plantas solares con colectores cilindro-parabólicos que funcionen con GDV.

Aunque existen herramientas de cálculo basadas en modelos de elementos finitos que permiten obtener el perfil teórico de temperaturas en un tubo absorbedor, cuando éste está sometido a unas condiciones de entorno conocidas (perfil del flujo externo de radiación, parámetros del fluido que circula por su interior, etc.), para el desarrollo de este proyecto de investigación se ha optado por un estudio eminentemente experimental, centrado en las medidas reales de temperatura obtenidas durante los ensayos llevados a cabo en la Planta Solar del Instituto de Ingeniería, UNAM. La parte de análisis teórico se plantea como una forma de predecir los resultados experimentales, mediante un modelo simplificado cuyo resultado expresa la distribución de temperaturas alrededor del tubo absorbedor.

Los resultados teóricos y experimentales que se presentan en este trabajo son susceptibles de mejora, pero representan un nuevo paso de un proyecto encaminado al aprovechamiento de dos recursos naturales que México tiene el privilegio de tener en el mismo lugar, que son la energía solar y la geotérmica. A continuación se presentan los resultados ya tratados para una mejor comprensión del proyecto.

3.1 Aspectos teóricos de la evaporación

Una vez que se terminó la reconstrucción y acondicionamiento de la Planta Solar se procedió a llevar a cabo las pruebas en campo. Para el estudio experimental de los gradientes de temperatura en secciones transversales del tubo absorbedor dentro de la zona de evaporación de agua, se presentan los datos obtenidos durante la campaña de ensayos llevada a cabo durante los meses de noviembre de 2003 a febrero de 2004. Desde un principio las condiciones de operación se fijaron en régimen permanente alimentado por agua precalentada a una temperatura muy cercana a la de saturación, por lo que el intervalo de precalentamiento no resultó ser tan extenso.

Durante todas las corridas experimentales se pudo observar un patrón de flujo anular con ayuda de las mirillas de flujo, que están localizadas al final del último módulo de concentradores de canal parabólico. No fue posible medir el espesor de la película líquida pero si fue apreciable la diferencia de espesores entre la parte superior y la inferior del ánulo, siendo más gruesa en esta última parte, pudiendo llegar a ser el doble de la primera de acuerdo con las observaciones realizadas.

De acuerdo con el caudal de agua líquida alimentada y la capacidad de concentración solar del campo completo, aún al final del octavo módulo de concentración se tiene una mezcla líquido-vapor en la que se da evaporación continua de la película de líquido, lo que provoca que la temperatura de salida de la mezcla, corresponda a la temperatura de ebullición a la presión de salida.

Tabla 3.1: Parámetros de trabajo de las corridas experimentales.

Parámetro	Valor	Unidad
Diámetro externo del tubo	33.40	mm
Diámetro interno del tubo	26.24	mm
Longitud por módulo	15	m
Calidad del vapor	0.05 – 0.4	--
Irradiancia directa normal	700 – 900	W/m ²
Alimentación	4, 8, 12	L/min
Presión	1 – 3.5	bar
Región irradiada de la circunferencia del tubo	$1/2\pi$ – $3/2\pi$ radianes	--

La caída de presión que se presenta en todo el sistema es de aproximadamente el 50% de la de entrada. Sin embargo, al alimentar agua líquida a mayor temperatura se favorece la calidad del vapor generado, por lo que es importante recircular el fluido para mejorar las condiciones del experimento. Así mismo, es conveniente recircular al líquido desalojado en la trampa de vapor. En la tabla 3.1 se expresan los valores de las principales variables durante las corridas experimentales.

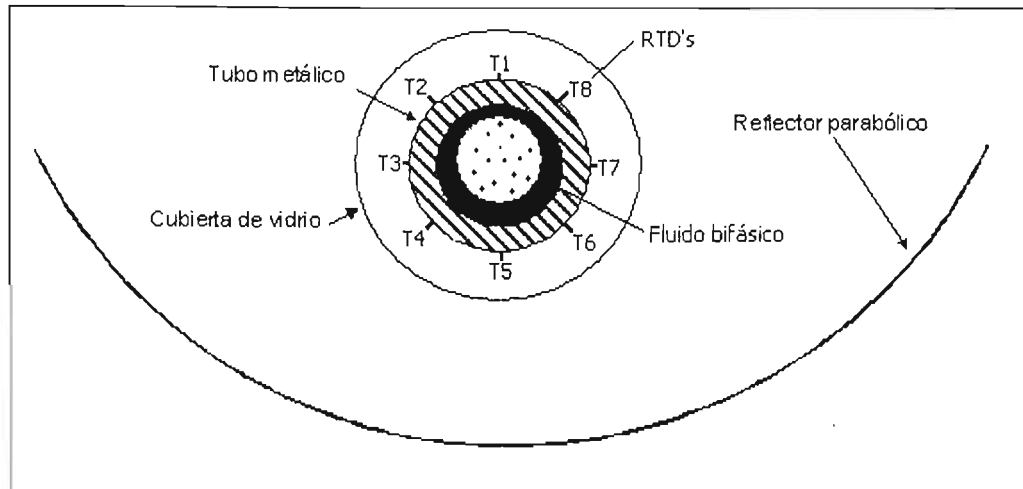


Figura 3.1. Disposición de los ocho termopares que constituyen cada Sección Transversal de Ensayo (vista en dirección este-oeste).

El coeficiente convectivo de transferencia de calor del fluido bifásico que está en contacto con la cara interna del tubo absorbedor resulta un parámetro fundamental para estudiar los perfiles de temperatura en la pared de los tubos absorbedores. Pero el valor de dicho coeficiente en una sección del tubo absorbedor depende de una gran cantidad de parámetros, jugando un papel especial la configuración que posea el flujo bifásico en esa sección del tubo, así como el espesor de la película líquida alrededor del tubo absorbedor, ya que es muy probable que influya en el valor del coeficiente en estudio. En la figura 3.2 se muestra un esquema de las zonas que teóricamente ocupan dentro del mapa típico de configuraciones del flujo bifásico agua líquida-vapor en tuberías horizontales.

De la observación hecha en las mirillas de flujo, resulta evidente que el perfil de temperaturas mostrado en la sección transversal de la pared del tubo absorbedor no puede ser la misma en todas las configuraciones de flujo, aunque se mantengan constantes las variables de operación (flujo volumétrico, temperatura, presión del fluido) y el perfil del flujo de radiación concentrada incidente sobre la superficie externa del tubo absorbedor. En el patrón de flujo anular, intermitente o disperso existe un coeficiente superficial de transferencia de calor por convección

bastante homogéneo en toda la cara interna del tubo. En cambio, en la configuración de flujo estratificado existe un coeficiente de transferencia de calor por convección muy diferente entre la zona que está en contacto solamente con el vapor y el resto de la cara interna del tubo, existiendo una muy baja transferencia de calor en la primera.

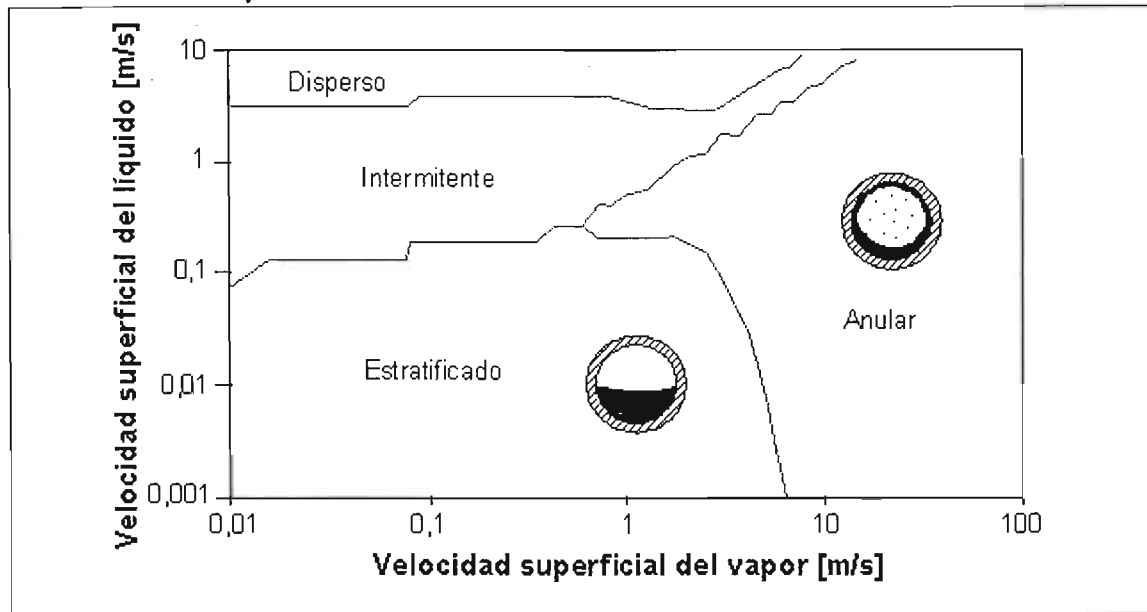


Figura 3.2. Esquema de un mapa típico del flujo bifásico agua líquida-vapor en una tubería horizontal (Zarza, 2003).

Para el caso de un flujo bifásico con ebullición circulando por el interior de una tubería, el valor del coeficiente superficial global de transferencia de calor por convección en la superficie que está en contacto con dicho fluido es incluso mayor que el correspondiente a un flujo monofásico de agua líquida sin ebullición, ya que el coeficiente superficial de transferencia de calor (h) es influenciado directamente por dos procesos que presentan una fuerte sinergia entre si. Por una parte está la convección forzada provocada por el movimiento del líquido a lo largo de la tubería, la cual da lugar a un flujo de calor vinculado a un coeficiente superficial de transferencia de calor por convección forzada. Por otra parte se produce un flujo de calor desde la superficie interna de la tubería al fluido provocado por la agitación adicional que genera en el líquido la ebullición nucleada, la cual se da sobre la cara interna de la tubería. La simultaneidad con la que ocurren estos dos mecanismos de transferencia de calor da lugar al coeficiente convectivo superficial global de transferencia de calor desde la superficie interna del tubo hacia el fluido (Zarza, 2003).

Desde un punto de vista más general se puede interpretar que el flujo de calor asociado a la convección forzada provocada por el desplazamiento del líquido a lo largo de la tubería es la componente macroscópica del flujo de calor total entre la tubería y el fluido, mientras que el flujo de calor asociado a la ebullición nucleada es su componente microscópica, que se debe al efecto incremental de la transferencia de calor que tiene la formación de pequeñas burbujas de vapor sobre la superficie interna del tubo (ebullición nucleada).

La ebullición nucleada causa un efecto de mejora en la transferencia de calor, de forma tal que cuando la pared interna del tubo absorbedor está mojada por completo por la fase líquida se homogeneiza el valor del coeficiente convectivo, aunque su valor tienda a ser inversamente proporcional al espesor de la película líquida, situación que se demostrará más adelante. Si por alguna razón durante el experimento se presenta un patrón estratificado, de acuerdo con Zarza (2003) sucederá que la diferencia existente entre el coeficiente de transferencia de calor en la zona donde el tubo está en contacto solamente con vapor y la zona donde está en contacto con agua en ebullición, será aún mayor con este tipo de ebullición. Por ello, el perfil de temperatura en la pared del tubo absorbedor cuando hay estratificación del flujo bifásico es diferente del que existe cuando hay una buena transferencia de calor en toda la cara interna del tubo absorbedor. (Flores, 2003)

Para el arranque de las instalaciones de la Planta Solar del Instituto de Ingeniería, UNAM, el agua de alimentación que está a temperatura ambiente se precalienta al pasar varias veces por el campo solar, de forma tal que aumenta gradualmente su temperatura hasta llegar a la de ebullición a presión atmosférica ($\approx 94^{\circ}\text{C}$), momento en que se considera régimen permanente. En este proceso el calor se transfiere desde el tubo hasta el líquido mediante convección forzada. Sin embargo, la formación de pequeñas burbujas de vapor sobre la superficie interna del tubo absorbedor que está en contacto con el agua suele aparecer antes de que la temperatura global del agua líquida sea la de saturación correspondiente a la presión de ese momento. Dicha formación de pequeñas burbujas de vapor se presenta cuando la temperatura de la superficie interna del tubo absorbedor supera en unos grados a la de saturación, y se produce en aquellos puntos de la superficie interna donde existen pequeñas imperfecciones que actúan como elemento precursor para la formación de dichas burbujas. A todo este proceso se le conoce con el nombre de ebullición nucleada. La diferencia de temperatura entre la superficie interna del tubo y la de saturación a la presión existente se denomina *temperatura excedente sobre el punto de ebullición*.

En un inicio, las pequeñas burbujas de vapor generadas en la ebullición nucleada desaparecen al transferir calor al agua líquida subenfriada que las rodea, contribuyendo así al aumento de la

temperatura global del líquido. Cuando el líquido alcanza la temperatura de saturación, las burbujas de vapor no desaparecen y empiezan a unirse unas a otras provocando un aumento de la calidad del vapor (porcentaje de la masa total de fluido en fase vapor), ocupando un área cada vez mayor de la sección transversal del tubo absorbedor.

La transferencia de calor se ve ampliamente favorecida por las burbujas de vapor que se separan de la superficie interna del tubo, ya que provocan una agitación en el fluido más efectiva que la convección forzada provocada por el movimiento del agua líquida en su paso por el tubo absorbedor. Cuando la calidad de vapor es pequeña se pueden presentar diferentes configuraciones o patrones del flujo bifásico, que depende del grado de dispersión de las burbujas de vapor en el líquido (flujo disperso burbujeante), o que se agrupen formando glóbulos de mayor tamaño (flujo intermitente o tapón). En ambos casos el coeficiente de transferencia de calor sobre la superficie interna del tubo absorbedor es muy bueno.

Al aumentar la calidad del vapor, las fases líquida y gas existentes dentro del tubo pueden tomar dos configuraciones principales: estratificada, donde la fase líquida en ebullición permanece en la parte inferior de la sección transversal del tubo, y la fase gas o vapor se ubica por arriba del líquido; anular, en la que el vapor fluye por el centro de la sección transversal del tubo y el líquido moja toda su superficie interna. El valor del coeficiente superficial de transferencia de calor por convección es muy diferente en un caso que en otro, ya que para el flujo anular es alto y uniforme, mientras que en el flujo estratificado presenta valores muy diferentes entre la parte inferior y la superior de la superficie interna del tubo.

El que se de uno u otro patrón de flujo depende de la velocidad de las fases, ya que según el diagrama de la figura 3.2 cuando la velocidad del vapor es muy baja ($u_g < 9$ m/s) y la del líquido también ($u_l < 0.3$ m/s) es muy factible que se presente el flujo estratificado: Si la velocidad del vapor aumenta considerablemente ($u_g > 10$ m/s) y la del líquido ligeramente ($u_l > 0.5$ m/s) entonces el patrón de flujo tiende a ser anular. Los valores de la velocidad para la transición de un patrón a otro dependen de la presión del sistema, es decir que un mapa de flujo basado únicamente en velocidades cambiará si cambia la presión del sistema, en cambio si se utilizan parámetros como el de Martinelli (X_{tt}), que involucran propiedades tales como densidad, viscosidad y calidad de vapor a condiciones de saturación, entonces el mapa resultante podrá aplicarse a condiciones generales de operación. En la figura 3.3 se muestran dos esquemas de los patrones de flujo antes descritos, los puntos cercanos a la superficie de la fase líquida simbolizan pequeñas gotas arrastradas por el vapor, que en el caso del flujo estratificado son pocas debido a la baja velocidad de éste último.

En el caso del flujo con patrón anular, aunque el mecanismo de transferencia de calor desde el tubo hacia el fluido no es el mismo en cada punto de la película líquida, ya que varía según su espesor, se considera que el valor del coeficiente convectivo de transferencia de calor es bueno para todos los puntos. Si la posición del eje de giro del colector hace que la zona del tubo absorbedor sometida a radiación concentrada esté mojada por una película delgada de agua, el vapor se genera principalmente en la interfase líquido-gas porque hay una transferencia importante de calor por conducción a través de la película de agua desde la cara interna del tubo hacia el vapor. Esto no quiere decir que no puedan existir varios centros de nucleación de burbujas, sino que la importancia de la nucleación en este caso, es mucho menor que cuando existe una película gruesa de agua.

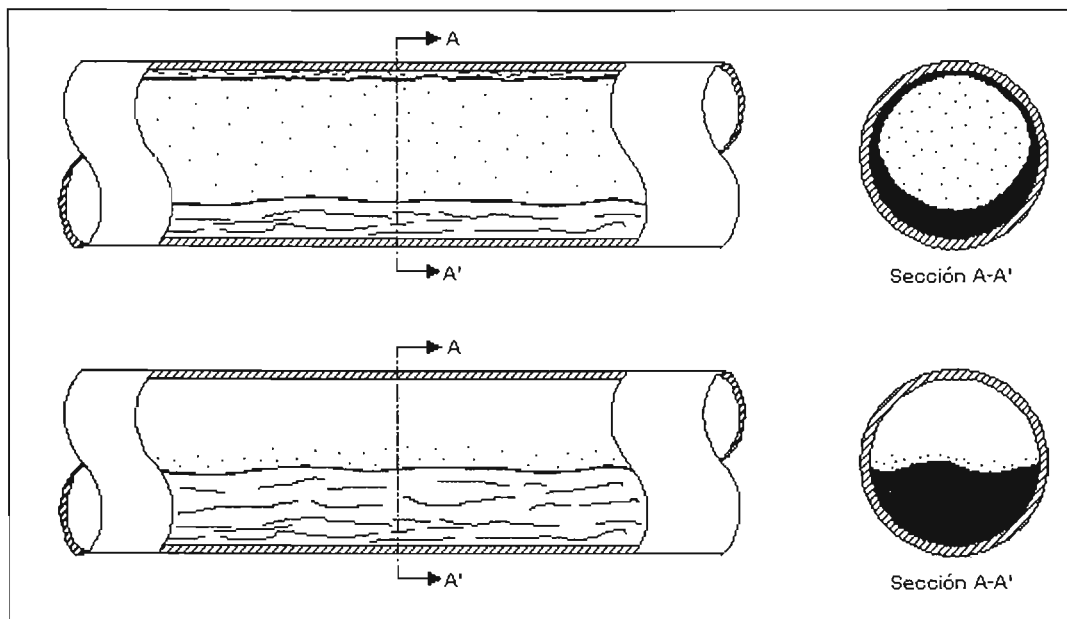


Figura 3.3. Arriba – flujo bifásico con régimen anular.
Abajo – flujo bifásico con régimen estratificado.

Conforme aumenta la calidad del vapor, ya sea para flujo estratificado o flujo anular, cada uno de ellos pueden continuar hasta que solamente exista la fase de gas; o para éste último, también puede darse una configuración intermedia llamada *anular abierta*, en la que sólo existe una pequeña zona en la parte superior de la superficie del tubo que no está refrigerada con líquido.

El paso de un tipo de régimen de flujo a otro se puede apreciar visualmente en las mirillas de flujo, ya que por tratarse de un proceso de baja potencia, la presión de operación no es mayor a 3.5 bares.

3.2 El coeficiente convectivo de transferencia de calor

Existen diferentes correlaciones propuestas por varios autores que tratan de dar un valor aproximado del coeficiente convectivo de transferencia de calor entre la superficie interna del tubo absorbedor y el fluido, sin embargo, la existencia de diversas configuraciones del flujo bifásico durante la GDV impide tener una única expresión, por lo que se acepta el uso de varias de ellas siempre y cuando se cumplan las condiciones de operación bajo las cuales fueron creadas. No se describirán todas las ecuaciones que involucran cada correlación, sólo una descripción breve en lo que se basa cada una, ya que en el capítulo 2 se dio una amplia descripción del modelo propuesto para este trabajo.

Una de las primeras correlaciones propuestas fue la de Chen (1966), quien propone un coeficiente de transferencia de calor formado por dos partes, una microconvectiva (ebullición nucleada, h_{eb}) y otra macroconvectiva (convección forzada, h_l), el cual se expresa en la ecuación 3.1.

$$h_{tp} = h_l + h_{eb} \quad (3.1)$$

Donde se tienen dos coeficientes, uno como factor de incremento para el efecto de convección forzada (E), ya que si aumenta la velocidad del fluido su efecto se hace más fuerte; y otro como factor de supresión del efecto de ebullición nucleada (S), por la disminución en el espesor de la película líquida que es cuando este efecto tiene mayor importancia. Esto es independiente de la zona del tubo absorbedor en la que incide la irradiancia solar concentrada, que para este trabajo son las partes lateral e inferior de dicho tubo.

La correlación de Chen fue contrastada con datos experimentales para varios sistemas (agua, metano, ciclohexano, pentano, heptano y benceno), con presiones desde 5 hasta 35 bares, y calidades de vapor desde 0.71 hasta 1, el resultado fue una desviación promedio de 11%. Una de las correlaciones base para este modelo es el propuesto por Dittus-Boelter (1930), usado para el cálculo del coeficiente superficial de transferencia de calor por convección forzada en fluidos monofásicos con números de Prandtl entre 0.7 y 160.

Para mejorar la correlación de Chen, otros autores como Gungor y Winterton (1986) compararon el valor de h_{tp} generado con una base de datos experimentales suficientemente grande y observaron que los valores teóricos obtenidos con la correlación de Chen eran siempre superiores entre un 20% y un 90%. De esta forma fue como trataron de corregir esta desviación desarrollando una correlación general que sirve tanto para la zona de ebullición con

líquido subenfriado como para el régimen de ebullición saturada tanto en tubos horizontales como en verticales.

Gungor y Winterton consideraron que el coeficiente convectivo de transferencia de calor desde la tubería al fluido bifásico que está en contacto con ella, h_{tp} , también viene dado por la suma de dos términos: el coeficiente superficial de transferencia de calor por convección forzada (h_l , ecuación 3.2) y el coeficiente superficial de transferencia de calor debido a la ebullición (h_{eb} , ecuación 3.3). En ésta última, la P_r significa presión reducida que se calcula dividiendo la presión del sistema entre la presión crítica del agua, M es el peso molecular del fluido en (kg/kgmol) y q es el flujo de calor por unidad de superficie en (W/m²).

$$h_l = 0.023 \text{Re}_l^{0.8} \text{Pr}_l^{0.4} (k_l/d_l) \cdot E \quad (3.2)$$

$$h_{eb} = 55 \cdot P_r^{0.12} \cdot (-\log_{10}(P_r))^{-0.55} M^{-0.5} q^{0.67} \cdot S \quad (3.3)$$

El valor de h_l propuesto por estos autores está dado por la misma que en la correlación de Chen, con la única diferencia de que el parámetro E (factor de ebullición convectiva, ecuación 3.4) se calcula como una función del parámetro de Martinelli (X_{tt} , ecuación 3.5), y del llamado número de ebullición (Bo , ecuación 3.6), que se puede interpretar como la relación entre el caudal de vapor generado en la superficie interna de la tubería y el flujo másico total que fluye por ella.

$$E = 1 + 24,000Bo^{1.16} + 1.37X_{tt}^{-0.86} \quad (3.4)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1} \quad (3.5)$$

$$Bo = \frac{q \cdot \pi \cdot d_l^2}{4 \cdot m_f \cdot \lambda} \quad (3.6)$$

Hay que tener presente que el número de Reynolds (Re_l), que aparece en la ecuación 3.2 corresponde solamente a la fase líquida y viene dado por la ecuación 3.7.

$$Re_f = \frac{4 \cdot q_f \cdot (1-x)}{\pi \cdot \mu_l \cdot d_{eq}} \quad (3.7)$$

Mientras que el parámetro S , que es el factor de supresión de la ebullición nucleada está dado por la ecuación 3.8.

$$S = \frac{1}{1 + 1.15 \times 10^{-6} E^2 Re_f^{1.17}} \quad (3.8)$$

El valor del parámetro E dado para este modelo tiene que ser corregido cuando se trate de tuberías horizontales y si el número de Froude (Fr) es menor que 0,05. En este caso, el parámetro E viene dado por la ecuación 3.9.

$$E = \left(1 + 24,000 Bo^{1.16} + 1.37 X_{tt}^{-0.86}\right) Fr^{(0.1-2Fr)} \quad (3.9)$$

El número de Froude que forma parte de la ecuación 3.9, se calcula mediante la expresión dada en la ecuación 3.10, que en cierto modo mide el grado de estratificación que puede darse en el flujo bifásico, ya que si se mantienen constantes la densidad de la fase líquida (ρ_l) y el diámetro interno del tubo (d_t), cuanto mayor sea el caudal másico (m_f), menor será la tendencia a la estratificación en el flujo bifásico, ya que la velocidad superficial de la fase líquida será mayor y la configuración más probable es la de flujo intermitente o disperso (figura 3.2).

$$Fr = \frac{q_f^2}{\rho_l^2 g d_t} \quad (3.10)$$

Puesto que la influencia de la convección forzada disminuye cuando una fina capa de líquido moja completamente la superficie interna de los tubos absorbedores es lógico pensar que el coeficiente superficial de transferencia de calor desde el tubo al fluido se vea influenciado por la existencia de una mayor o menor estratificación. Por este motivo Gungor y Winterton, así como otros investigadores, Baehr y Stephan (1996), Shah (1976), etc., tienen en cuenta el valor del número de Froude en su correlación.

Para el desarrollo de una nueva correlación, de 1992 a 1996 en Alemania se llevó a cabo el proyecto GUDE (Herbst, *et al.*, 1996) con el que se estudió la GDV en tubos de diferentes diámetros interiores (50 mm, 65 mm y 85 mm), bajo diferentes presiones de trabajo (30 bar, 60

bar y 100 bar). Para ello se simuló la radiación solar con resistencias eléctricas colocadas en la superficie externa de tubos absorbedores de concentradores de canal parabólico. Tal simulación se llevó a cabo tanto para calentamiento en la parte lateral como para la parte inferior de los tubos.

Con los datos experimentales generados, Goebel (1997) propuso una correlación para el coeficiente convectivo superficial de transferencia de calor desde el tubo absorbedor hasta el agua en ebullición que circulaba por su interior, en la zona donde la superficie interna del tubo está en contacto con la fase líquida. Dado que dicha correlación está basada en los datos experimentales del proyecto GUDE, su validez queda limitada a las condiciones de presión, diámetro y fluido, utilizadas en el proyecto. Sin embargo, en este proyecto se utiliza para compara el valor que resulta de h_{tp} con el de la correlación de Gungor y Winterton, para de cierta manera concluir sobre su aplicación en condiciones extrapoladas de operación.

La correlación de Goebel (1997) se expresa en la ecuación 3.11, donde P es la presión de trabajo en bar, q es el flujo de calor en kW/m^2 , x es la calidad del vapor, m_f es el caudal másico de agua en kg/s y d_i es el diámetro interno de la tubería en metros.

$$h_{tp} = 1000 \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot (5.85 - 0.0278 \cdot P + 0.00064286 \cdot P^2) \quad (3.11)$$

Donde: $f_1 = 0.56247 + 0.0241265 \cdot q - 0.000057786 \cdot q^2$

$$f_2 = 1 + \frac{25}{q} \cdot \left(0.72 - \left(\frac{144 \cdot \pi \cdot d_i^2}{4 \cdot m_f \cdot x + 150 \cdot \pi \cdot d_i^2} \right) \right)$$

Dado que los parámetros de presión y diámetro utilizados en la Planta Solar del Instituto de Ingeniería, UNAM son menores que los manejados en esta correlación se requirió hacer las adaptaciones descritas en el capítulo 2 de este trabajo.

3.2.1 Resultados del cálculo del coeficiente convectivo de transferencia de calor

Tal como se describió en la metodología del capítulo 2 y posteriormente en la parte 3.1.2, se han tomado diferentes trabajos para describir cuantitativamente el comportamiento de las propiedades de un fluido cuando cumple con ciertas condiciones operativas de presión, flujo másico, temperatura, calidad de vapor, etc. Se ha cuidado de que no se violen las restricciones de cada una de las ecuaciones que nos llevan a obtener el coeficiente convectivo superficial de

transferencia de calor, el cálculo estimado del líquido arrastrado por vapor y la configuración propuesta para régimen anular con dos círculos descentrados.

A continuación se describe un ejemplo de cálculo para la determinación del coeficiente convectivo superficial de transferencia de calor. Se comienza con los datos de entrada que corresponden a la presión en bar del sistema saturado y su correspondiente temperatura en K, también es necesario definir la calidad de vapor con la que se trabaja, así como las velocidades superficiales de cada fase en m/s. Para la presión atmosférica se utiliza el dato de la Ciudad de México (550 mmHg) y para el campo de concentradores de canal parabólico las dimensiones de cada módulo, así como las propiedades ópticas de los espejos, tubos absorbedores y cubiertas de vidrio protectoras.

El resultado de la correlación de Gungor y Winterton (1986) tiene la ventaja de que involucra al número de Reynolds de la fase líquida (Re_l), cuyo planteamiento en el desarrollo de este trabajo incluye un diámetro equivalente (d_{eq}) que está definido con la ecuación 3.12, donde el área de flujo (A_f) estará en función del espesor de la película líquida para cada intervalo $\Delta\phi$.

$$d_{eq} = \frac{4 \times \text{área de flujo}}{\text{perímetro húmedo}} \quad (3.12)$$

A continuación se muestra un ejemplo de los cálculos necesarios para poder llegar al planteamiento de la matriz de temperaturas:

(1) Datos de entrada:

1- Condiciones del fluido

$x =$	0.3	s/d	Calidad del vapor
$Q_f =$	8	L/min	Flujo volumétrico alimentado
$P_f =$	2.5	[bar]	Presión manométrica
$T_f =$	86	[°C]	Temperatura de alimentación
	359	[K]	

2- Constantes

$P_{atm} =$	0.763	[bar]	Presión atmosférica UNAM
$g =$	9.81	[m/s ²]	Aceleración gravedad
$\sigma_{SB} =$	5.7×10^{-8}	[W/m ² K ⁴]	Cte. Stefan-Boltzmann
$G_{sc} =$	1367	[W/m ²]	Constante solar

3- Datos climatológicos

$G_s =$	800	[W/m ²]	Irradiancia normal directa
$\alpha_{cielo} =$	0.1	s/d	Absortancia de cielo
$T_a =$	25	[°C]	Temperatura ambiente
	298.15	[K]	

4- Propiedades del agua

$T_{C_{H_2O}} =$	647.2	[K]	Temperatura crítica
$P_{C_{H_2O}} =$	221.2	[bar]	Presión crítica
$PM_{H_2O} =$	18	[g/gmol]	Peso molecular

5- Tubería de 1" cédula 40

$d_{int} = d_1 =$	0.0262	[m]	diámetro hidráulico
$d_{ext} = d_2 =$	0.0334	[m]	diámetro externo
$A_{int} =$	0.0005	[m ²]	área transversal interna
$\Delta r =$	0.0036	[m]	espesor de pared de tubo

6- Recubrimiento de óxido de cromo negro

$\varepsilon =$	0.1	s/d	emitancia tubo absorbedor
$\alpha =$	0.93	s/d	absortancia tubo absorbedor

7- Concentrador de canal parabólico

Apertura =	2.4	[m]	apertura de concha
Ancho =	1.14	[m]	ancho de concha
$\rho =$	0.85	s/d	reflectancia espejo
$\tau =$	0.91	s/d	transmitancia envolvente vidrio

(2) Cálculo de propiedades del fluido subenfriado y saturado:

$$r_{\text{int}} = r_1 = 0.0131 \quad [\text{m}] \quad \text{Radio interno (hidráulico)}$$

$$r_{\text{ext}} = r_2 = 0.0167 \quad [\text{m}] \quad \text{Radio externo del tubo}$$

Fluido saturado

$$T_{\text{df}} = 400.8 \quad [\text{K}] \quad \text{Temperatura de saturación}$$

$$127.6 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$\sigma_{\text{df}} = 0.0534 \quad [\text{N/m}] \quad \text{Tensión superficial}$$

$$\rho_{\text{df}} = 4.6011 \quad [\text{kg/m}^3] \quad \text{Densidad de la mezcla}$$

Líquido saturado

$$u_l = \underline{0.6213} \quad [\text{m/s}] \quad \text{Velocidad del líquido}$$

$$\rho_l = 938 \quad [\text{kg/m}^3] \quad \text{Densidad}$$

$$\mu_l = 2.17 \times 10^{-4} \quad [\text{N s/m}^2] \quad \text{Viscosidad}$$

$$k_l = 0.6874 \quad [\text{W/mK}] \quad \text{Conductividad térmica}$$

$$Cp_l = 4,256 \quad [\text{J/kgK}] \quad \text{Calor específico}$$

$$Pr_l = 1.35 \quad \text{s/d} \quad \text{No. de Prandtl}$$

Alimentación subenfriada

$$\rho_f = 968.0 \quad [\text{kg/m}^3] \quad \text{Densidad de alimentación}$$

$$m_f = 0.1291 \quad [\text{kg/s}] \quad \text{Flujo másico de alimentación}$$

$$G_f = 238.7 \quad [\text{kg/m}^2\text{s}] \quad \text{Masa-velocidad alimentación}$$

$$u_f = 0.2466 \quad [\text{m/s}] \quad \text{Velocidad de alimentación}$$

$$P_{r,H_2O} = 0.0113 \quad \text{s/d} \quad \text{Presión reducida}$$

$$\lambda = 2,186,115 \quad [\text{J/kg}] \quad \text{Entalpía de vaporización}$$

$$\mu_f = 3.31 \times 10^{-4} \quad [\text{N s/m}^2] \quad \text{Viscosidad}$$

Vapor saturado

$$u_g = \underline{64.39} \quad [\text{m/s}] \quad \text{Velocidad del vapor}$$

$$\rho_g = 1.39 \quad [\text{kg/m}^3] \quad \text{Densidad}$$

$$\mu_g = 1.31 \times 10^{-5} \quad [\text{N s/m}^2] \quad \text{Viscosidad}$$

$$k_g = 0.0274 \quad [\text{W/mK}] \quad \text{Conductividad térmica}$$

$$Cp_g = 2,152 \quad [\text{J/kgK}] \quad \text{Calor específico}$$

$$Pr_g = 1.02 \quad \text{s/d} \quad \text{No. De Prandtl}$$

(3) Cálculo de calidad volumétrica del vapor

$$s = 104 \quad \text{s/d} \quad \text{Relación de deslizamiento}$$

$$\alpha = 0.7369 \quad \text{s/d} \quad \text{Calidad volumétrica (Goebel)}$$

(4) Cálculo del la fracción líquida arrastrada por vapor (*entrainment*)

$Re_l = 18,939$	s/d	No. de Reynolds del líquido	$z = 1.05$	[m]	distancia para condiciones de flujo
$We = 24,785$	s/d	No. de Weber	$\zeta = 440$	s/d	distancia adimensional
$Re_{lp} = 70,350$	s/d	No. Reynolds película líquida	$E_\infty = 0.2585$	s/d	Fracción de <i>entrainment</i>
$d_{eq} = 0.0069$	[m]	diámetro equivalente	$\varepsilon_\infty = 1.34$	[kg/m ² s]	Masa velocidad del <i>entrainment</i>

(5) Cálculo del espesor mínimo de la película líquida

$\rho_t = 248$	[kg/m ³]	densidad mezcla	$\delta_t = 0.0404$	s/d	espesor top pel liq adimensional
$N = 6.47E-04$	s/d	constante	$\delta_t = 0.0011$	[m]	espesor top película líquida
$A_{lp} = 0.0001$	[m ²]	área de película líquida	$A_g = 0.0004$	[m ²]	área del vapor
$f_l = 0.2631$	s/d	Fracción de área líquido	$r_g = 0.0113$	[m]	radio del vapor
			$k = 0.0008$	[m]	separación entre centros

(6) Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del aire

Propiedades del aire @ 0.77atm

$*T_s = 127.62$	[°C]	temp. de superficie del tubo
$T_{cl} = 349.46$	[K]	temperatura de capa límite
$\rho_a = 0.9970$	[kg/m ³]	densidad
$\mu_a = 2.08E-05$	[N s/m ²]	viscosidad dinámica
$\nu_a = 2.09E-05$	[m ² /s]	viscosidad cinemática
$\alpha_a = 3.00E-05$	[m ² /s]	difusividad térmica
$\beta_a = 0.0029$	[K ⁻¹]	coef. de expansión térmica
$k_a = 0.0300$	[W/mK]	conductividad térmica
$Cp_a = 1009.1$	[J/kgK]	capacidad calorífica

$Pr_a = 0.70$	s/d	No. de Prandtl
$Ra_{aD} = 171,247$	s/d	No. de Rayleigh
$Nu_{aD} = 8.95$	s/d	No. de Nusselt
$h_a = 8.05$	[W/m ² K]	Coef. de transferencia de calor convectivo del aire

Utilizando otra correlación

$h_a = 8.08$	[W/m ² K]	
$u_a = 0.198$	m/s	velocidad de aire alrededor tubo
$Re_{aD} = 317$	s/d	No. de Reynolds
$Nu_D = 8.98$	s/d	No. de Nusselt

(7) Flujo de calor útil en el tubo absorbedor

$G_{dir} = 518$	[W/m ²]	Irradiancia normal directa útil	$A_{cap} = 2.4$	[m ² /m]	área de captación por m lineal
$G_{tub} = 23,693$	[W/m ²]	Irradiancia conc útil en tubo	$A_{ext} = 0.1049$	[m ² /m]	área externa del tubo /m lineal
$G_{tub} = 330$	[W/m ²]	Irradiancia s/conc útil en tubo	$A_{irr} = 0.0525$	[m ² /m]	área irradiada del tubo /m lineal
$G_{lin} = 1,243$	[W/m]	irrdiancia útil por m lineal	$A_{cap} = 0.0334$	[m ² /m]	área de captación sin concentrar
$G_{lin} = 17.3$	[W/m]	irradiancia útil sin concentrar	$r_{áreas} = 45.7$	s/d	relación de áreas

(8) Método de Goebel para el cálculo del coeficiente convectivo superficial de transferencia de calor a dos fases

Vapor

$Re_g = 1.79 \times 10^5$	s/d	No. Reynolds vapor
$h_g = 387.1$	[W/m ² K]	Coef. conv. de transf. de calor vapor

Líquido

$f_1 = 1.1017$	s/d	
$f_2 = 1.0740$	s/d	
$h_l = 6,844$	[W/m ² K]	Coef. conv. de Transf. de calor liquido

$h_{tp} = 7,231.6$	[W/m ² K]	Coef. conv. de transf. de calor dos fases
--------------------	----------------------	---

(9) Método de Gungor y Winterton para el cálculo del coeficiente convectivo superficial de transferencia de calor a dos fases

$Fr = 7.36 \times 10^{-8}$	s/d	Número de Froude	$F = 2.0176$	s/d	Factor incremental ebullición convectiva
$X_{tt} = 0.1091$	s/d	Parámetro de Martinelli	$S = 0.6627$	s/d	Factor supresión ebullición nucleada
$Bo = 4.54E-05$	s/d	Número de ebullición	$h_{eb} = 3,802.8$	[W/m ² K]	Coef. de transf. de calor conv. forzada
$Re_l = 20,168$	s/d	Número de Reynolds	$h_l = 2,965.3$	[W/m ² K]	Coef. de transf. de calor conv. nucleada
$P_r = 0.0113$	s/d	Presión reducida			
$d_{eq} = 0.02624$	[m]	diámetro equivalente	$h_{tp} = 6,768.1$	[W/m ² K]	Coef. Convectivo de transf. de calor dos fases

*En la parte 6, la temperatura de superficie del tubo, se considera como una aproximación de acuerdo a lo esperado con el promedio final, pudiendo corregirlo de forma iterativa hasta que ésta coincida con el resultado final de la matriz de temperaturas superficiales.

Para la parte 9, cabe mencionar que para un cálculo más exacto de las pérdidas por convección, en la determinación del valor del coeficiente convectivo superficial de transferencia de calor desde la superficie externa del tubo hasta el aire, se debe tomar en cuenta la velocidad del viento, por lo que para este trabajo se consideró una velocidad menor a 1 m/s por considerarse corrientes convectivas de poca velocidad dentro de la envolvente del tubo de vidrio.

Con este resultado se plantea un modelo que toma en cuenta el espesor de la película líquida para definir valores de h_p según la cantidad de nodos que se hayan propuesto en el método numérico de solución de diferencias finitas para la ecuación de calor. En la tabla 3.2 se muestran los valores de los diferentes ángulos de la figura 2.13 que nos llevan a la estimación del espesor de película y con ello el valor que le corresponde a cada $\Delta\phi$ de coeficiente convectivo superficial de transferencia de calor desde la superficie interna del tubo hacia el fluido en dos fases. En ella se puede observar el comportamiento del espesor de película cuyo valor mínimo se da en la parte superior del tubo y es aproximadamente igual al 40% del espesor más grueso, que se presenta en la parte inferior del tubo absorbedor.

La afirmación anterior se corrobora con las observaciones hechas en la mirrilla de flujo, donde la parte superior de la película líquida, de manera cualitativa, parece tener la mitad del espesor que en la parte superior donde está la incidencia de radiación solar concentrada.

Tabla 3.2: Resultados de la variación del coeficiente convectivo de transferencia de calor con respecto al espesor de película para cada nodo del modelo de diferencias finitas.

Ángulo [°]	φ [rad]	α [rad]	γ [rad]	x [m]	δ_t [m]	δ_t [mm]	d_{eq} [m]	Re_{eq} s/d	S s/d	h_i [W/m ² K]	h_{eb} [W/m ² K]	h_{tp} [W/m ² K]
0	0.00	0	3.1416	0.0121	0.0011	1.06	0.0042	11,360	0.7936	2,403	3,551	5,954
13.8	0.24	0.017	2.8830	0.0120	0.0011	1.08	0.0043	11,626	0.7891	2,448	3,531	5,979
27.7	0.48	0.033	2.6253	0.0120	0.0012	1.16	0.0046	12,406	0.7762	2,578	3,473	6,051
41.5	0.72	0.047	2.3696	0.0118	0.0013	1.27	0.0051	13,647	0.7562	2,782	3,384	6,166
55.4	0.97	0.058	2.1166	0.0117	0.0014	1.42	0.0057	15,264	0.7313	3,043	3,272	6,315
69.2	1.21	0.066	1.8670	0.0115	0.0016	1.60	0.0064	17,151	0.7036	3,341	3,149	6,489
83.1	1.45	0.070	1.6212	0.0113	0.0018	1.79	0.0072	19,189	0.6755	3,654	3,023	6,677
96.9	1.69	0.070	1.3795	0.0111	0.0020	1.98	0.0079	21,253	0.6488	3,966	2,903	6,869
110.8	1.93	0.066	1.1420	0.0110	0.0022	2.17	0.0087	23,223	0.6248	4,257	2,796	7,053
124.6	2.17	0.058	0.9083	0.0108	0.0023	2.33	0.0093	24,991	0.6045	4,514	2,705	7,220
138.5	2.42	0.047	0.6780	0.0107	0.0025	2.47	0.0099	26,464	0.5884	4,726	2,633	7,359
152.3	2.66	0.033	0.4504	0.0105	0.0026	2.57	0.0103	27,568	0.5767	4,883	2,581	7,464
166.2	2.90	0.017	0.2247	0.0105	0.0026	2.63	0.0105	28,252	0.5697	4,980	2,549	7,529
180	3.14	0.000	0.0000	0.0105	0.0027	2.66	0.0106	28,483	0.5674	5,012	2,539	7,551
193.8	3.38	-0.017	-0.2247	0.0105	0.0026	2.63	0.0105	28,252	0.5697	4,980	2,549	7,529
207.7	3.62	-0.033	-0.4504	0.0105	0.0026	2.57	0.0103	27,568	0.5767	4,883	2,581	7,464
221.5	3.87	-0.047	-0.6780	0.0107	0.0025	2.47	0.0099	26,464	0.5884	4,726	2,633	7,359
235.4	4.11	-0.058	-0.9083	0.0108	0.0023	2.33	0.0093	24,991	0.6045	4,514	2,705	7,220
249.2	4.35	-0.066	-1.1420	0.0110	0.0022	2.17	0.0087	23,223	0.6248	4,257	2,796	7,053
263.1	4.59	-0.070	-1.3795	0.0111	0.0020	1.98	0.0079	21,253	0.6488	3,966	2,903	6,869
276.9	4.83	-0.070	-1.6212	0.0113	0.0018	1.79	0.0072	19,189	0.6755	3,654	3,023	6,677
290.8	5.07	-0.066	-1.8670	0.0115	0.0016	1.60	0.0064	17,151	0.7036	3,341	3,149	6,489
304.6	5.32	-0.058	-2.1166	0.0117	0.0014	1.42	0.0057	15,264	0.7313	3,043	3,272	6,315
318.5	5.56	-0.047	-2.3696	0.0118	0.0013	1.27	0.0051	13,647	0.7562	2,782	3,384	6,166
332.3	5.80	-0.033	-2.6253	0.0120	0.0012	1.16	0.0046	12,406	0.7762	2,578	3,473	6,051
346.2	6.04	-0.017	-2.8830	0.0120	0.0011	1.08	0.0043	11,626	0.7891	2,448	3,531	5,979
360	6.28	0.000	-3.1416	0.0121	0.0011	1.06	0.0042	11,360	0.7936	2,403	3,551	5,954

En la parte donde se expone el resultado del cálculo de las propiedades del fluido subenfriado y saturado, se requiere estimar el valor de la velocidad de la alimentación a partir del flujo volumétrico y el área de la sección transversal del tubo; mientras que las velocidades reportadas de las fases líquida y vapor a la salida del campo solar, sólo se escriben los valores experimentales promedio de los experimentos hechos para esta investigación. Se observa que la velocidad superficial de la fase líquida a la salida es mayor que la de alimentación, lo cual es perfectamente admisible ya que el volumen ocupado por la fase líquida en el flujo bifásico es menor al 5% del total disponible dentro del tubo absorbedor, por lo que para conservar el balance de materia global el líquido debe aumentar su velocidad.

Por otro lado, en la parte donde se muestra el cálculo del espesor mínimo de la película líquida (δ_l), se refiere al valor que tendría éste en la parte superior del ánulo siguiendo el modelo del tubo cuadrado de Luninski, *et al.* Valor que sirve para calcular el resto del espesor de la película líquida como función del ángulo ϕ a partir de las relaciones trigonométricas planteadas en el esquema de la figura 2.13. El resultado de estos cálculos se muestra en la tabla 3.2.

Tales resultados se pueden observar de forma gráfica en la figura 3.4, donde el espesor de película se da para media circunferencia ($0 \leq \phi \leq \pi$ radianes). De acuerdo con el modelo planteado, la otra mitad tiene un patrón simétrico.

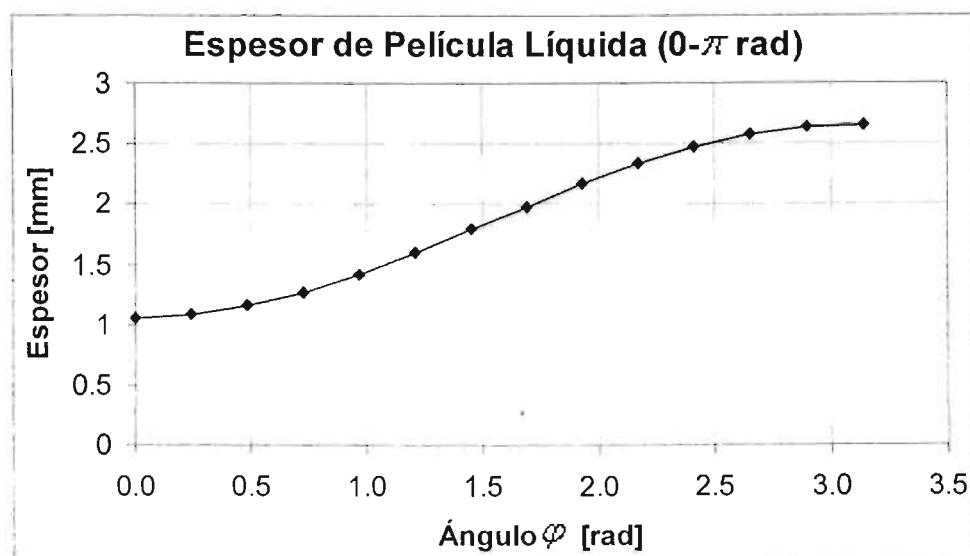


Figura 3.4: Espesor de película líquida calculado con el modelo propuesto

Cabe mencionar que para este patrón de espesor, no se considera la influencia del flujo de calor. De tal forma que la figura 3.4 puede aplicarse tanto para irradiancia directa concentrada en la parte lateral como en la parte inferior del tubo absorbedor. Es decir, que el cero angular de referencia

siempre estará en el extremo superior de una línea imaginaria ortogonal al plano horizontal del tubo receptor.

Para poder apreciar la simetría de los valores, en la figura 3.5 la representación del espesor se da de forma radial para toda la circunferencia. Con este tipo de gráfica se puede apreciar perfectamente la naturaleza anular del flujo que se está considerando. Además se comprueba la consistencia de los cálculos basados en el espesor mínimo de película, el cual se da en la parte superior del tubo absorbedor.

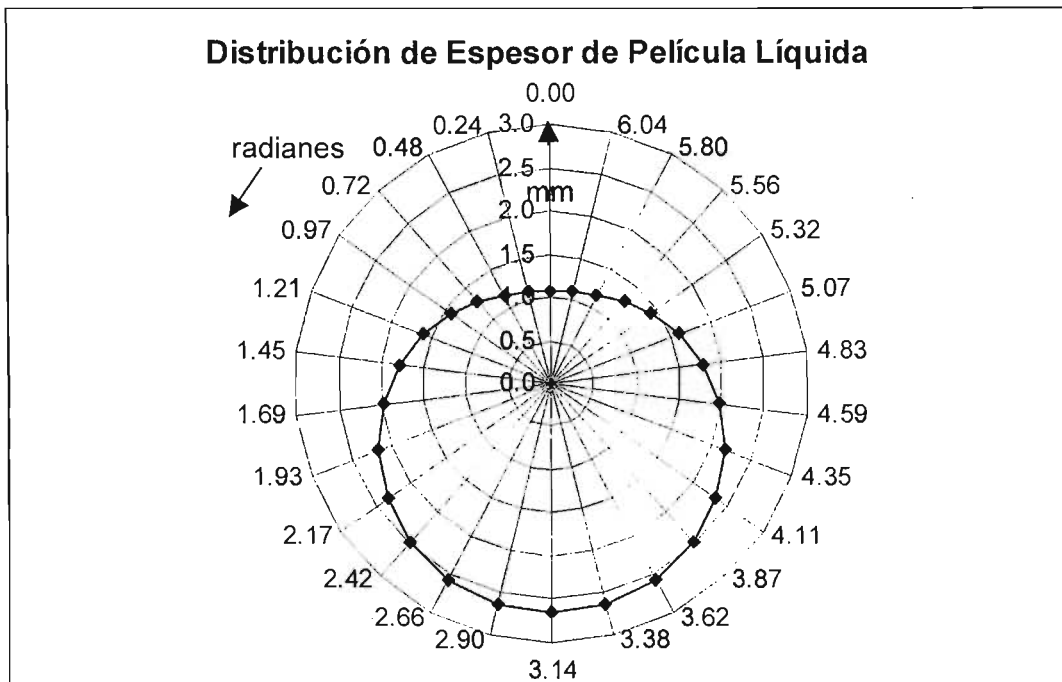


Figura 3.5. Distribución radial del espesor de película en el intervalo de 0 a 2π .

Experimentalmente, en la mirilla de flujo se puede observar un ligero desplazamiento hacia $3/4\pi$ del espesor más grueso de la película líquida y la parte delgada hacia $7/4\pi$ radianes. Tal desplazamiento se ve influenciado por la inclinación del concentrador parabólico que a su vez depende del ángulo cenital del Sol.

Con respecto a la cantidad de calor que puede absorber el fluido de trabajo para aumentar su energía interna, y con ello mayor valor en la entalpía del sistema cuya consecuencia directa es el cambio de fase, se ha llevado a cabo un análisis del flujo de calor útil (calor disponible para el fluido) considerando dos situaciones que se presentan simultáneamente durante la GDV.

La primera situación se refiere al parámetro que en este trabajo se le ha denominado Irradiancia Concentrada Útil (E_u), y se refiere a la cantidad de energía radiante que incide sobre el tubo

absorbedor del concentrador solar proveniente de la reflexión de los espejos del canal parabólico. Su valor se obtiene al calcular la cantidad de potencia radiante por unidad de área como función de la apertura de la parábola y de la irradiancia directa normal a la directriz de dicha parábola, es decir, que es función del área de captación solar del concentrador y del dato de irradiancia directa normal solar (E_{dn}) que reporta el piranómetro montado en el momento de la prueba. Para los resultados expresados en la tabla 3.1 se consideró una $E_{dn} = 800 \text{ W/m}^2$. Cabe mencionar que en teoría, la irradiancia directa concentrada debería de incidir solamente en la mitad del área superficial externa del tubo absorbedor, pero por pequeñas irregularidades en la especularidad del espejo y por las deformaciones sufridas en los soportes parabólicos de fibra de vidrio por más de 20 años de la Planta Solar, se tiene un desbordamiento del haz concentrado alrededor del tubo absorbedor. Este factor de antigüedad en parte de las instalaciones, influye directamente en la calidad de la información recopilada.

Con los parámetros ópticos de reflectancia del espejo, transmitancia de la envolvente de vidrio, absortancia y emitancia de la película selectiva del tubo absorbedor, se puede calcular el parámetro de irradiancia concentrada útil por metro lineal de tubo, considerada como la cantidad de calor disponible para el fluido y cuya velocidad de flujo estará en función de la conductividad térmica del material del tubo absorbedor y del coeficiente convectivo superficial de transferencia de calor del fluido a dos fases.

La segunda situación se aplica a la superficie externa del tubo absorbedor sobre la cual incide únicamente la irradiancia global disponible (sin concentrar) en el momento de la prueba experimental. Tal superficie corresponde a la mitad superior de dicho tubo y dependiendo del valor de la temperatura que tenga, es posible que en lugar de captar calor, haya fuga del mismo hacia el aire que lo rodea, lo cual se minimiza con la envolvente de vidrio. Por estas razones es muy importante calcular de manera adecuada el valor de los coeficientes convectivos superficiales, tanto para el aire que rodea en la parte externa al tubo absorbedor, como para el fluido que dentro de él circula en una o dos fases.

Como ya se mencionó, el modelo base que se siguió para el cálculo del coeficiente convectivo superficial de transferencia de calor consta de dos partes, una que toma en cuenta el fenómeno de la convección forzada (h_l) y otra que toma en cuenta a la ebullición nucleada (h_{eb}). De acuerdo con los resultados expuestos en la tabla 3.1, se puede establecer el tipo de influencia que ejerce cada una en el valor final del coeficiente convectivo superficial de transferencia de calor con respecto al espesor de película líquida que se forma para un flujo a dos fases con patrón anular. Es decir, que h_l es directamente proporcional a dicho espesor, porque al existir mayor cantidad de líquido en una determinada sección transversal la turbulencia es mayor y el valor del coeficiente se incrementa; mientras que h_{eb} es inversamente proporcional al espesor de película, ya que su valor se

incrementa cuando el líquido tiende a formar una capa muy fina. La suma de estos dos efectos da como resultado un incremento continuo del coeficiente convectivo superficial de transferencia de calor desde la superficie interna del tubo absorbedor hacia el líquido saturado.

Una vez que se determina el valor del h_{ip} , en la figura 3.6 se puede observar su comportamiento con respecto al aumento del espesor de película, así como el del coeficiente por ebullición nucleada y el coeficiente por convección forzada.

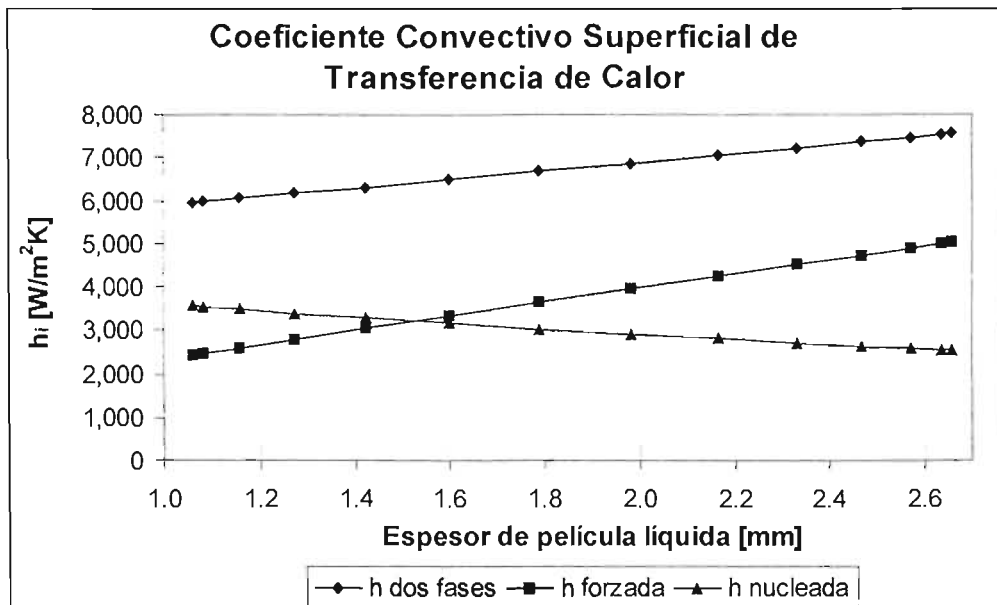


Figura 3.6. Gráfica según el modelo corregido de Gungor y Winterton.

3.3 Distribución Teórica de temperaturas en el tubo absorbedor

Una vez que se ha aplicado el algoritmo descrito en la sección 2 para el cálculo del coeficiente convectivo superficial de transferencia de calor desde la superficie interna del tubo hasta la fase líquida del fluido con patrón de flujo anular, se procede a calcular la estimación de la distribución de temperaturas en las superficies interna y externa del tubo absorbedor. Para ello se emplearán dos métodos cuyos resultados se compararán entre sí y con los datos experimentales, de forma que se pueda tener un parámetro discriminatorio para el modelo propuesto. Uno de los métodos es del tipo numérico llamado de diferencias finitas y el otro es un método analítico llamado de separación de variables, que fueron descritos en las secciones 2.2.4 y 2.2.5 respectivamente.

3.3.1 Método de diferencias finitas - resultados de la matriz de temperaturas

En la sección 3.2.1 se demostró teóricamente que el h_{lp} está en función del espesor de la película de líquido y obviamente de la temperatura, entre otras variables; de modo que su valor cambia alrededor de la circunferencia de 0 a π radianes y puede considerarse simétrico para el intervalo de π a 2π radianes. Dichos valores se ocupan en el planteamiento y desarrollo de la matriz de temperaturas formada por los coeficientes de las ecuaciones 2.9 y 2.14, aplicadas a los 26 nodos en la superficie externa del tubo absorbedor y a los otros 26 nodos dispuestos en la superficie interna del mismo. De esta manera se forma un sistema de ecuaciones lineales no homogéneo; cuya solución se llevó a cabo con la ayuda de un paquete de cómputo comercial llamado Excel^{MR}, sin embargo, su capacidad máxima es de 52 ecuaciones con igual número de incógnitas. Por lo que si se requiere especificar mayor cantidad de nodos, más adelante se describirá el uso de programas especializados en la solución de sistemas de ecuaciones de mayor tamaño.

Para esta solución se plantea el análisis de dos casos extremos según la posición de inclinación del concentrador de canal parabólico. En la figura 3.7 se muestran los esquemas de los dos casos analizados, los cuales se consideran extremos por concentrar la irradiancia normal en posiciones que difieren 90° entre sí. Al primero se le asigna el nombre de irradiancia inferior, que de acuerdo con la figura 2.14 abarca los nodos del 7 al 21; mientras que al segundo se le llama de irradiancia lateral, abarcando los nodos del 1 al 14. Estos mismos casos son estudiados por Zarza (2003), pero para condiciones de operación con presión mayor a 30 bares y mayor flujo másico.

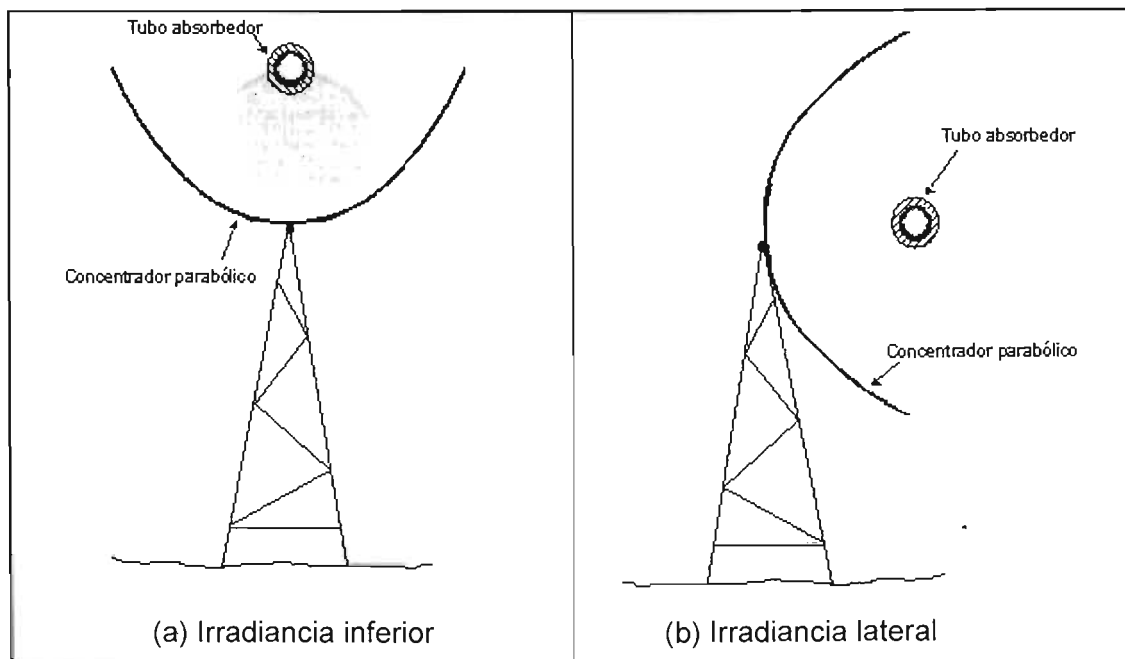


Figura 3.7. Esquemas de las posiciones estudiadas de un CCP con flujo anular (Zarza, 2003).

Cabe mencionar que los módulos de concentradores de canal parabólico de la Planta Solar del Instituto de Ingeniería, UNAM, están orientados en un eje este-oeste, mientras que los colectores DISS de la Plataforma Solar de Almería tienen una orientación norte-sur. Esta característica provoca algunas diferencias en la cantidad de radiación solar que puede llegar a aprovecharse a lo largo del año.

La gráfica de la figura 3.8 muestra el resultado de la distribución de temperaturas calculado para las condiciones antes descritas, en ella se puede apreciar un diferencial de casi 6 °C entre la parte que recibe la irradiancia normal concentrada y la que está expuesta a la irradiancia normal sin concentrar. Como la condición de irradiancia normal directa se está tomando constante a 800 W/m² (ver sección 3.2.1), si se varía su valor la diferencia de temperaturas varía proporcionalmente, es decir que si aumenta la irradiancia entonces el diferencial térmico aumenta y viceversa. Con el programa de simulación desarrollado se pueden plantear diferentes valores de esta propiedad para simular el comportamiento de la distribución de temperaturas en el tubo absorbedor.

En figura 3.9 se puede observar la gráfica que muestra el perfil de temperaturas en la superficie interna del tubo absorbedor, cuyos valores son menores que los de la superficie externa lo que permite el flujo de calor hacia el interior; incluso en la parte superior del tubo, donde se puede observar una ligera disminución de la temperatura debida a la no incidencia de radiación solar en el centro del canal parabólico provocada por el soporte de metal que por ella pasa, así como por el mismo tubo absorbedor.

Cabe mencionar que es posible que el perfil de temperaturas presentado se quede un poco corto en cuanto al valor del diferencial de temperatura que se obtiene, sin embargo la tendencia es la adecuada ya que se presenta el mismo comportamiento de las mediciones reportadas por Zarza (2003) y Goebel (1997). Pero en este caso las condiciones de operación involucra parámetros más pequeños, por ejemplo menor flujo de alimentación, y dimensiones de la infraestructura menores, por ejemplo el diámetro del tubo absorbedor.

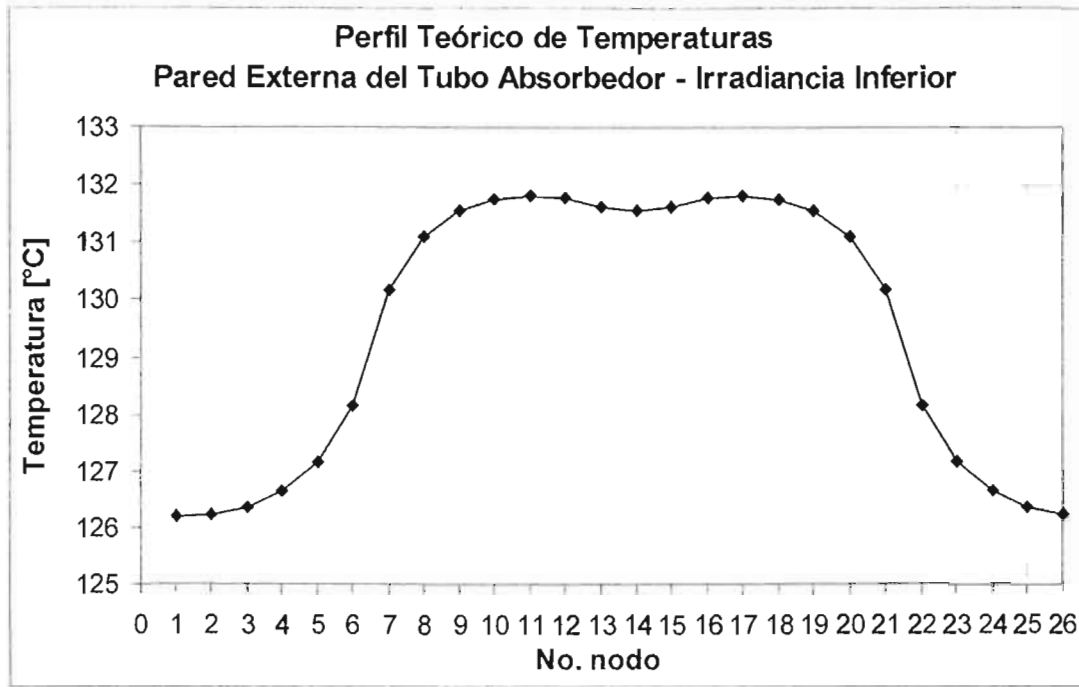


Figura 3.8. Gráfica de la distribución externa de temperaturas con radiación por abajo.

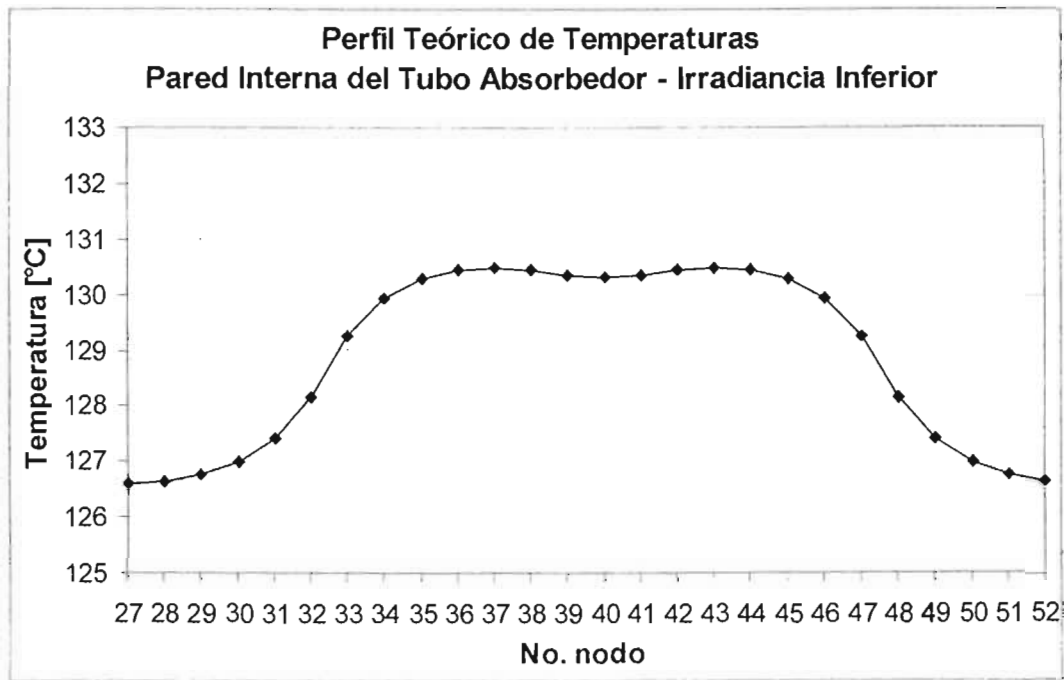


Figura 3.9. Gráfica de la distribución interna de temperaturas con radiación por abajo.

Cuando el colector de canal parabólico se encuentra en una posición baja, es decir en el amanecer o en el ocaso de una operación regular, la irradiación solar normal concentrada se enfoca hacia la parte lateral del tubo absorbedor (figura 3.7b), por lo que para un flujo bifásico con patrón anular el perfil de temperaturas cambia y el diferencial máximo que se calcula para la parte externa del tubo es de aproximadamente 6 °C, además se observa que el punto con valor máximo está en el nodo 5, cuya posición no es exactamente el centro del semicírculo de la zona irradiada, es decir que tiende a deformarse hacia el nodo 1, donde el espesor de película líquida es mínimo.

En la gráfica de la figura 3.10 se muestra la distribución de temperaturas externa obtenida para las condiciones descritas en la sección 3.2.1 pero con irradiación concentrada en la parte lateral del tubo absorbedor. Mientras que en la figura 3.11 se muestra la distribución de temperaturas en la superficie interna del tubo, cuyo diferencial disminuye a 4 °C. En esta posición es muy importante vigilar la posible transición hacia un patrón de flujo del tipo anular abierto, para evitar un diferencial de temperaturas mucho mayor.

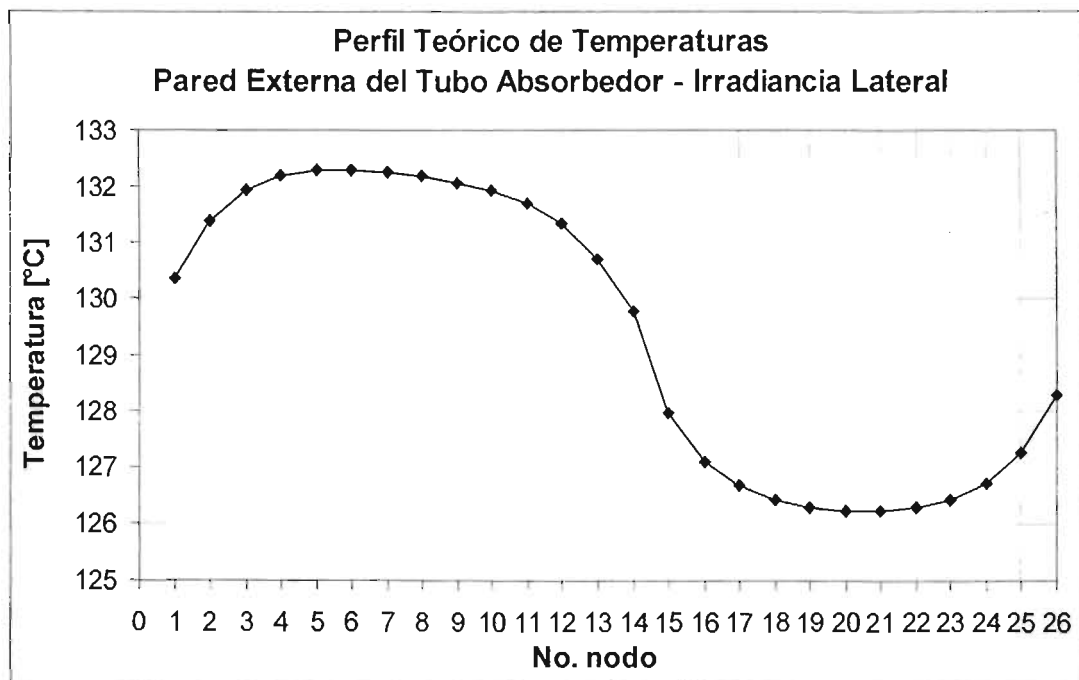


Figura 3.10. Gráfica de la distribución externa de temperaturas con radiación lateral.

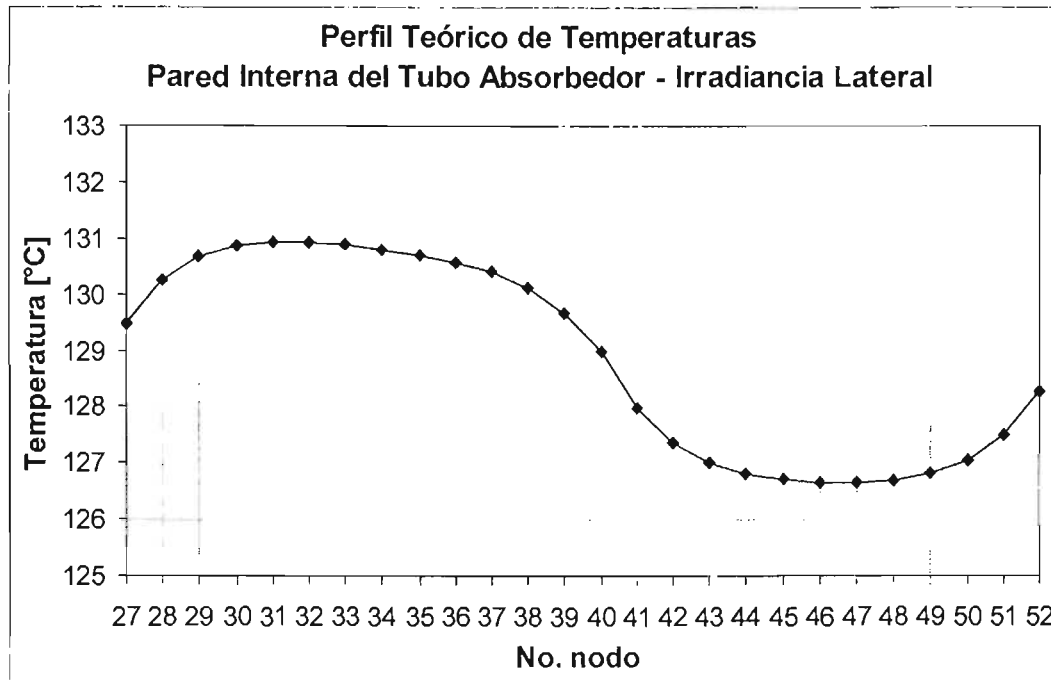


Figura 3.11. Gráfica de la distribución interna de temperaturas con radiación lateral.

3.3.2 *Modelo ampliado*

Todo el análisis planteado en el capítulo 2 de este trabajo, así como los resultados expuestos en las secciones anteriores de este capítulo, pueden ampliarse para contemplar un modelo más complejo que simule condiciones de sales incrustadas en la superficie interna del tubo absorbedor. Esto lleva a plantear la existencia de una capa que podría ser de sílice, como recubrimiento interno del tubo absorbedor, de espesor homogéneo equivalente a la mitad del diámetro del tubo y con una rugosidad ligeramente superior. Esto con el objeto de aplicar el método numérico de diferencias finitas para llegar a obtener la distribución de temperaturas en las superficies del tubo absorbedor de manera rápida y con valores aceptables ya que se parte de condiciones simplificadas de operación.

La figura 3.12 muestra la nueva red nodal con la que podría desarrollarse el modelo matemático, de forma que el resultado de la distribución de temperaturas en todo el sistema sólido tendría mayor detalle por trabajar con un Δr más pequeño equivalente a la mitad del espesor de la pared del tubo. En este caso el programa de cómputo a utilizar sería uno más especializado que permita manejar una matriz de tamaño 104×104 (ecuaciones-incógnitas), éste puede ser Mathlab^{MR}, Maple^{MR} o Mathematica^{MR}, cuya programación se hace de manera sencilla pero teniendo cuidado de plantear bien la matriz de coeficientes.

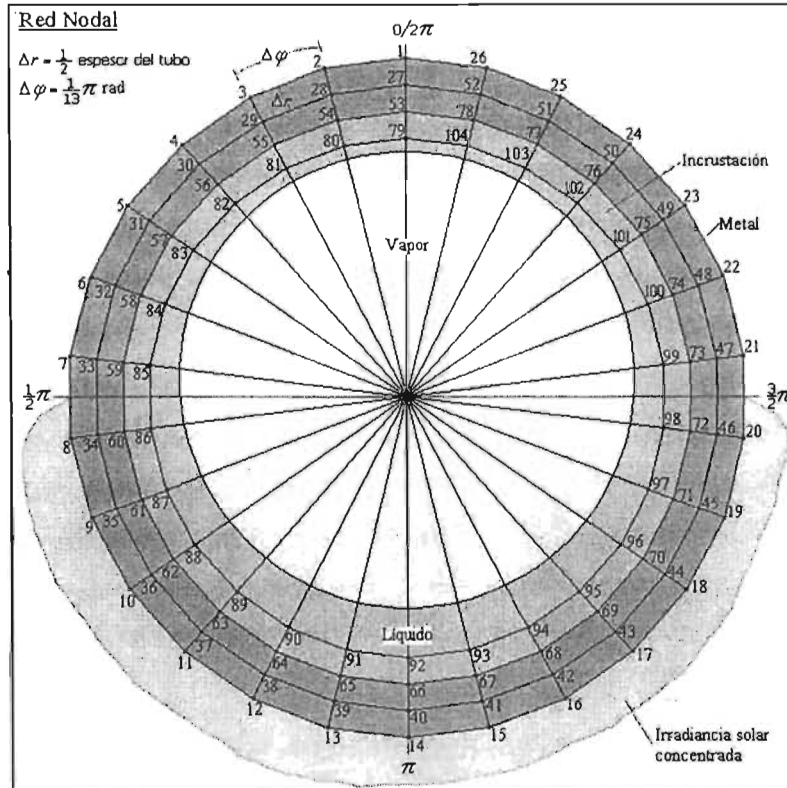


Figura 3.12: Esquema de una red nodal que contempla incrustación en el tubo.

3.4 Distribución externa de temperaturas – resultados experimentales

Después de rehabilitar la Planta Solar del Instituto de Ingeniería, UNAM, en toda su infraestructura lo que incluyó la instalación de casi 80 m² de espejos de aluminio de la marca 3M, más lo descrito en la sección 2.1.1, así como la calibración y pruebas de los instrumentos de medición en colaboración con la coordinación de Instrumentación de dicho Instituto, se pudieron llevar a cabo las mediciones de la distribución de temperaturas alrededor del tubo absorbedor en la zona con irradiación concentrada y en la sección inmediatamente al lado de ella, que están en la parte final del octavo módulo de concentradores de canal parabólico. Ambas con un patrón de flujo bifásico anular comprobado visualmente con las mirillas de flujo instaladas después de los sensores de temperatura del tipo RTD (Pt-100).

Las pruebas experimentales se llevaron a cabo de noviembre de 2003 a febrero de 2004, tomando como variable de control el flujo de alimentación, que se fijó en valores de 4, 8 y 12 litros por minuto que corresponden a aproximadamente 0.06, 0.12 y 0.19 kg/s respectivamente. La conversión a unidades de masa se da a una temperatura de 92.5 °C, que es la temperatura de ebullición del agua a la presión atmosférica de la Ciudad de México (0.77 bar) y a la cual se da la alimentación desde el tanque condensador que está a la misma presión. Durante el recorrido de casi 40 m del líquido subenfriado por un tubo aislado térmicamente con fibra de vidrio, hasta

alcanzar el primer módulo de colectores, la temperatura del líquido de alimentación disminuye aproximadamente 4 °C.

Los valores del flujo de alimentación se escogieron por el área física disponible de espejos, parámetro que está directamente relacionado con la fracción de vapor que se obtiene de acuerdo con la eficiencia térmica del campo solar. Sin embargo, no es posible mantener completamente constante el flujo volumétrico alimentado ya que pequeñas variaciones en la irradiancia normal directa pueden provocar oscilaciones del sistema completo.

3.4.1 Resultados de las variables de proceso

En este trabajo se identifica a cada prueba experimental con el nombre de 4 LPM, 8LPM y 12 LPM, por ser el planteamiento teórico de la variable de control, sin embargo si calculamos el promedio del flujo alimentado durante una prueba experimental y con respecto al valor teórico se obtiene un error relativo, donde las fluctuaciones pueden llegar a ser de aproximadamente 8%, 5% y 2% respectivamente. Esta variación se pone de manifiesto en la gráfica de la figura 3.13.

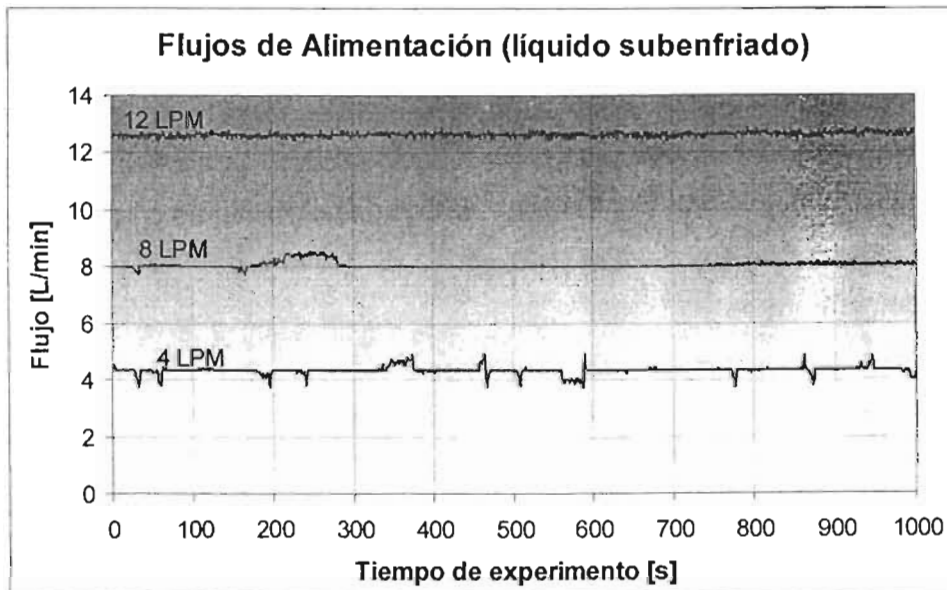


Figura 3.13. Comportamiento de la alimentación de tres corridas experimentales típicas.

Los datos experimentales expuestos en la figura 3.13 son valores típicos que representan a muchas otras pruebas donde la tendencia observada es la misma, de tal manera que las fluctuaciones se hacen más predecibles con los flujos de 8 y 12 LPM, mientras que para 4LPM las oscilaciones se observan más acentuadas. Para poder comparar mejor la diferencia entre los diferentes flujos de alimentación en las figuras 3.14 y 3.15 se muestra el comportamiento que tuvieron la presión y temperatura durante las corridas experimentales de ejemplo.

Cabe mencionar que las gráficas de propiedades (P, T, Q, etc) de las pruebas experimentales que en este trabajo se muestran de ejemplo, corresponden a segmentos del tiempo total de cada prueba, esto se hace con el fin de mostrar detalles en el patrón de comportamiento según el flujo de alimentación al circuito de GDV, adicionando una explicación del por qué de dicho comportamiento, que como ya se mencionó influye de manera significativa la antigüedad de los soportes parabólicos de fibra de vidrio.

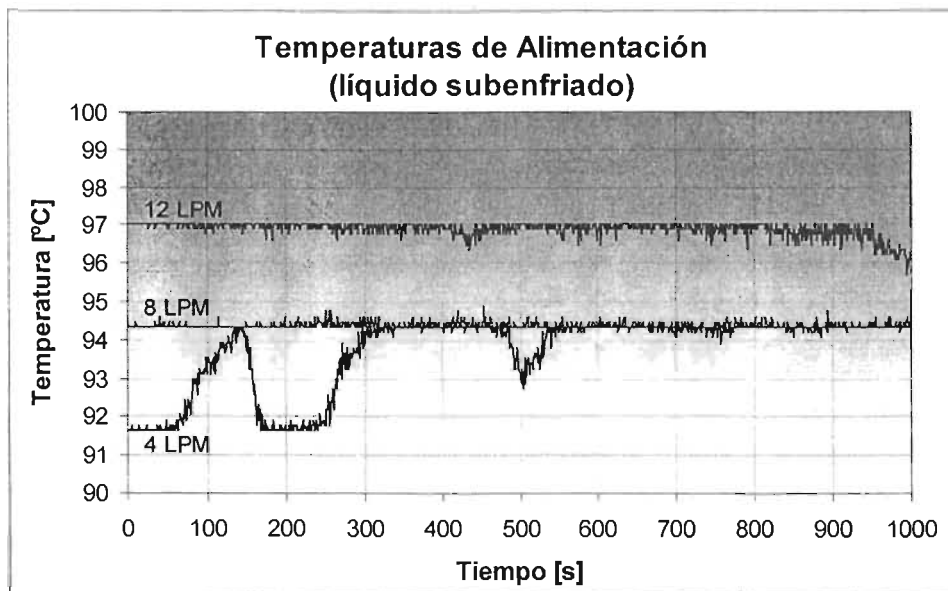


Figura 3.14. Comportamiento de la temperatura de alimentación de tres corridas experimentales

En cuanto a la temperatura de alimentación se puede observar que la prueba experimental 4LPM es relativamente inestable, es decir tiene fluctuaciones muy marcadas al inicio debidas a la adición de agua a temperatura ambiente al tanque condensador, que debieron realizarse para mantener un nivel mínimo en él con el fin de proporcionar la presión hidrostática suficiente en la entrada de la bomba de turbina para que ésta funcione adecuadamente.

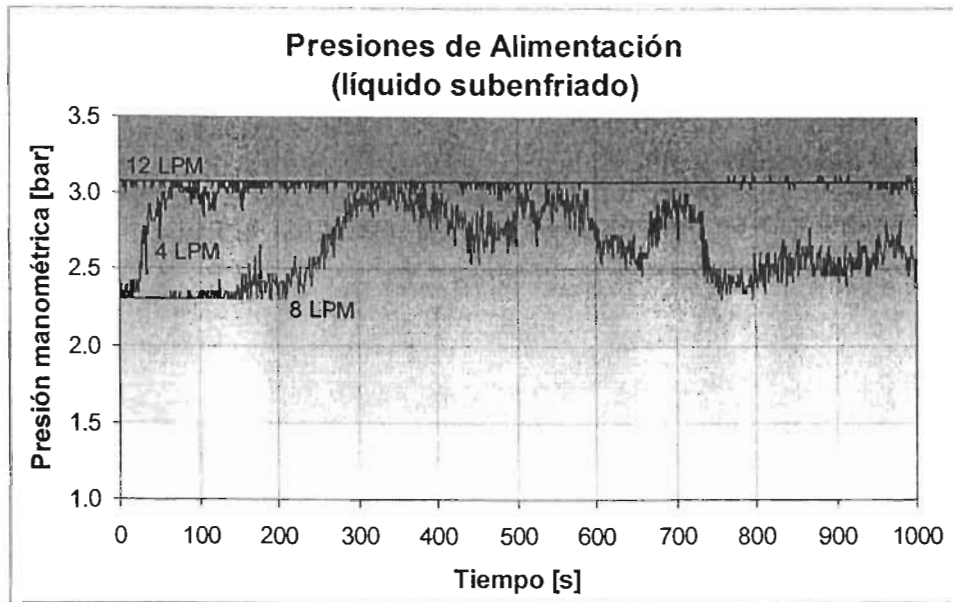


Figura 3.15. Comportamiento de la presión de alimentación de tres corridas experimentales.

En cuanto a la presión de alimentación se observa que la fluctuación mayor se presenta en la corrida 8LPM, mientras que las otras dos se mantienen con una oscilación mínima. Sólo en la corrida 4LPM se observa fluctuación en los primeros 100 segundos mostrados en la gráfica de la figura 3.15. Tales inestabilidades se deben principalmente a variaciones en la cantidad de calor que se transmite al fluido de trabajo durante la GDV, por variaciones en la irradiancia directa normal solar que se dan a lo largo del día. Lo que repercute directamente en la cantidad de vapor producido y por consecuencia en la presión que éste genera, situación que se discute en la sección 3.6 de este capítulo.

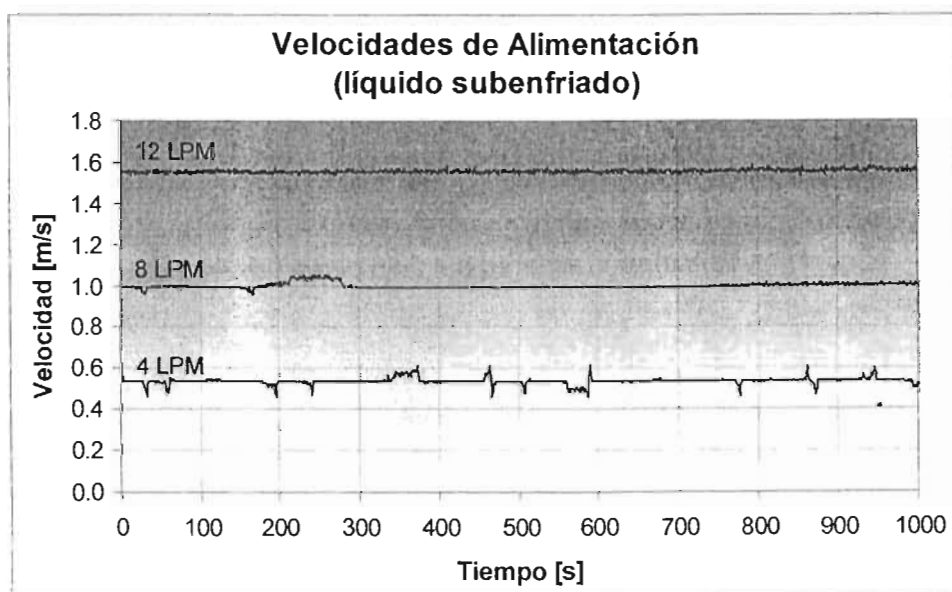


Figura 3.16. Comportamiento de la velocidad de alimentación para tres corridas experimentales.

Como es obvio, la velocidad del fluido en la alimentación es múltiplo escalar del flujo volumétrico proporcionado por la bomba de turbina, ya que se obtiene cuando este último (en m^3/s) se multiplica por el recíproco del área transversal (en m^2). El resultado para las corridas experimentales de ejemplo se puede observar en la gráfica de la figura 3.16, en ella se ven las mismas fluctuaciones que en la gráfica de la figura 3.13.

Una vez que se han descrito las propiedades a la entrada del campo solar se procede a describir el comportamiento de las propiedades a la salida, así como la distribución de temperaturas en un segmento de la superficie externa del tubo absorbedor que está al término del octavo módulo de concentradores de canal parabólico.

Para medir el flujo de salida de la mezcla bifásica se tiene instalada una trampa de vapor del tipo de "cazuela invertida" con la que se separan gran parte de las dos fases, obteniéndose de ella la parte líquida, mientras que el vapor pasa directamente al medidor de flujo, cuyos resultados se muestran en la gráfica de la figura 3.17.

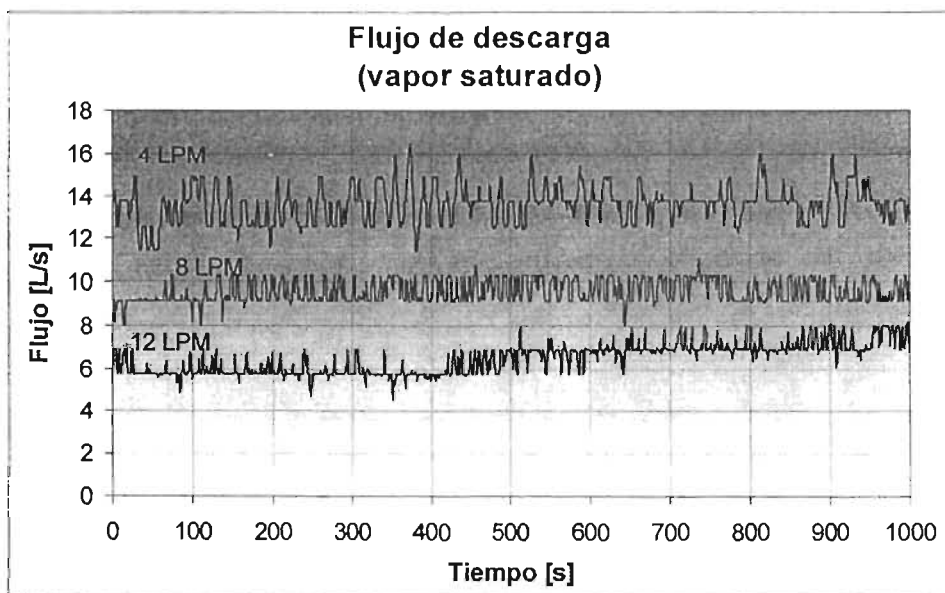


Figura 3.17. Gráfica del comportamiento del flujo de vapor separado del líquido.

Las condiciones de temperatura y presión del vapor obtenido en cada corrida se muestran en las gráficas de las figuras 3.18 y 3.19. Para a la temperatura siempre se observaron pequeñas fluctuaciones menores al 5% con respecto al valor medio de toda la corrida experimental. La principal causa de este comportamiento se debe a los cambios que la irradiancia normal directa tiene a lo largo del día cuyas causas son principalmente nubosidades ligeras por partículas

suspendidas o alta humedad. No puede ser el paso de una nube, ya que esto se considera como un transitorio por el cambio tan súbito que provoca en el sistema completo.

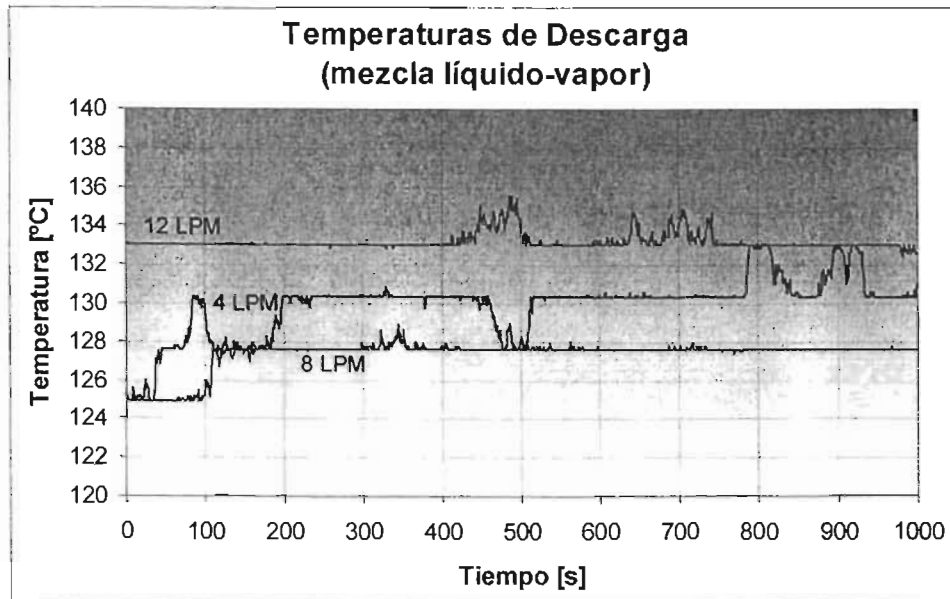


Figura 3.18. Gráfica de temperatura para cada corrida experimental de ejemplo.

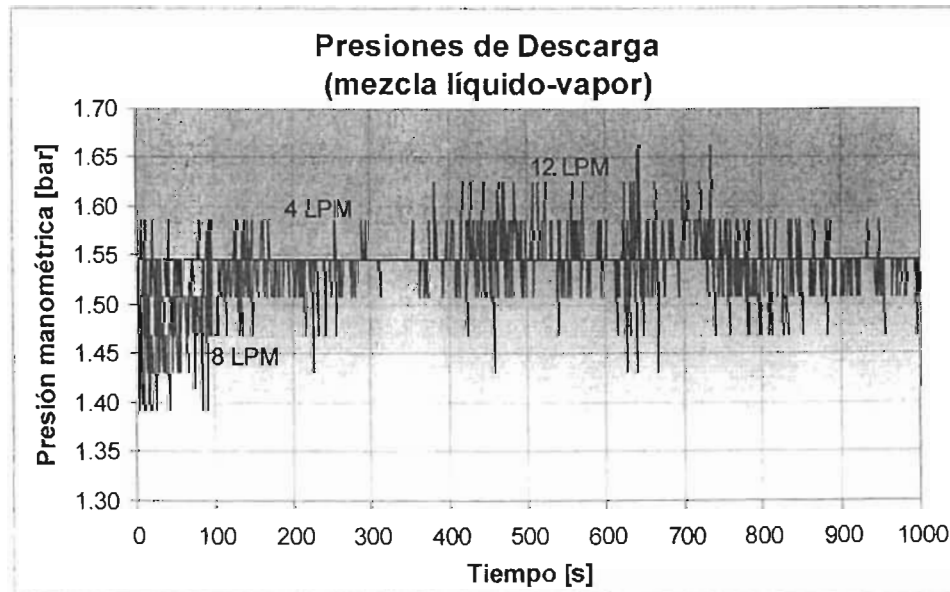


Figura 3.19. Gráfica de presión para cada corrida experimental de ejemplo.

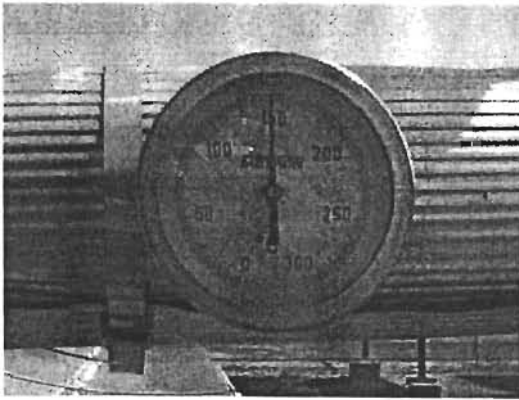
En la gráfica de presión (figura 3.19) se observa que los valores de las tres corridas tienden a 1.55 bar manométricos con varias oscilaciones, las cuales se deben a la turbulencia que se presenta en el fluido bifásico después de dar una vuelta de 90° hacia la sección de tubería donde están

instalados los detectores de presión y temperatura. Si tomamos como presión atmosférica normal en la Planta Solar del Instituto de Ingeniería, UNAM igual a 0.77 bar, esto de acuerdo a los datos reportados por la estación meteorológica del Colegio de Ciencias y Humanidades Sur (CCH); entonces podemos calcular la presión absoluta al sumarle este dato a las mediciones reportadas en cada corrida experimental. De esta forma la presión absoluta a la que tienden los valores de la gráfica de presión es de 2.32 bar, por lo que la temperatura de saturación que le corresponde asciende a 125 °C aproximadamente, dato que se obtiene al utilizar el modelo de propiedades para agua y vapor planteado por Wangner y Kruse (1998).

De acuerdo con el planteamiento anterior las condiciones de temperatura reportadas para las corridas experimentales de 8 y 12 LPM están por arriba de la temperatura de saturación en 5 y 8 °C respectivamente de acuerdo a la presión de saturación que hay en el punto de medición, lo que indicaría la presencia de vapor sobrecalentado.

Esta situación se explica cuando observamos la configuración física del sistema, ya que al final del último tubo absorbedor la corriente de fluido bifásico con patrón anular pasa por una primer mirilla de flujo, luego se desvía por un codo de 90° hacia una manguera en forma de "S", que sirve para absorber el movimiento del concentrador y las dilataciones del metal por temperatura, después hay una conexión giratoria de 90° seguida de un tramo recto que es donde está la segunda mirilla de flujo, cuya salida recta se conecta a otro codo de 90°, e inmediatamente después de él están instalados los detectores de presión y temperatura (figuras 3.20 a y b). Todas estas vueltas antes de llegar a los detectores tienen una longitud equivalente de 2.6 m, es decir equivalen a un tramo recto de tubería con esa longitud, más los tramos rectos reales, lo que provoca cierta caída de presión. De acuerdo con lo que se observa en las mirillas de flujo, el patrón de flujo anular se conserva después de todas las vueltas, por lo que el vapor que va en el interior del anulo no ha disminuido su temperatura.

Como la presión disminuye ligeramente y la temperatura se mantiene casi constante sólo en el vapor, debido a que el líquido se evapora con mayor rapidez por la disminución de presión manteniendo la temperatura de saturación correspondiente, los instrumentos registran la presión y la temperatura del vapor en ese punto, que para entonces ha sufrido un ligero sobrecalentamiento con respecto a las condiciones de saturación.



a) Termómetro de carátula



b) Manómetro

3.20. Fotografías de los instrumentos de medición montados en el proceso de GDV.

En el caso de la corrida experimental de 4LPM no se registra un sobrecalentamiento tan marcado, ya que la película de líquido que forma el anulo es muy delgada, de modo que al caer la presión por todas las vueltas dadas la proporción de masa líquida evaporada es mayor y su temperatura menor que la del vapor que se generó en el concentrador, de modo que éste tiende a ceder calor al vapor recién generando provocando así una ligera disminución de su temperatura hasta llegar muy cerca de las condiciones de saturación en ese punto.

Los flujos de vapor obtenidos son congruentes con cada flujo alimentado, ya que la irradiancia normal directa recibida durante las pruebas experimentales tuvo como mínimo 735 W/m^2 y máximo de 882 W/m^2 , lo que implica una variación del 20% con respecto al valor mínimo, el cual se dio para la prueba de 12LPM.

La proporción de vapor obtenida tanto en fracción masa como en volumen se pudo calcular a partir de los datos experimentales de flujo de vapor medidos. Para cada punto se determinó cada una de las calidades del vapor lo que se muestra en la gráfica de la figura 3.21. Posteriormente, se promediaron los resultados para cada corrida experimental, obteniéndose valores fijos de calidad másica y volumétrica de la corriente de vapor (figura 3.22).

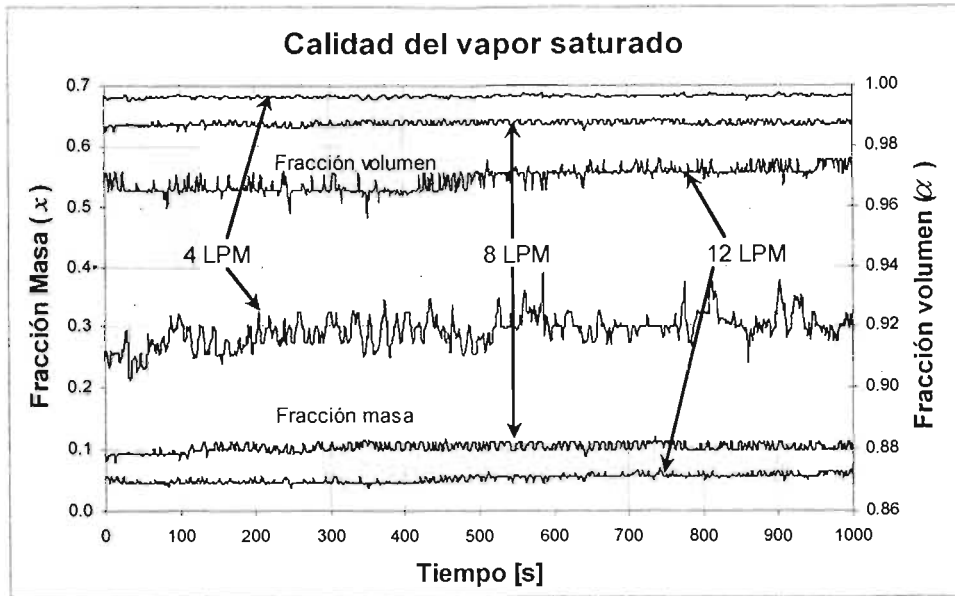


Figura 3.21. Datos de calidad del vapor para las corridas de ejemplo.

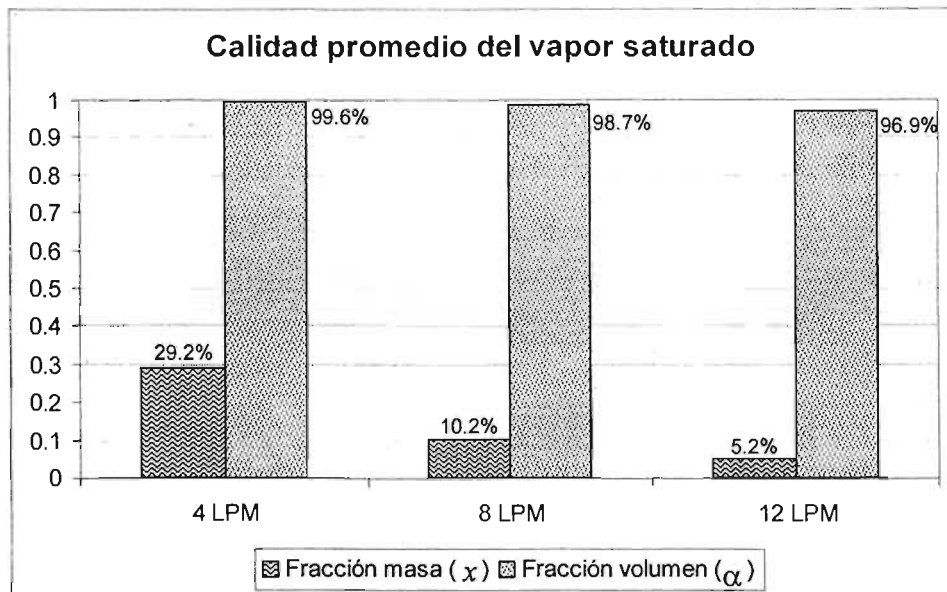


Figura 3.22. Valor promedio de calidad del vapor de las corridas de ejemplo.

En cuanto al flujo de líquido que se obtenía en la salida de la trampa de vapor, no fue posible cuantificar su valor de forma exacta, ya que no se contaba con un instrumento adecuado para ello, sin embargo, por una medición parcial mediante una probeta graduada para un determinado tiempo se podían tener valores aproximados del flujo recirculado en forma líquida. Es por eso que todo el análisis se hace a partir de un balance de materia entre el flujo alimentado y el flujo de vapor que se obtiene a condiciones de saturación.

Como resultado de la medición del flujo de la fase líquida separada del vapor, se determinó que dicha separación no se llevaba a cabo al cien por ciento, ya que los valores obtenidos con el método de la probeta no corresponden con los obtenidos a través del balance de materia hecho en el circuito de agua, el cual no presentaba ningún tipo de fuga. Por esta razón, los valores de estas mediciones no fueron tomados en cuenta y el análisis se hizo con los calculados por el balance de materia.

En cuanto a las velocidades que corresponden a los efluentes de líquido y vapor, los valores obtenidos muestran oscilaciones incluidas en un intervalo fijo. Por ejemplo, para el flujo de alimentación de 4LPM las variaciones en la velocidad del vapor son de ± 4.6 m/s con respecto a un valor promedio, para el flujo de 8LPM los valores cambian ± 2.8 m/s y para 12LPM el cambio es de ± 3.3 m/s. Estos datos nos denotan la estabilidad de la corrida en cuanto al flujo de alimentación, sin embargo como lo muestra la gráfica 3.15 de la presión hidroestática del sistema, la velocidad es independiente de ella. Se esperaría que entre más pequeña sea la velocidad, la magnitud del cambio sería menor, sin embargo las inestabilidades debidas a las oscilaciones en la presión del sistema provocan que la tendencia esperada no se cumpla. Por lo que se puede concluir que para evitar este tipo de oscilación se requiere de un tanque de separación que sirva como amortiguador de las fluctuaciones en el flujo másico y homogenice las condiciones de transporte del vapor. Los datos experimentales de las corridas de ejemplo se muestran en la gráfica de la figura 3.23.

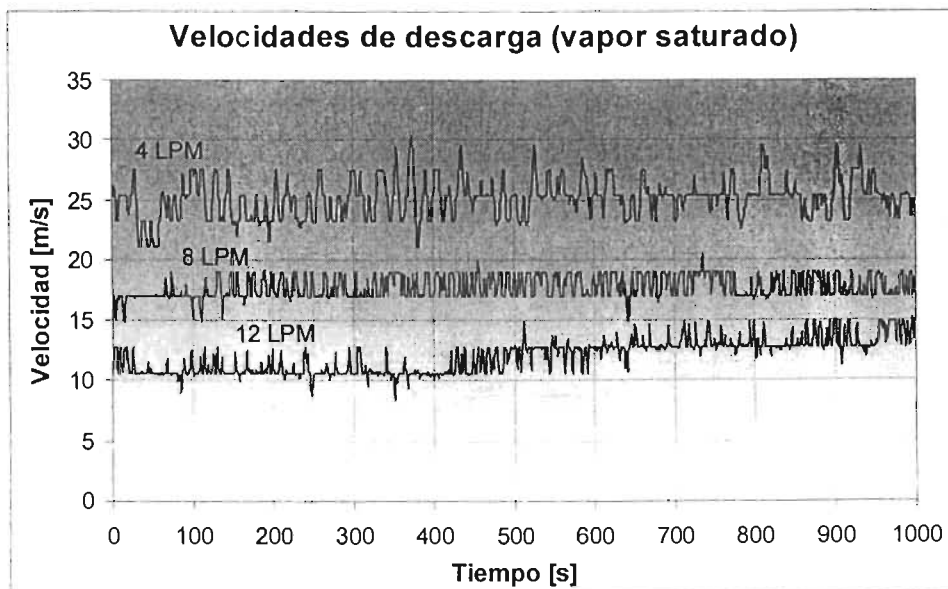


Figura 3.23. Datos experimentales de la velocidad del vapor saturado de ejemplo.

Sobre la velocidad del líquido saturado que coexiste con el vapor antes descrito, se muestran los datos experimentales en la gráfica de la figura 3.24. En ella se observa un comportamiento más homogéneo, cuyo valor es proporcional al flujo másico alimentado.

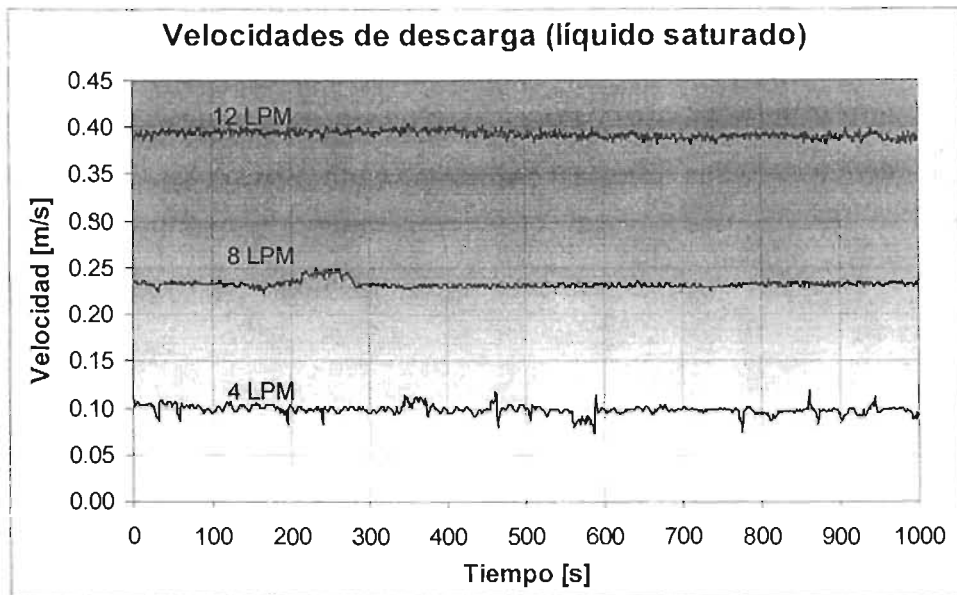


Figura 3.24. Datos experimentales de la velocidad del líquido saturado de ejemplo.

Cabe mencionar que el promedio de los datos de velocidad de la fase líquida calculado a partir de datos experimentales, son ligeramente superiores a la velocidad de la alimentación. Esta observación es una inacción de la congruencia de los datos, ya que no se esperaría un aumento en velocidad muy superior a lo alimentado.

Con base en lo planteado es posible determinar una relación de velocidades entre las fases de la mezcla, usando los promedios de los datos de cada corrida experimental y llevando a cabo una regresión polinomial de segundo grado, cuyo resultado es la ecuación 3.13, en la que se expresa a la velocidad del líquido (u_l , en m/s) como función de la velocidad del vapor (u_g , en m/s).

$$u_l = 6.563 \times 10^{-4} \cdot u_g^2 - 0.04372 \cdot u_g + 0.8169 \quad (3.13)$$

La gráfica de la figura 3.25 muestra los datos experimentales en los que se observa un comportamiento inverso, es decir, si el flujo de alimentación aumenta la velocidad del vapor disminuye ya que para las condiciones de irradiancia y área de captación fijas, la cantidad de calor que se suministra es prácticamente constante, por lo que la cantidad de vapor también pero el área por donde circula no.

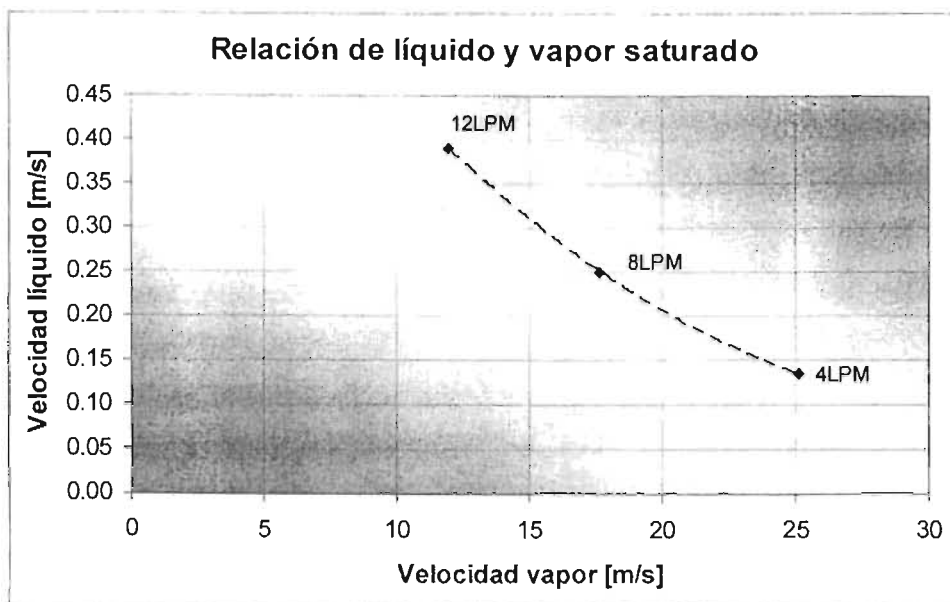


Figura 3.25. Velocidades de cada fase alcanzadas durante las corridas experimentales.

La aplicación de esta ecuación se restringe a las condiciones evaluadas en este trabajo, que corresponden a diámetros y flujos pequeños, sin embargo es útil para instalaciones experimentales como la Planta Solar del Instituto de Ingeniería, UNAM.

3.4.2 Resultados de la distribución de temperatura en el tubo absorbedor

Como ya se mencionó en la parte 2.1.1, las mediciones de temperatura en la superficie externa del tubo absorbedor se llevaron a cabo con los dispositivos llamados RTD (*Resistance Temperature Detector*) distribuidos radialmente alrededor del tubo absorbedor con abrazaderas especiales (figura 2.8). Dado que se contaba con ocho detectores de este tipo la separación angular entre ellos se estableció en $1/4\pi$ radianes (45°) y longitudinalmente la separación fue según el ancho de cada abrazadera, de modo que la distancia entre centros fue de aproximadamente dos centímetros. Durante las corridas experimentales se llevaron dos tipos de mediciones, una con irradiancia directa normal solar sin concentrar y otra con irradiancia concentrada, pero ambas con flujo bifásico con patrón anular garantizado. En ambos la adquisición de datos se programó cada 5 segundos. La descripción de estos parámetros se da al final de la sección 3.2.1.

Para el caso del tubo expuesto al haz concentrado de irradiancia solar, se tomó una muestra de datos equivalente a la cantidad de la que contiene los datos del proceso. Es decir, un lapso que corresponde al tiempo durante el cual se llevó a cabo cada prueba experimental. Al promediar los valores registrados por cada RTD, es posible plantear una distribución de temperaturas que corresponde a la sección transversal de ensayo sobre la que están montados los sensores de

temperatura alrededor del tubo absorbedor, y cuyos resultados se muestra en la gráfica de la figura 3.26.

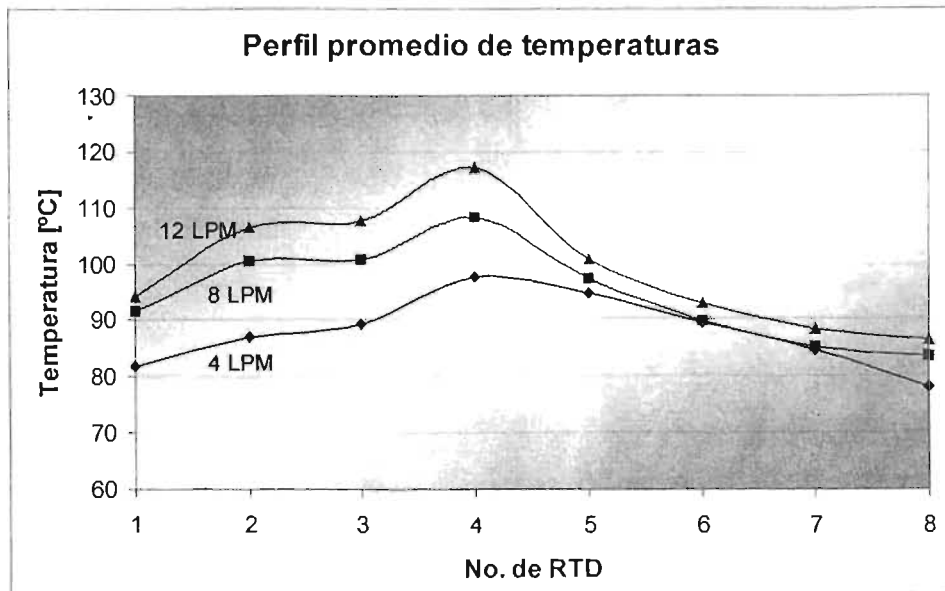


Figura 3.26. Gráfica de la distribución experimental de temperaturas alrededor del tubo absorbedor.

De acuerdo con el resultado de la gráfica 3.26, se podría pensar que el aumento del diferencial de temperatura en la pared del tubo absorbedor está en proporción inversa con el aumento del flujo de alimentación, considerando constante al flujo de calor por irradiación directa normal solar para todas las corridas experimentales de ejemplo. Esto significaría que el coeficiente superficial convectivo de transferencia de calor del fluido con patrón anular disminuye si el espesor de película líquida también lo hace, situación que está de acuerdo con lo propuesto por Kattan, *et al.* (1998). Sin embargo, hay que tomar en cuenta que las condiciones de saturación (P y T) se modifican para cada corrida, ya que para un mismo diámetro si se aumenta el flujo másico aumenta la presión del sistema, por lo que esta afirmación no es del todo correcta.

Como se mostró en la figura 3.5, sólo la parte del coeficiente convectivo superficial de transferencia de calor que tiene que ver con la ebullición nucleada cumple con lo descrito en el párrafo anterior, mientras que el efecto global en el que además se toma en cuenta a la convección forzada tiene un comportamiento directo, es decir, el valor de dicho coeficiente aumenta conforme lo hace el espesor de película líquida que está en contacto con la superficie interna del tubo absorbedor.

Entonces ¿cómo es que los resultados experimentales confirman la primera versión? Esto se puede explicar considerando el suministro de calor que se está dando por radiación solar en la

mitad del tubo absorbedor, que corresponde a los nodos del 2 al 5, mientras que el 1 y 6 están en una zona de transición y el resto no reciben radiación concentrada. Esto se puede comparar con resultados de mediciones de temperatura hechas en una zona del tubo absorbedor que está junto a la zona irradiada; de forma que se puede representar gráficamente que la distribución de temperaturas en este caso, forma una curva con concavidad hacia abajo (figura 3.27).

De esta forma se demuestra que el coeficiente en estudio no varía de forma inversa con respecto al espesor de película, además de que depende de las condiciones de saturación del fluido que correspondan a la presión de trabajo en ese punto. Sólo en el caso de que existiera flujo bifásico con patrón anular abierto, entonces dicho coeficiente tendría un comportamiento parecido al del flujo bifásico con patrón estratificado.

El valor extremo local máximo de diferencial de temperatura (41 K) se presentó únicamente al inicio de lo que se consideró condiciones normales de trabajo del proceso de generación directa de vapor, manteniéndose durante algunos minutos sin ningún tipo de consecuencia desfavorable a la integridad de la infraestructura. Posteriormente disminuyó hasta alcanzar el valor mínimo de 23 K.

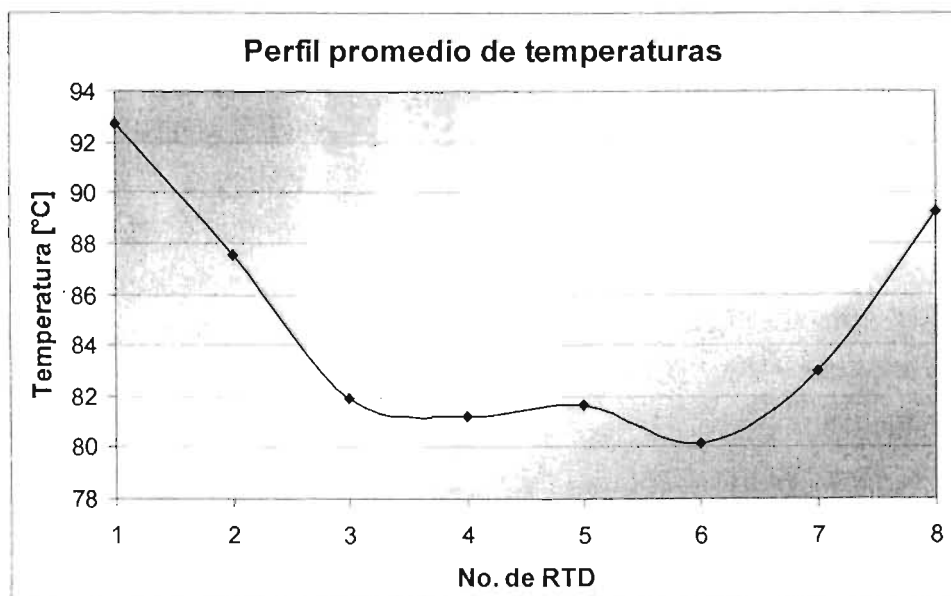


Figura 3.27. Ejemplo para 8LPM del 8/enero/2004 con irradiancia directa².

Como se puede observar en la figura 3.27, el valor mínimo de temperatura es de aproximadamente 80 °C, que se registra en el sensor número 6 colocado en la parte inferior del tubo absorbedor, mientras que el valor máximo se da en los RTD ubicados en la parte superior, que está en acuerdo con el valor mínimo para el mismo flujo mostrado en la figura 3.26.

² La irradiancia directa sin concentrar se refiere a lo explicado al final de la sección 3.2.1.

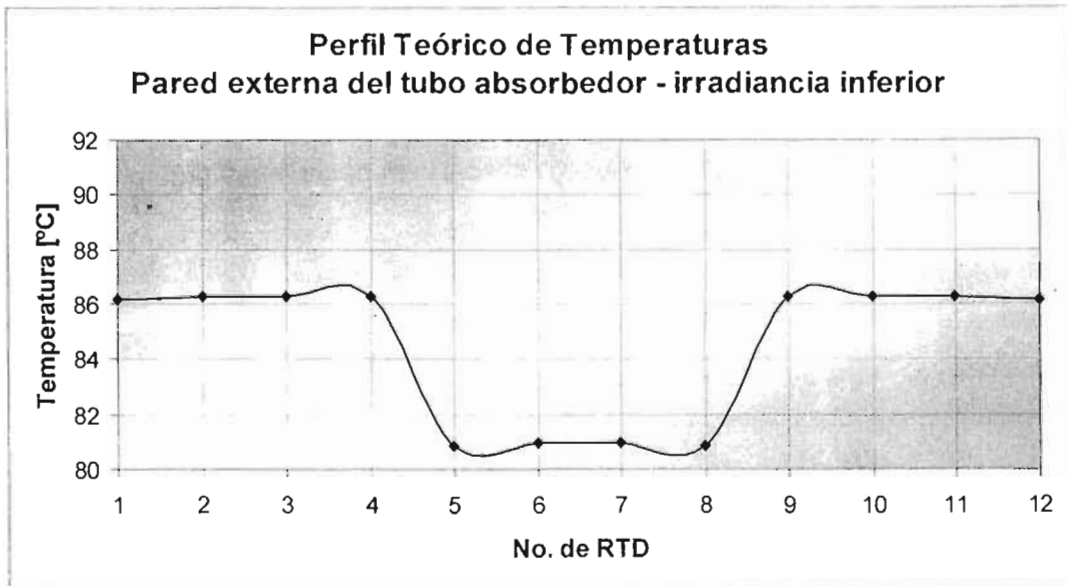


Figura 3.28. Ejemplo de cálculo teórico para perfil de temperaturas con irradiancia directa[†].

En la gráfica de la figura 3.28 se muestra el perfil teórico de temperaturas si la irradiancia concentrada incide por la parte inferior del tubo absorbedor. El patrón que presenta es simétrico, por lo que para el trazo de la curva ajustada se presenta un ligero crecimiento que cumple con las condiciones del modelo matemático.

Este caso está de acuerdo con lo planteado por Hahne, *et al.* (1997), donde establece que el coeficiente convectivo superficial de transferencia de calor se incrementa si el espesor de la película de líquido disminuye, lo que se confirma con las mediciones de temperatura hechas para un flujo de 12LPM y para 4LPM. Sin embargo, esto se ve afectado por la cantidad de irradiancia directa concentrada que hay en el tubo en el momento de la medición.

3.5 Comparación de resultados

En la tabla 3.3 se muestran los valores de la temperatura, como resultado del promedio de mediciones experimentales en los días 24 y 26 de febrero del 2004 así como el resultado de la aplicación del modelo de transferencia de calor resuelto con el método numérico de diferencias finitas. El caso A incluye un valor constante del coeficiente convectivo de transferencia de calor para el flujo bifásico anular, el caso B incluye un valor como función del espesor de película. En cuanto al error relativo, se plantea con respecto al resultado experimental, ya que se trata de ajustar el modelo teórico a las mediciones hechas.

Tabla 3.3. Comparación de valores de temperatura distribuidos alrededor de la superficie externa del tubo absorbedor.

# Nodo	# RTD	Ángulo ϕ [rad]	Temperatura [°C]			Error Relativo	
			Experimental	Teórica A	Teórica B	A	B
1	1	0.00	91.7	102.8	96.5	10.8%	5.0%
4	2	0.79	100.6	102.9	103.9	2.2%	3.2%
7	3	1.57	100.8	104.7	107.7	3.8%	6.4%
11	4	2.36	108.1	105.5	103.0	2.4%	4.9%
14	5	3.14	97.4	105.5	96.4	7.7%	1.0%
17	6	3.93	89.8	105.5	90.2	14.9%	0.5%
21	7	4.71	85.1	104.7	86.3	18.7%	1.4%
24	8	5.50	83.6	102.9	88.3	18.7%	5.3%

En la gráfica de la figura 3.29 se muestra la comparación puntual del valor registrado de temperatura con el calculado por el método de diferencias finitas según el nodo en el que está colocado cada RTD. El valor teórico A, se refiere a mantener el coeficiente convectivo superficial de transferencia de calor con un valor constante, mientras que para el valor teórico B este coeficiente se ha planteado como una función del espesor de película (sección 3.2.1).

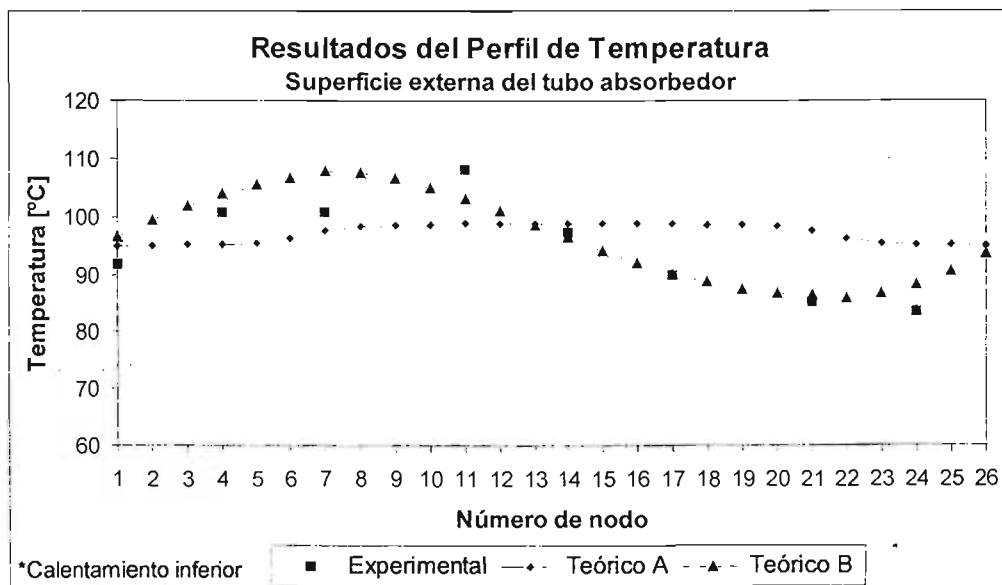


Figura 3.29 Gráfica de comparación entre valores teóricos y experimentales

Es importante destacar que para los valores del caso A, el error máximo es de 18.7 % y el mínimo de 2.2%; mientras que para el caso B el máximo error fue de 5.3 % y un mínimo de 0.5%, lo que demuestra una mejor adaptación a las mediciones experimentales. Adicionalmente, se puede observar la afinidad que el comportamiento del caso B tiene con una función sinusoidal, situación que corrobora la posibilidad de planteamiento del modelo teórico resuelto por el método de separación de variables (ecuación 2.21).

Como puede observarse en los valores de error, se tiene un máximo de 18.7% y un mínimo de 2.2%, variación que se puede atribuir, por un lado a errores inherentes a los instrumentos de medición, que incluyen la atenuación del flujo de calor a la resistencia de Platino, los "ruidos" captados en el cable y la rectificación de la señal en la tarjeta de adquisición de datos. Por otro lado está la distribución de las líneas de flujo radiativo sobre la superficie externa del tubo absorbedor que no es homogénea, es decir que por la antigüedad de la estructura de soporte de los espejos es muy probable que el perfil parabólico del canal se haya deformado entre un 0.4 y 1% de la apertura de la parábola (entre 1 y 2.5 cm), lo que lleva al desbordamiento del haz concentrado en los alrededores del tubo; es decir que el haz concentrado de irradiancia no se distribuye homogéneamente en la parte inferior de la superficie externa del tubo absorbedor; muy relacionado con el factor de forma está la adherencia de la película de espejo a la parábola y su permanencia con el perfil adecuado, ya que si salen burbujas entonces el ángulo de error se incrementa contribuyendo así al desbordamiento de irradiancia. Un tercer factor que se debe considerar es la especularidad de los espejos, lo que tiene que ver con la calidad de fabricación de los espejos que repercute directamente en la reflexión del cono de radiación solar. Otro factor que influye para que el error se incremente, es el ensuciamiento de los espejos, ya que por la posición en que cada módulo se acomoda durante la noche el ensuciamiento no es homogéneo, quedando zonas más cargadas de polvo que otras.

Es importante tomar en cuenta que los valores de temperatura que se reportan en la tabla 3.2 y figura 3.29, son el promedio de todos los datos obtenidos durante la prueba experimental de ejemplo, lo cual es un factor que intrínsecamente denota la tendencia de la serie de datos seleccionada.

3.6 Irradiancia solar durante los ensayos

De acuerdo con Zarza (2003), la influencia de la irradiancia solar directa en la distribución de temperaturas sobre la superficie externa del tubo absorbedor debe analizarse teniendo en cuenta un valor equiparable de la irradiancia solar directa (E_{de}), en vez de considerar solamente la irradiancia solar directa (E_d). La irradiancia solar directa equiparable, es un parámetro que hace

equivalentes medidas tomadas en días diferentes ya que toma en cuenta el ensuciamiento del espejo y del envoltente de vidrio de un día para otro, de tal forma que es más exacto comparar un resultado con otro.

El uso de una irradiancia solar directa equiparable hace posible comparar resultados experimentales obtenidos en días en los que el grado de ensuciamiento de los colectores era diferente. En el caso de las corridas experimentales de ejemplo, mostradas en este trabajo no se calcula un valor equiparable por carecer de un reflectómetro especular portátil, con el que sería posible medir la reflectancia especular de los espejos en el momento de la operación continua. En cuanto a los resultados mostrados en este trabajo, cabe mencionar que sólo hay un día de diferencia entre los datos mostrados, por lo que se hace la aproximación de un factor de ensuciamiento constante, es decir que su cambio no es significativo.

La influencia de la irradiancia solar directa en la diferencia máxima circunferencial de temperatura en los tubos absorbedores de la zona de evaporación es cuantitativamente bastante mayor cuando hay estratificación que cuando no la hay. En este trabajo se establece flujo anular, por lo que la superficie interna del tubo está refrigerada todo el tiempo y la única variación es la zona del tubo en el que incide la irradiancia directa concentrada, la cual puede ser lateral o inferior.

En las gráficas de las figuras 3.30 y 3.32 se muestran el comportamiento de la irradiancia solar directa normal que el piranómetro reporta en el momento de la medición a lo largo de los días de ejemplo. En el primero de ellos (24/feb) se puede observar que el valor es superior a los 800 W/m^2 en un intervalo bastante amplio del día, situación que es muy favorable para un sistema de concentración solar. Mientras que en el segundo día de ejemplo (26/feb), se observa que después del medio día solar la intensidad de la irradiancia disminuye considerablemente, situación provocada por nubosidad y contaminación por partículas suspendidas presente en la Ciudad de México.

Para comprobar que los datos medidos por el piranómetro son consistentes, se lleva a cabo un control de calidad siguiendo la metodología descrita por Ruiz (2003), quien propone tomar como referencia al Tiempo Solar Verdadero (TSV) en cuya escala se asigna el valor cero al medio día solar, mientras que a la salida y puesta del Sol se les llama Orto y Ocaso, respectivamente. El resultado se muestra en las gráficas de las figuras 3.31 y 3.33, donde se compara los valores de las mediciones para una superficie horizontal con los valores calculados para la irradiancia extraterrestre que incide sobre una superficie horizontal.

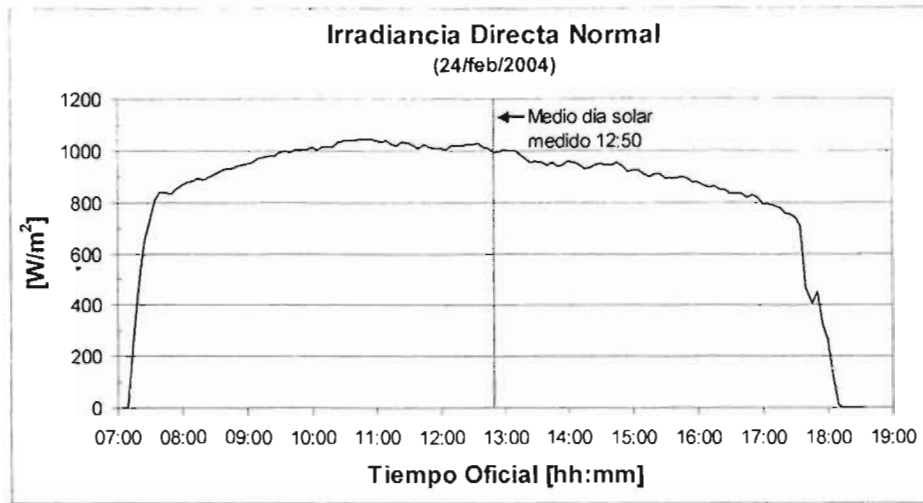


Figura 3.30. Gráfica del comportamiento de la irradiancia directa normal.

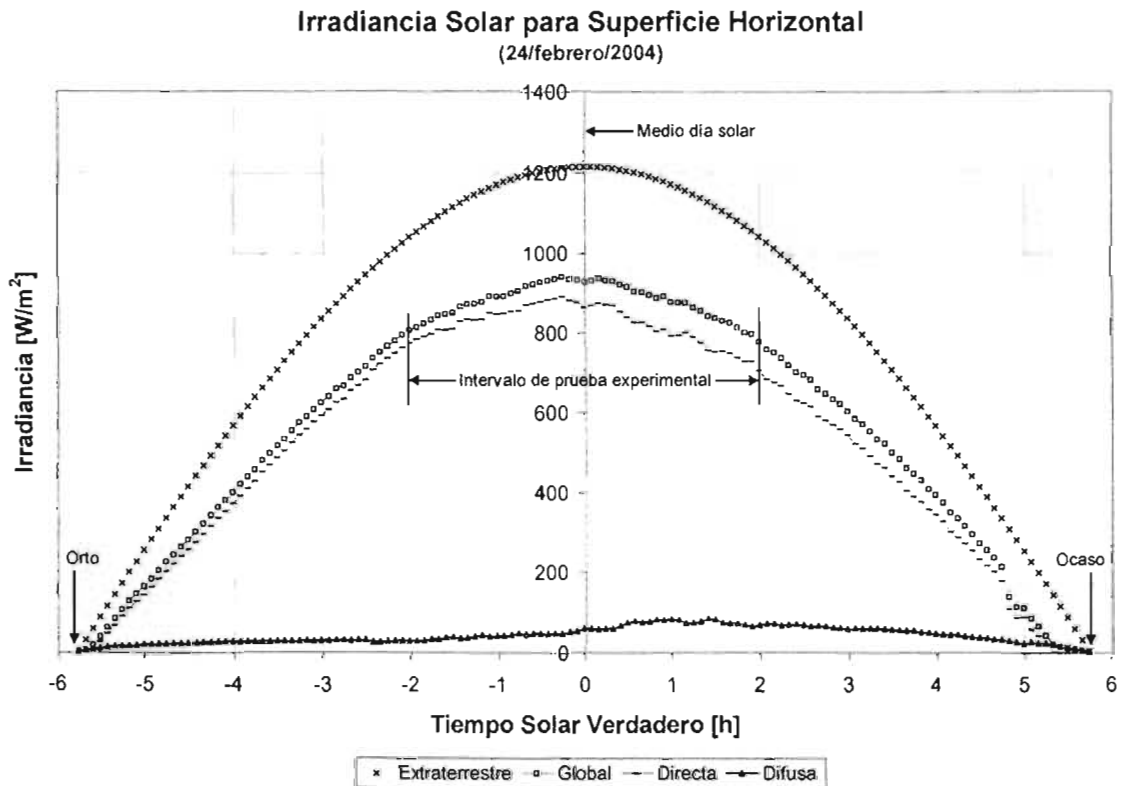


Figura 3.31. Comparación del comportamiento de la Irradiancia solar de un día de prueba, Planta Solar, Instituto de Ingeniería, UNAM.

La comparación entre los valores de la irradiancia directa normal y directa horizontal es de suma importancia para determinar la potencia radiante útil cuando la superficie sobre la que incide la radiación solar está completamente horizontal o perpendicular al haz incidente. La hora en la que se detecta el primer valor de irradiancia global se le llama *Orto* o amanecer, mientras que a la hora

en que se deja de medir se le llama *Ocaso* o *anochecer*. La mitad exacta de ese intervalo de tiempo es el *medio día solar*, momento en el cual el valor de irradiancia extraterrestre es máximo y real en un día claro.

Esta metodología no se queda ahí, sino que hay otros conceptos desarrollados útiles para el máximo aprovechamiento del recurso solar, como son los factores M_t y M_d que establecen la relación que hay para la irradiancia global entre la extraterrestre, y la irradiancia difusa entre la global, respectivamente. Para mayores detalles sobre el control de calidad de datos de irradiancia solar consultar anexo B.

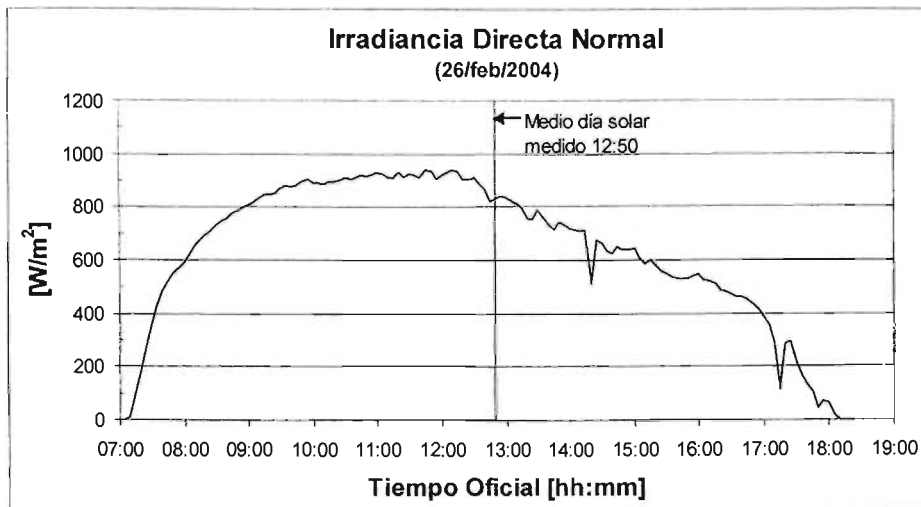


Figura 3.32. Gráfica del comportamiento de la irradiancia directa normal

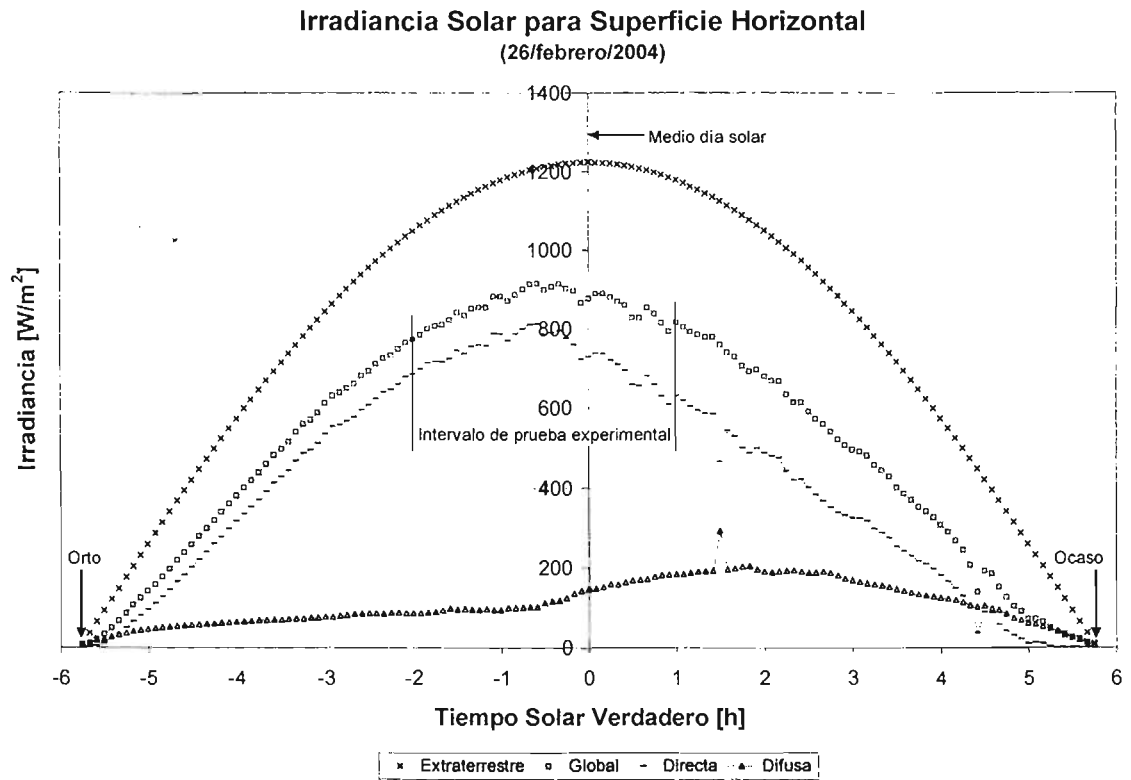


Figura 3.33. Comparación del comportamiento de la Irradiancia solar de un día de prueba, Planta Solar, Instituto de Ingeniería, UNAM.

CAPÍTULO 4

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Sumario

La generación directa de vapor dentro de un tubo absorbedor en un concentrador solar de canal parabólico, es un proceso complejo de caracterizar por la presencia de flujo bifásico (líquido-vapor) en una etapa de él. Para el presente trabajo se planteó la problemática de cómo es el comportamiento térmico de un tubo absorbedor cuando por él fluye agua en dos fases con un patrón de flujo anular y recibe energía radiante concentrada como fuente de calor, en la parte inferior y lateral del mismo. De forma que el presente trabajo de investigación se ha desarrollado en dos sentidos.

4.1.1 Parte teórica

Mediante el análisis matemático de la ecuación de transferencia de calor por conducción en dos dimensiones expresada en coordenadas polares (r, ϕ) , se ha planteado un modelo de temperaturas para una determinada sección transversal de tubo absorbedor donde existe flujo bifásico con patrón anular.

El modelo matemático se ha resuelto con un método numérico llamado de diferencias finitas, mediante el planteamiento de una red de puntos con 56 elementos llamados nodos. Adicionalmente, se ha propuesto la solución de dicho modelo mediante un método analítico de separación de variables, a manera de solución general sin llegar al planteamiento de una solución particular.

Para cualquiera de los métodos de solución propuestos, se requiere del valor del coeficiente convectivo superficial de transferencia de calor entre la cara interna del tubo absorbedor y el fluido en dos fases, por lo que se ha propuesto un algoritmo de cálculo basado en modelos teóricos y experimentales existentes en la literatura.

Además, se ha estimado la variación del comportamiento del punto de ebullición para una salmuera geotérmica con una composición típica de la región de Cerro Prieto, Baja California. Esto como una función de la molalidad bajo condiciones controladas y que involucra la afectación de las propiedades termodinámicas de la mezcla.

Adicionalmente, se incluye una metodología de control de calidad de datos meteorológicos lo que involucra a las mediciones de Irradiancia global y difusa.

4.1.2 *Parte experimental*

El Instituto de Ingeniería, UNAM, cuenta con una planta termosolar de canal parabólico piloto, que ha sido remodelada para obtener datos experimentales que ayuden a la caracterización térmica del proceso de generación directa de vapor.

Entre las mejoras que se han llevado a cabo en la planta solar están: la reconstrucción de dos módulos completos de espejos parabólicos (30 m en total); también se ha instalado instrumental electrónico de medición de temperatura, presión y flujo para una mayor confiabilidad de los datos recolectados, acción que hace una tarjeta de adquisición de datos; se han cambiado 90 m de tubos absorbedores de una pulgada de diámetro nominal, así como otras secciones de tubería y conexiones. Adicionalmente se ha instalado una bomba de turbina para el manejo del fluido en condiciones cercanas a la saturación.

Como parte del estudio de flujo a dos fases se han instalado dos mirillas de flujo tipo tubular de vidrio Pyrex y 30 cm de longitud, que permiten comprobar de manera visual el tipo de patrón de flujo que se presenta en cada instante.

Se ha implementado otro sistema de adquisición de datos especialmente para la señal de ocho Pt100 (RTD) que miden la temperatura superficial del tubo absorbedor en una sección transversal de ensayo específica. Datos que han de ser comparados con los calculados con el modelo matemático.

Se ha creado una base de datos meteorológicos de al menos dos años para la Planta Solar, midiendo las variables de irradiancia global y difusa, temperatura de bulbo seco ambiente y velocidad de viento.

En la parte de materiales aplicados a tecnologías solares, se han probado tres tipos diferentes de espejos comerciales aplicados sobre diferentes tipos de sustratos, por ejemplo, espejo comercial marca 3M de plata y aluminio, aplicado sobre acrílico o lámina de aluminio. Por otro lado, también se probó el uso caucho de silicón como material aislante y protector en ciertas regiones de los tubos absorbedores. Por ejemplo, aplicado a las juntas de soporte y a los tubos de vidrio como protector de los extremos.

4.2 Contribuciones hechas

Como parte del estado del arte, en el ámbito de concentración solar con canal parabólico y generación directa de vapor usando como fluido de trabajo agua, este trabajo aporta lo siguiente:

- ✓ Modelo matemático de caracterización térmica para tubos absorbedores del canal parabólico, cuyo proceso se lleva a cabo con bajas presiones y ciertas condiciones de salinidad, cuya aplicación directa se da en un sistema híbrido de generación de potencia del tipo geotérmico-solar.
- ✓ Datos experimentales para descripción de un proceso de baja potencia con GDV que permiten corroborar los resultados del modelo matemático. Éstos involucran presión, temperatura y flujo de vapor obtenido en el proceso, bajo condiciones controladas de flujo alimentado y un intervalo amplio de condiciones de irradiancia solar directa.
- ✓ Desde el punto de vista teórico, se planteó un algoritmo para el cálculo del coeficiente convectivo superficial de transferencia de calor en una mezcla líquido-vapor con patrón de flujo tipo anular, como función del espesor de la película líquida. Por supuesto que se recurrió a modelos y correlaciones ya existentes en la literatura.
- ✓ Bajo ciertas condiciones los resultados experimentales que se presentan pueden ser comparados con sistemas equivalentes de gran potencia, por ejemplo el instalado en la Plataforma Solar de Almería, de forma tal que se puede plantear de manera aceptable lo que se espera de sistemas de media potencia. De esta manera se amplía el conocimiento sobre procesos de Generación Directa de Vapor en sistemas termosolares.

4.3 Conclusiones

Una de las conclusiones más importantes que se han obtenido del estudio llevado a cabo en esta Tesis, es que la máxima diferencia de temperaturas alrededor de la sección transversal de ensayo ha sido considerablemente moderada, es decir, que después de 32 ensayos en los que se usaron tres diferentes caudales de alimentación, el diferencial promedio máximo de temperatura fue de aproximadamente 31 K, medido para una misma sección transversal de ensayo localizada al final del octavo módulo. Este valor se considera una tendencia, ya que de forma puntual en forma de valores extremos locales se tiene un diferencial máximo de 41 K y un mínimo de 23 K, que corresponden a las alimentaciones de 4 y 12 litros por minuto respectivamente. Estos valores no se consideran representativos porque sólo ocurren durante un intervalo de tiempo corto al inicio y al final de cada prueba experimental.

Con los resultados obtenidos de este trabajo se cuenta con mayor información para que la GDV aplicada a un sistema híbrido, sea técnicamente viable bajo un esquema de baja potencia pudiendo ser escalable para desarrollos cuya potencia instalada sea del orden de megawatts. En México se tiene el potencial para la implementación de esta tecnología y faltaría algo de inversión para que sistemas como el híbrido propuesto sean una realidad comercial.

4.3.1 Sobre el flujo bifásico con patrón anular

Se observó que al aumentar el caudal de alimentación, la temperatura superficial del tubo absorbedor en una misma sección transversal de ensayo también aumenta cuando se tienen valores similares de irradiancia directa, así como condiciones climáticas semejantes y un patrón de flujo bifásico anular. Donde la única variante es el espesor de película líquida, por lo que es factible plantear que la transferencia de calor de un tubo absorbedor hacia un fluido bifásico con patrón anular depende del espesor del ánulo líquido; la magnitud de dicha transferencia aumentará conforme el espesor del líquido disminuya, teniendo un máximo cuando dicha película alcance un valor de capa límite.

El uso de mirillas de flujo del tipo tubular para presiones menores a 12 bares y diámetro de tubo de hasta 2 pulgadas, es de gran utilidad en un trabajo de investigación de este tipo; ya que es posible comprobar de manera visual el tipo de patrón de flujo existente en una región cercana a la sección transversal de ensayo donde están localizados los sensores de temperatura. Su aplicación en el sistema solar-geotérmico propuesto es factible, ya que dependiendo del diámetro del tubo absorbedor que se instale es posible su montaje en una instalación piloto de mayor tamaño, siempre y cuando se localice en una región de presión controlada para minimizar riesgos de seguridad.

El espesor de la película líquida en el ánulo formado dentro del tubo absorbedor es variable, hecho que se registró de manera visual en las mirillas de flujo descritas en el capítulo 2. No fue posible medir el espesor de la película pero si es apreciable la diferencia de espesores entre la parte superior y la inferior del ánulo, que a simple vista se observa una diferencia del doble de espesor. Esto puede influir en el valor del coeficiente convectivo de transferencia de calor para el modelo teórico, razón por la cual se considera un coeficiente variable que depende del espesor de película, la que a su vez de la velocidad de las fases.

Experimentalmente se demostró que para mantener un perfil de flujo del tipo anular en las instalaciones del Instituto de Ingeniería, se requiere una alimentación mínima de 3 LPM y una máxima de 16 LPM. Con valores mayores se tiene una calidad muy baja de vapor (< 0.02), lo que no es útil para el estudio del perfil de temperaturas. Sin embargo, es posible manejar esta cantidad

de flujo siempre y cuando se mejore la eficiencia térmica de la Planta Solar, factor que está directamente relacionado con las pérdidas térmicas por desbordamiento del haz concentrado en el tubo absorbedor.

4.3.2 Sobre el modelo matemático del perfil de temperaturas

El modelo teórico propuesto presentó buena aproximación a los valores experimentales obtenidos en la Planta Solar del Instituto de Ingeniería para el intervalo de variación de los parámetros de entrada establecidos durante esta investigación. Se tuvo una diferencia máxima del 18% y una mínima del 2% con respecto al valor experimental. Tales parámetros corresponden a plantas solares de generación directa de vapor de baja potencia, y concuerda ampliamente con resultados experimentales de la literatura consultada.

Cabe mencionar que el desplazamiento de la zona de película líquida con mayor espesor observado dentro del tubo absorbedor a través de la mirilla de flujo durante la etapa experimental, no fue bien representado por el modelo teórico propuesto, sin embargo es posible solucionar dicha omisión al agregar un factor de desplazamiento como función de la relación de velocidades y de la inclinación del colector, la cual no fue posible medir.

En cuanto a la estimación del coeficiente convectivo superficial de transferencia de calor, tanto para el fluido bifásico dentro del tubo como para el aire fuera de él, se utilizaron correlaciones ya probadas de la literatura consultada, cuyo valor resultante influye directamente en el cálculo del perfil de temperatura del tubo absorbedor, por lo que es muy importante tratar de definir un valor preciso para esta propiedad. Adicionalmente, la configuración propia propuesta para el perfil de flujo anular en la que se considera un espesor de película líquida variable pero simétrica para la mitad del tubo, ha resultado adecuado, ya que la variación máxima obtenida en la temperatura es del 18% con respecto a la experimental. Dicho modelo no incluye las variaciones observadas en las mirillas de flujo, pero se considera una aproximación adecuada para la predicción de los valores de temperatura.

Un fenómeno que tiene gran influencia en el perfil de temperaturas alrededor del tubo absorbedor así como en la determinación del coeficiente convectivo superficial de transferencia de calor, es la gran irregularidad que presenta el perfil de flujo de radiación concentrado que incide sobre él, y que depende de una serie de factores tan diversos como la precisión del montaje mecánico de los concentradores parabólicos, de la precisión geométrica del montaje de los espejos, de pequeñas deformaciones que pueden producirse con el tiempo en la estructura metálica de los concentradores, la precisión del sistema de seguimiento solar de banda de sombra, etc. Se ha comprobado que el perfil real de radiación difiere sustancialmente del supuesto tradicionalmente

hasta ahora y obtenido mediante procedimientos de trazado de rayos. De hecho, de manera visual se ha constatado la existencia de zonas de alto flujo de radiación sobre los tubos absorbedores, que incluso pueden apreciarse en forma de líneas de alta luminosidad que aparecen sobre el tubo absorbedor paralelas a la línea focal del concentrador.

4.3.3 Sobre la irradiancia solar y espejos

Se ha comprobado que las líneas de alta luminosidad sobre el tubo absorbedor cambian a lo largo del día a una velocidad moderada, la cual depende de la orientación en que está hecha la Planta Solar del Instituto de Ingeniería (este-oeste), de modo que el perfil real de flujo de radiación que existe sobre el tubo absorbedor resulta muy irregular y cambiante con el tiempo, lo cual es una causa de divergencia de los resultados del modelo teórico.

En cuanto al tipo de espejo utilizado en los concentradores de canal parabólico, se midió una reflectancia especular de 0.85, valor que puede llegar a disminuir hasta 0.70 según el factor de ensuciamiento que se tenga en el momento de la prueba. Para todos los cálculos se consideró una reflectancia típica de 0.80, valor que es aceptable para el tipo de material reflectivo utilizado.

Durante las pruebas experimentales se ha puesto de manifiesto el efecto que produce la separación existente entre los módulos de canal parabólico. Es decir, que para la conexión de un módulo con otro se requiere de tubería con aislante de fibra de vidrio y conexiones giratorias especiales, lo que genera pérdida de presión de hasta un 50% con respecto a la de alimentación así como ligeras pérdidas de calor. Mientras que la separación entre espejos adyacentes dentro de un mismo módulo, genera sombras en el tubo absorbedor que se traducen como regiones de pérdidas de calor cuya magnitud no se cuantificó.

Aunque todos los sensores de temperatura instalados, tanto para el flujo de proceso como para la sección transversal de ensayo del tubo absorbedor, son del tipo Pt100 (resistencia de platino) cuya precisión es de 0.1 °C/mW de señal. Lo que en nuestro sistema se traduce en aproximadamente 1.5 K de error. A este margen de error se le suman otra serie de incertidumbres adicionales, como son las debidas a las propias tarjetas electrónicas del sistema de adquisición de datos y las líneas de comunicación existentes en el sistema. Todo lo anterior ha llevado a la conclusión de que las medidas de temperatura proporcionadas por los Pt100 son lo suficientemente precisas como para estudiar los perfiles de temperatura y los gradientes térmicos en la pared de los absorbedores, que es uno de los principales objetivos de este trabajo.

La dispersión que presentan los valores medidos es un obstáculo para poder validar de forma experimental las predicciones realizadas desde un punto de vista teórico. Sin embargo, de los dos

parámetros estudiados (flujo de alimentación de agua e irradiancia directa normal) se ha comprobado que la irradiancia solar directa, es la que posee una influencia más acusada sobre los gradientes máximos de temperatura.

Los ensayos realizados con bajo flujo de agua de alimentación (4 LPM) han mostrado que hay una diferencia sensible de temperaturas con respecto a flujos superiores (> 8 LPM), lo que estaría en contradicción con lo teóricamente previsto si no fuese por la dispersión de los valores medidos. Los valores más altos de las diferencias de temperaturas medidas en secciones transversales cuando el flujo es bajo se deben a altas concentraciones locales de radiación solar que provocaban un perfil muy irregular del flujo de radiación sobre el absorbedor. En cualquier caso, los valores obtenidos muestran que la difusión de calor a través de la pared del tubo absorbedor en dirección circunferencial es más importante cuanto mayor es la diferencia de temperaturas entre las zonas del tubo metálico con irradiancia concentrada y sin concentrar. Esta difusión de calor evita que se alcancen las diferencias de temperatura obtenidas mediante el análisis teórico, en el que se supuso que el flujo de calor por unidad de superficie a través de las caras exterior e interior del tubo son iguales.

4.4 Recomendaciones y propuestas para trabajos futuros

Con el fin de mantener un patrón de flujo que garantice una adecuada refrigeración de la pared interna del tubo absorbedor durante el proceso de generación directa de vapor, se deben evitar las condiciones de velocidad de cada fase que permitan la formación de un régimen de flujo estratificado. Los flujos con patrón anular, intermitente y de burbuja serían los más convenientes, ya que al mantener húmeda la superficie interna del tubo se evita la formación de altos gradientes de temperatura para una misma sección transversal, minimizando así los esfuerzos térmicos y la posibilidad de una deflexión de la tubería. Sin embargo, de acuerdo a lo observado durante las pruebas experimentales en la Planta Solar del Instituto de Ingeniería, en plantas de baja potencia en las que se manejan caudales y presiones pequeñas, siempre se presentará una etapa transitoria con flujo estratificado. Esta situación requiere de gran atención y vigilancia para evitar posibles problemas de operación. En plantas termosolares grandes, en las que se manejan flujos muy altos, es más difícil que se presente esta situación, pero no hay que descuidar el cambio de los valores de temperatura en el tubo absorbedor que se presenta en la zona identificada como de doble fase.

Resulta cierto que flujos másicos altos garantizan un buen enfriamiento de la pared del receptor y con ello una operación segura durante la GDV; pero esos flujos másicos provocan fuertes caídas de presión y a su vez mayores consumos de potencia para el equipo de bombeo, de ahí que es

deseable identificar el flujo másico óptimo que garantice un enfriamiento suficiente del tubo y menor consumo de potencia.

Como trabajos derivados de esta investigación se propone continuar con la medición experimental del coeficiente convectivo superficial de transferencia de calor para un flujo bifásico anular; la medición experimental del espesor de película líquida bajo diferentes condiciones de proceso; mantener un control de calidad más riguroso de los datos de irradiancia solar medidos con el piranómetro de banda rotatoria; proponer nuevos modelos matemáticos que se ajusten a los valores experimentales de las mediciones propuestas; y finalmente establecer una metodología para el trazado de un mapa de flujo en plantas termosolares de canal parabólico de baja potencia. Por supuesto que el llevar a cabo estas recomendaciones implica una inversión considerable en instrumental muy preciso para medición de diferentes variables, así como un equipo de trabajo multidisciplinario en el que existan especialistas en diferentes tareas para que el proyecto planteado arroje resultados innovadores y valiosos.

Algo que es susceptible de mejora en estos sistemas es la pérdida de presión por efecto del recorrido de la tubería de proceso, así como las pérdidas de calor generadas por un mal aislamiento o la pérdida de masa de vapor por fugas en las partes móviles del sistema. Por lo que se recomienda tomar especial cuidado durante el diseño, construcción y operación de una planta de canal parabólico con GDV y minimizar este tipo de pérdidas cuya existencia repercute directamente en la eficiencia térmica de toda la instalación.

REFERENCIAS

- 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 (ASME)*. Vol. 124, pp.140-144.
- Almanza, R., Muñoz, F. 1995. *Ingeniería de la Energía Solar*. El Colegio de México, México.
- Barbier, E., 1997. Nature and technology of geothermal energy: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Elsevier, Vol. 1, No. 1-2, pp. 1-69.
- Barbier, E., 2002. Geothermal energy technology and current status: an overview. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, Elsevier, Vol. 31, No. 1, pp. 3-65.
- Bejan, A., 1995. *Convection Heat Transfer*, second ed. John Wiley & Sons, Inc., New York, pp. 323-324.
- Brophy, P., 1997. Environmental advantages to the utilization of geothermal energy. *Renewable Energy*, Elsevier, Vol. 10, No. 2-3, pp. 367-377.
- Chen, J.C. 1966. Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. *Industrial and Engineering Chemistry – Process Design and Development*, Vol. 5, No. 3, pp. 322-329.
- Crane Co. 1987. *Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías*. MacGraw-Hill, México, pp. A-46 – A-50.
- Diego, G., Gómez, D., 2004. Ensayo destructivo del comportamiento en operación de cinco muestras obtenidas de colectores cilíndrico-parabólicos del lazo de ensayos DISS. Informe interno, Departamento de Fisión Nuclear, CIEMAT, España.
- Dittus, W.; Boelter, L.M.K. 1930. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. *University of California -- Publications in Engineering*, Vol. 2, No. 13, pp. 443-461.

- Flores, V., Almanza, R., 2002. Direct steam generation in parabolic trough concentrators with bimetallic receivers. In: Proceedings of the 11th SolarPACES International Symposium, Zurich, Switzerland, pp. 49-54.
- Flores, V., 2003. Transitory behaviour of a bimetallic receiver during Direct Steam Generation, using solar parabolic trough concentrators. Doctoral Thesis, National Autonomous University of Mexico, pp. 30-42. (In Spanish).
- Fukano, T., Inatomi, T., 2003. Analysis of liquid film formation in a horizontal annular flow by DNS. *International Journal of Multiphase Flow*, Elsevier, Vol. 29, No. 3, pp. 1413-1430.
- Goebel, O., 1997. Modelling of two phase stratified and annular flow in heated horizontal tubes. In: Mayinger, F., Lehner, M. (Eds.), *Convective Flow and Pool Boiling*, Taylor & Francis, New York, pp 303-310.
- Gungor, K., Winterton, R., 1986. A general correlation for flow boiling in tubes and annuli. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Vol. 29, No. 2, pp. 351-358.
- Hahne, E., Herrmann, J., Rheinlander, J., 1997. The effect of tilt on flow patterns of water/steam flow through heated tubes. In: Giot, M., Mayinger, F., Celata, G.P. (Eds), *Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*. Edizioni ETS, Washington D.C., pp 925-934.
- Heidemann, W., Spindler, K., Hahne, E., 1992. Steady-state and transient temperature field in the absorber tube of a direct steam generating solar collector. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 35, No. 3, pp 649-657.
- Herrmann, U., Lippke, F., 1998. Influence of transients on the design of DSG solar fields. *Proceedings of the 9th International Symposium Solar Thermal Concentrating Technologies 22-26 June, Odeillo-Font-Romeu, France*, pp. 489-494.
- Hewitt, G.F., Hall-Taylor, N.S., 1970. *Annular two-phase flow*. Pergamon Press Ltd., Great Britain, pp. 173-213.
- Huttrer, G., 2001. The status of world geothermal power generation 1995-2000. *Geothermics*, Elsevier, Vol. 30, No. 1, pp. 1-27.
- Incropera, F., DeWitt, D., 2001. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, fifth ed. John Wiley & Sons, Inc., New York, pp. 68-72, 185-189, 196-198.
- Kakaç S., Mayinger F., 1977. *Two phase flows and heat transfer*, Vol. 1. Proceedings of NATO Advanced Study Institute. Hemisphere publishing corporation, pp. 16-27.

- Kattan, N., Thome, J., Favrat, D., 1998. Flow Boiling in Horizontal Tubes: Part 3 – Development of a new heat transfer model based on flow pattern. *Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME*. 120, pp. 156-165.
- Kataoka, I., Ishii, M., Nakayama, A., 2000. Entrainment and deposition rates of droplets in annular two-phase flow. *Heat and Mass Transfer*. Elsevier, Vol. 43, No. 5, pp. 1573-1589.
- Heidemann, W., Spindler, K., Hahne, E. 1992. Steady-state and transient temperature field in the absorber tube of a direct steam generating solar collector. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 35, No. 3, pp. 649-657.
- Henley, R.W., Truesdell, A.H., Barton Jr., P.B. Fluid-mineral equilibria in hydrothermal systems. *Reviews in Economic Geology, Society of Economic Geologists*, Vol. 1. ISBN 0-9613074-0-4.
- Luninski, Y., Barnea, D., Taitel, Y., 1983. Film thickness in horizontal annular flow. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, Vol. 61, pp. 621-626.
- Mandal, N.K., Mandal, T., 1994. Analysis of a steam-generating system using a linear solar concentrator, *Energy*, Elsevier, Vol. 19, No 9, pp. 999-1003.
- Martínez, I.; Almanza, R. 2004. *Experimental and Theoretical Analysis of Annular Two-Phase Flow Regimen in DSG for a Low-Power System*. *Solar Energy*, Elsevier, (en revision).
- Muffler, L. and Cataldi, R., 1978. Methods for regional assessment of geothermal resources. *Geothermics*, Vol. 7, No. 2-4, pp. 53-89.
- Özişik, N. 1993. *Heat Conduction*, second ed. John Wiley & Sons Inc., New York, pp. 436-471.
- Pan, L., Hanratty, T.J., 2002. Correlation of entrainment for annular flow in horizontal pipes. *International Journal of Multiphase Flow*, Elsevier, Vol. 28, pp. 385-408.
- Rohsenow, W.M., Hartnett, J.P., 1973. *Handbook of Heat Transfer*. McGraw-Hill Book Co., USA, pp. (4-22)-(4-23).
- Ruiz, V. 2003. *Apuntes de radiación solar, 5º curso de ingenieros industriales*. Universidad de Sevilla, España.
- Silva, M., 2002. *Estimación del recurso solar para sistemas termosolares de concentración*. Tesis doctoral, Escuela Superior de Ingenieros, Universidad de Sevilla, España.
- Taitel, Y., Dukler, A.E., 1976. A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow. *AIChE Journal*, Vol. 22, No. 1, pp. 47-55.

Wagner, E., Kruse, A., 1998. Properties of water and steam according to IAPWS Industrial formulation 1997. Springer-Verlag, Berlin, Alemania. ISBN 3-540-64339-7.

Wallis, G., 1969. One dimensional two-phase flow. McGraw Hill, EUA. Capítulos 2, 3 y 11.

Whalley, P.B., 1996. Book review: Two-phase flow and heat transfer. Chemistry in Britain, Vol. 32, No. 12, p. 55.

Zarza, E., 2003. Generación directa de vapor con colectores solares cilíndrico-parabólicos, proyecto Direct Solar Steam (DISS). Tesis doctoral, Escuela Superior de Ingenieros, Universidad de Sevilla, España.

ANEXO A

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL EQUIPO Y MATERIAL

a) Transmisor de flujo de entrada.

- Cuerpo, cono y pistón de latón.
- Intervalo de medición: 4 a 30 LPM (1 a 8 GPM).
- Presión máxima: 206 bar (3000 psig).
- Intervalo de temperatura de trabajo: -29 a 116 °C.

b) Transmisor de flujo de salida.

- Cuerpo de acero inoxidable
- Intervalo de medición: 0 a 60 dm³/s
- Presión máxima: 40 bar
- Intervalo de temperatura de temperatura de trabajo: -40 a 260 °C

c) Transmisores de presión.

- Cuerpo de acero inoxidable
- Intervalo de medición: 0 a 40 bar
- Intervalo de temperatura de operación: -40 a 100 °C

Esta última característica, no resulta adecuada para la aplicación en la GDV. En este caso es necesario adicionar dos accesorios al transmisor de presión: un sello químico y un sifón

d) Transmisores de temperatura.

- Cuerpo externo de aluminio
- Intervalo de medición: 0 a 220 °C

El RTD ó Pt100 es un resistor de platino que muestra una resistencia de 100 Ω @ 0 °C. La temperatura se detecta al medir el cambio en la resistencia del RTD. Se usa el platino debido a su buena linealidad y estabilidad con la temperatura. A medida que la temperatura se incrementa, la resistencia del RTD también aumenta. La señal del RTD Pt100 se evalúa por medio de un transmisor digital.

e) Tarjeta AT-MIO-16E-10 (adquisidora de datos).

- 16/8 entradas analógicas sencillas/diferenciales
- 12 bits de resolución
- Tasa de muestreo de 100 kS/s
- Intervalo de entrada: ± 0.05 a ± 10 V
- 2 salidas analógicas
- Intervalo de salida: hasta ± 10 V
- 8 entradas/salidas digitales

f) Motores con engranaje reductor.

- 15V CA/CD marca Dayton
- Engranajes de entrada fenólico y acero
- Engranaje de salida hierro fundido
- Chumacera de bronce
- Rotación reversible
- Potencia de entrada de 1/5 hp
- Lubricación de grasa empacada

** Estos instrumentos fueron escogidos en colaboración con la sección de Instrumentación del Instituto de Ingeniería, UNAM.

g) Tubos absorbedores.

- Tipo: tubería de acero al carbón sin costura
- Diámetro nominal: 1 in

- Cédula: 40
- Diámetro externo: 33.40 mm
- Diámetro interno: 26.24 mm
- Espesor de pared: 3.58 mm
- Peso lineal: 2.50 kg/m

h) Estación meteorológica.

Cuenta con un sensor ligero llamado Piranómetro, con el que se determina la irradiancia global horizontal y la irradiancia difusa horizontal; mientras que el valor de la irradiancia directa normal se calcula a partir de la ecuación A.1.

$$I_{gl,h} = I_{dif,h} + I_{dir,n} \cdot \cos(\theta_2) \quad (A.1)$$

ANEXO B

RADIACIÓN SOLAR

El balance térmico de nuestro planeta se ve influenciado por una serie de factores, tales como los flujos de radiación recibidos y emitidos por la superficie terrestre de manera total o puntual. De tal forma que las medidas de radiación pueden emplearse para lo siguiente:

- Estudiar las transformaciones de la energía en el sistema Tierra-atmósfera, así como sus variaciones tanto en el tiempo como en el espacio.
- Analizar las propiedades y distribución de la atmósfera, en particular los elementos que la constituyen, tales como los aerosoles, el vapor de agua, el ozono, etc.
- Estudiar la distribución y las variaciones de la radiación incidente, reflejada y total resultante.
- Satisfacer las necesidades derivadas de las actividades de la biología, medicina, agricultura, arquitectura e industria relacionadas con la radiación.

De manera que al contar con series regulares de datos ampliamente distribuidos de registros de las componentes de la radiación solar y terrestre en la superficie, así como la obtención de medidas representativas de la radiación total resultante, se pueden llegar a plantear patrones de comportamiento de variaciones diarias o estacionales de los distintos componentes de la radiación solar dentro de un balance térmico general. De tal forma que resulta imperativo mantener estaciones de observación en todo el territorio nacional, para conocer con exactitud el potencial del recurso solar en nuestro país.

Control de calidad de los datos de radiación solar

Para cualquier estación meteorológica donde se mide irradiancia solar en cualquiera de sus tres componentes (global, difusa o directa), así como elementos climatológicos tales como temperatura, velocidad y dirección del viento. Se debe llevar a cabo un control de calidad de los

datos de radiación solar que se han captado. Éste consiste en clasificar las medidas de radiación; auxiliándose para ello de una etiqueta puesta a cada dato, la cual depende del resultado de la aplicación de diversos filtros ya definidos.

Los filtros utilizados aparecen en la metodología empleada por la *Baseline Surface Radiation Network* (BSRN, 1995), la cual cuenta con gran prestigio internacional y larga trayectoria en este tipo de materias. Dicho criterio propone hacer pasar cada medida de radiación por cinco filtros diferentes, que irán detectando posibles errores de distinta naturaleza.

B 1 Filtros de información

La finalidad de estos filtros es detectar aquellos posibles errores que se deben a la medición y/o manipulación de los datos. Es importante considerar que al principio y al final del día puede producirse un desfase, es decir, un retraso o un adelanto en la toma de los datos, debido a la hora interna de la computadora. Para corregir esto es importante calcular la ubicación del medio día solar, lo que nos lleva a un centrado de los datos del día realizando la suma de las diferencias entre los primeros y los últimos datos, es decir, la hora del orto (amanecer) y la del ocaso (atardecer). De esta forma se obtienen los desfases de la mañana y de la tarde para centrar el día. Es básico hacer este proceso antes del control de calidad de los datos medidos; de no hacerlo, estos factores producirán unas desviaciones en los resultados y conclusiones posteriores.

Filtro 1: físicamente posible

El intervalo en el que los datos deben estar comprendidos para catalogarse como físicamente posibles se presenta en la tabla B1.

Tabla B1. Límites inferiores y superiores de la irradiancia global, difusa y directa para el filtro 1.

Límite inferior	Irradiancia	Límite superior
0	Global horizontal (I_{gl})	I_{CS}
0	Difusa horizontal (I_{dif})	$I_O + 10$
0	Directa normal ($I_{dir,n}$)	I_{CS}

Es importante hacer notar que I_{CS} es el valor de la constante solar, el cual es de 1368 W/m^2 , e I_O corresponde a la irradiancia solar antes de entrar en contacto con la atmósfera en función de la latitud y la hora. La tabla B1 tiene dos magnitudes fijas que se encuadran en un intervalo fijo mientras que la irradiancia difusa es de carácter variable.

Filtro 2: valores extremadamente raros

Los límites de este filtro son más estrechos que los del filtro anterior; los valores de las medidas que no están entre estos límites pueden producirse durante cortos períodos de tiempo, o bajo situaciones realmente extrañas. Esto se indica en la tabla B2 que se muestra a continuación.

Tabla B2: Límites inferiores y superiores de las irradiancias global horizontal, difusa horizontal, y directa normal para el filtro 2 en W/m^2 .

Irradiancia	Límite superior
Global horizontal	I_0 si $\theta_z < 80^\circ$
	$I_0 + 0.56 \cdot (\theta_z - 93.9)^2$ si $\theta_z \geq 80^\circ$
Difusa horizontal	$700 W/m^2$
Directa normal	$I_{CS} \cdot E_0 \cdot 0.9^m$

Donde:

- θ_z ángulo cenital
- m masa del aire relativa según la expresión de Kasten (1989)
- E_0 corrección de la distancia entre la Tierra y el Sol

Filtro 3: variables cruzadas

El principio de esta prueba se basa en una relación coherente entre los valores de las tres variables. Como se ha visto cada filtro va siendo más restrictivo; en cada uno se van recogiendo diferentes tipos de errores. Este filtro impone una restricción entre la irradiancia directa global y la difusa correspondiente a cada medida, de ahí el nombre de variables cruzadas que se muestra en la ecuación B1 y en la tabla B3.

$$(I_{gl} - I_{dif}) - I_{dir,n} \cdot \cos(\theta_z) \leq 50 \text{ W/m}^2 \quad (B1)$$

Tabla B3: intervalos aplicados para las variables cruzadas

Límite Inferior	Flujo Radiativo	Límite superior
$(I_{gl} - I_{dif}) - 50 \text{ W/m}^2$	$I_{dir,n} \cdot \cos(\theta_z)$	$(I_{gl} - I_{dif}) + 50 \text{ W/m}^2$
$I_{dir,n} \cdot \cos(\theta_z) - 50 \text{ W/m}^2$	$I_{gl} - I_{dif}$	$I_{dir,n} \cdot \cos(\theta_z) + 50 \text{ W/m}^2$

En el caso de la estación de Ciudad Universitaria, no se les podrá aplicar este filtro, debido a que los valores reportados por la estación meteorológica de irradiancia directa normal no son medidos, sino calculados a partir de los datos de irradiancias global y difusa horizontales. Se les asignará la etiqueta con el número 5, la cual indicará que no se aplicó dicho filtro. La prueba trata de comprobar una afinidad entre la misma variable medida en dos formas diferentes, la irradiancia global horizontal es la suma de la difusa horizontal y de la directa horizontal, ecuación B2.

$$I_{gl} = I_{dif} + I_{dir} = I_{dif} + I_{dirN} * \cos(\theta_z) \quad (B2)$$

Las irradiancias global, difusa y directa se miden con distintos aparatos, las irradiancias global (I_{gl}) y difusa (I_{dif}) se miden con piranómetros; en cambio la directa normal (I_{dirN}) es con un pirheliómetro, pero aun medidas con distintos aparatos deben de cumplir la igualdad. Aunque 50 W/m^2 puede parecer poco probable para conocer la irradiancia directa, se puede ver que los puntos llegan exceder con bastante frecuencia este intervalo. Este apreciable error suele estar ocasionado por un mal funcionamiento del seguidor del pirheliómetro, o por un mal ajuste de la banda de sombra del piranómetro que mide la irradiancia difusa.

Filtro 4: comparación con un modelo

Existe una gran dependencia de las variables con respecto a las condiciones climáticas y geográficas del lugar, por lo que será necesaria la implementación de un modelo apropiado para la zona donde se desarrolle el estudio.

Para ello se puede optar por un modelo $Mt - Md$, donde el primer parámetro representa la relación de la irradiancia global horizontal y la irradiancia extraterrestre horizontal (Mt , ecuación B3), también llamado índice de claridad; mientras que el segundo parámetro representa la razón de la irradiancia difusa horizontal entre la global horizontal (Md , ecuación B4). Este método se basa en un trabajo realizado por los investigadores Lui y Jordan (1960). La tabla B4 detalla las definiciones de ambos parámetros.

$$Mt = \frac{I_{gl}}{I_{ex}} \quad (B3)$$

$$Md = \frac{I_{dif}}{I_{gl}} \quad (B4)$$

Los aspectos que pueden influir en la medida de la radiación difusa dependen tanto de la altura del Sol como del estado de la atmósfera en un momento determinado, caracterizado por la cantidad de nubes y por otros parámetros meteorológicos, como la cantidad y tamaño de aerosoles, y del vapor de agua presente en la atmósfera entre otros.

La radiación solar difusa se incrementa debido al efecto de la nubosidad, aunque también influye la distribución geométrica de las nubes en relación con la posición del Sol; el problema parece

complicado, por ello se han desarrollado diferentes correlaciones $M_t - M_d$ para el mes del año en cuestión. Se presentarán en el eje de ordenadas los valores de M_d , y en el eje de abscisas los correspondientes a M_t . La correlación este modelo se divide en tres tramos:

- Tramo inicial ($M_t < 0.22$), tramo recto (corresponde a días nublados; es decir, valores altos de irradiancias global y difusa, con bajos de directa)
- Tramo intermedio ($0.22 < M_t < 0.75$), tramo curvo (donde se puede apreciar cómo la irradiancia global horizontal varía bastante en dicho rango de valores)
- Tramo final ($M_t > 0.75$), tramo recto donde se puede ver que la irradiancia global horizontal toma valores próximos a los de la extraterrestre horizontal; la irradiancia difusa es baja. En este tramo se encuentran los valores correspondientes a un día claro

Es importante hacer notar que cuando la altura solar es menor a 10° , la aplicación del modelo no es fiable puesto que si no se llega a este valor es posible que se produzcan perturbaciones de los valores de irradiancia que no son corregidos por el modelo $M_t - M_d$.

Filtro 5: inspección visual

La quinta y última prueba consiste en la inspección visual de gráficas que representen evoluciones temporales de irradiancia a lo largo del día. Las representaciones se deben hacer con varios intervalos de tiempo. Este procedimiento es probablemente el más efectivo de los cinco, indicando que ninguna prueba automática puede sustituir ojos experimentados, por tanto, da mayor firmeza a las conclusiones adoptadas.

El filtro 5 se basa en verificar los resultados de las medidas obtenidas en forma gráfica, y así observar anomalías que se hubiesen escapado a los filtros anteriores. Por ejemplo, un estudio de gráficas de irradiancia global frente al tiempo, en intervalos de 5 minutos, junto a la irradiancia directa y difusa, detecta rápidamente un problema como el desalineamiento del pirheliómetro. Si se comparan gráficas mensuales de diferentes años resulta factible revelar variaciones en la constante de calibración de los aparatos de medición.

B 2 Aplicación de los filtros

Como ejemplo de la aplicación de los filtros, se tienen las gráficas de las figuras 3.34 a 3.37 que son del tipo mostrado en las figuras B1 y B2. En ellas se muestra el medio día solar, el orto y el ocaso, así como los diferentes tipos de irradiancias que pueden incidir sobre una superficie horizontal para las fechas 24, 25 y 26 de febrero del 2004.

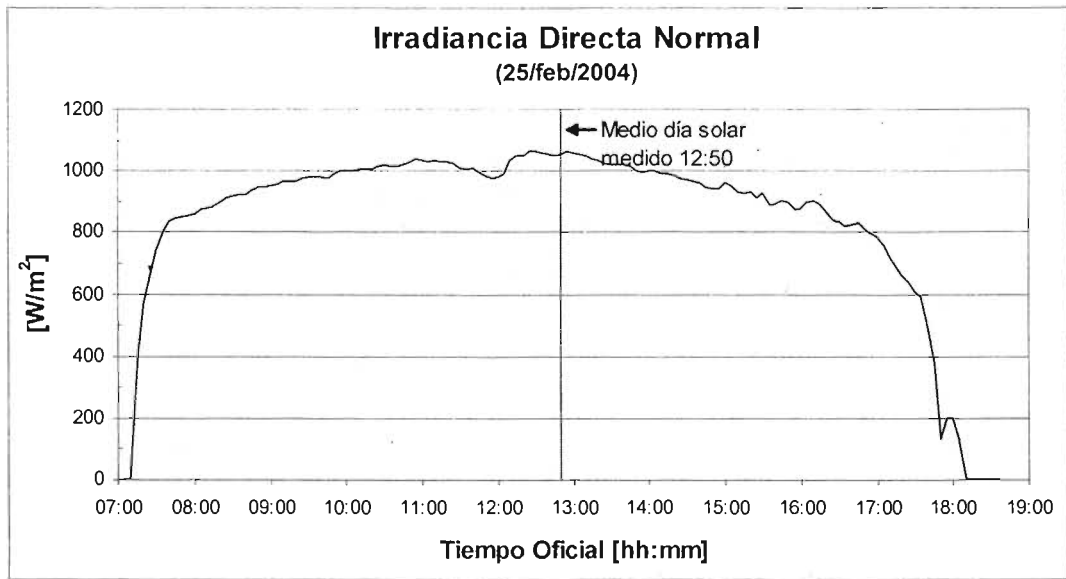


Figura B1. Gráfica del comportamiento de la irradiancia directa normal

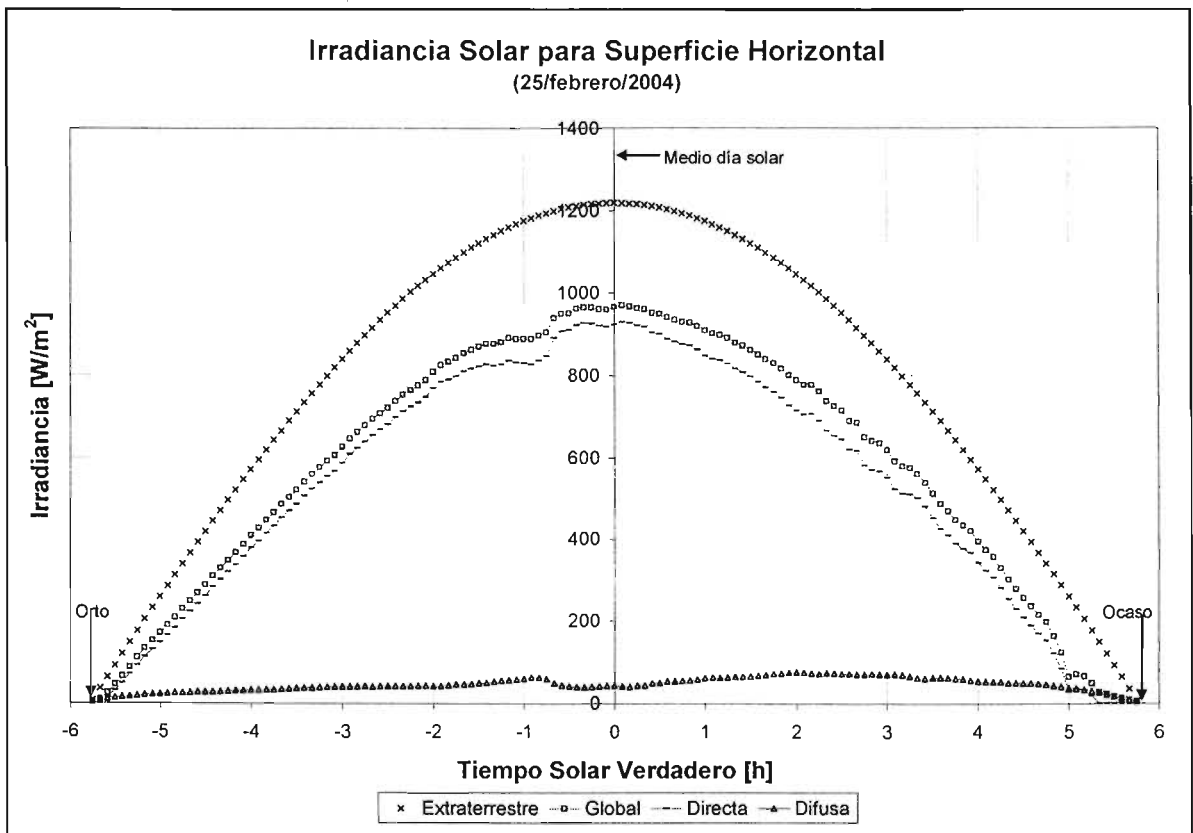


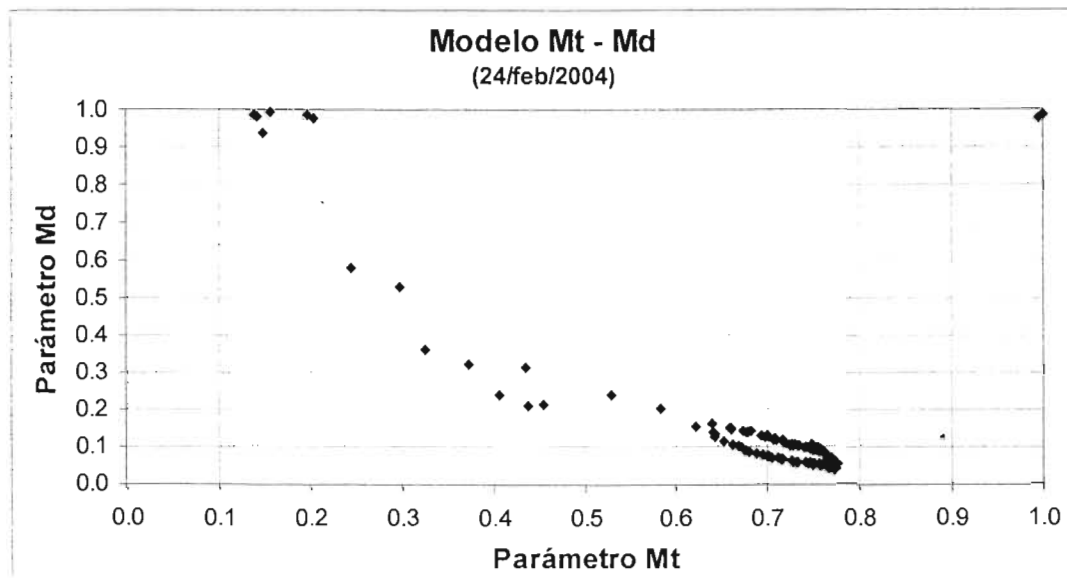
Figura B2. Comparación del comportamiento de la Irradiancia solar de un día de prueba, Planta Solar, Instituto de Ingeniería, UNAM.

Previamente a la aplicación de los filtros se corrigió el desfase que presentaban la mayor parte de los días con respecto al medio día solar, encontrándose un pequeño desfase de tan sólo algunos minutos en los datos de los días analizados.

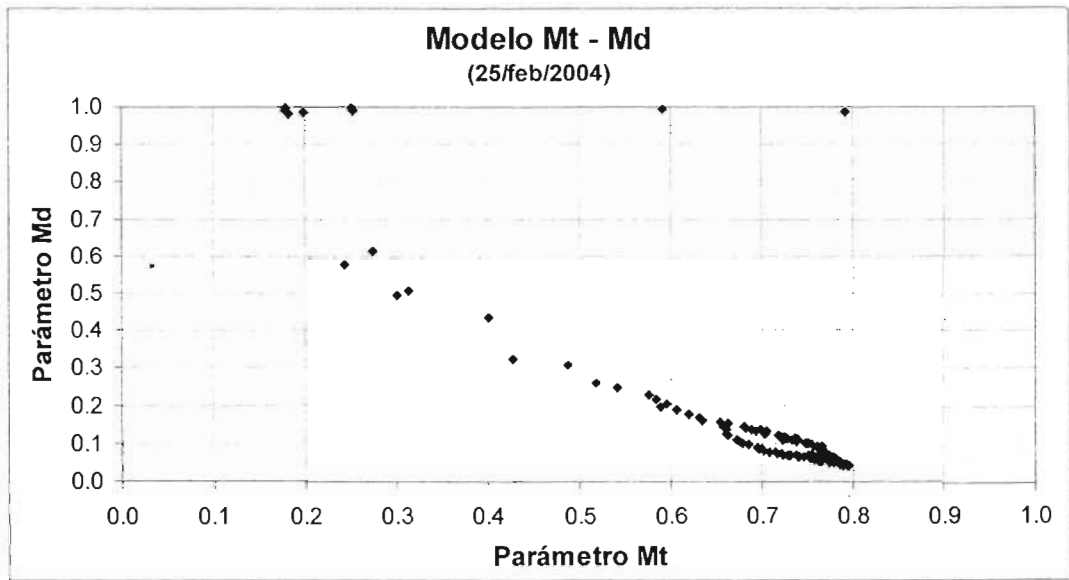
Para la aplicación del primer filtro se calcularon los valores de la irradiancia extraterrestre para una superficie horizontal que estuviera localizada en la Planta Solar del Instituto de Ingeniería, UNAM, para cada uno de los días evaluados. Como resultado de la aplicación de los filtros a los datos de irradiancia se resume lo siguiente:

- Se encontró un ligero desfase con respecto al medio día solar, que pudo ser corregido fácilmente.
- Una vez realizada la alineación, ninguno de los datos sobrepasó los valores de la radiación extraterrestre.
- Los valores del segundo filtro se encontraba dentro de los límites establecidos.
- El tercer filtro no pudo ser aplicado.
- En el cuarto filtro se observan las relaciones entre la irradiancia difusa y global con valores dentro de los límites establecidos.
- El quinto filtro, las gráficas corresponden a los patrones establecidos.

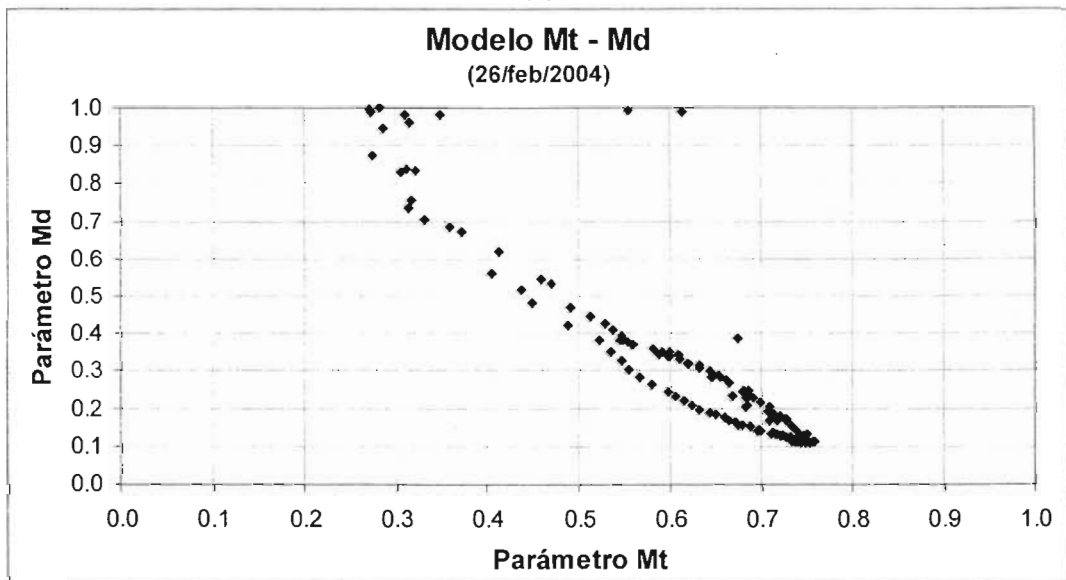
A en las gráficas de las figuras B3 se muestran los resultados de la aplicación del modelo Mt-Md con datos de tres días medidos.



(a)



(b)



(c)

Figura B3. Gráficas de la aplicación del modelo Mt-Md aplicado a datos de irradiancia medidos en la Planta Solar del Instituto de Ingeniería, UNAM.

ANEXO C

PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DE LA SALMUERA GEOTÉRMICA

De acuerdo con la tabla C1, en la que se muestra la concentración de iones disueltos en agua para una salmuera geotérmica de la región de Cerro Prieto, se obtiene que la concentración total másica de sales disueltas es de 2.416%, con un equivalente de concentración molar de 1.418%. Adicionalmente se tienen datos reportados de entalpía equivalentes a 1,203 J/gmol, a una presión de separación de 6.55 bares manométricos y un pH de 7.27 medido a 20 °C (Henley, *et. al*, 1990).

Tabla C1: Concentración iónica típica de una salmuera de Cerro Prieto (Henley, *et. al*, 1990).

Ión	Peso Molecular [g/gmol]	Concentración			
		[g/kg]	[gmol/kg]	% masa	% mol
Na^+	22.99	7.3700	0.3206	0.7370	0.5834
K^+	39.10	1.6600	0.0425	0.1660	0.0773
Ca^{+2}	40.08	0.4380	0.0109	0.0438	0.0199
Mg^{+2}	24.31	3.5×10^{-4}	1.44×10^{-5}	3.5×10^{-5}	2.62×10^{-5}
Cl^-	35.45	13.8000	0.3893	1.3800	0.7084
B^{+3}	10.81	0.0144	0.0013	0.0014	0.0024
SO_4^{-2}	96.06	0.0180	0.0002	0.0018	0.0003
HCO_3^-	61.02	0.0520	0.0009	0.0052	0.0016
SiO_2	60.08	0.8080	0.0134	0.0808	0.0245
H_2O	18.02	975.8393	54.1673	97.5839	98.5822

