



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE  
MÉXICO

03073

3  
24

UNIDAD ACADEMICA DE LOS CICLOS  
PROFESIONAL Y DE POSGRADO DEL COLEGIO  
DE CIENCIAS Y HUMANIDADES

LABORATORIO DE ENERGIA SOLAR

**TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN RECEPTOR  
CIRCULAR PLANO CON FLUJO RADIAL PARA UN  
SISTEMA DE CONCENTRACION SOLAR CON  
VARIOS ESPEJOS**

**T E S I S**

**QUE PARA OBTENER EL GRADO DE  
MAESTRA EN ENERGIA SOLAR  
(OPCION FOTOTERMICA)**

**PRESENTA:**

**MA. ELENA RUEDA CORNEJO**

**Director de Tesis: Dr. Claudio A. Estrada Gasca**

Temixco, Mor.

Noviembre, 1996

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**



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.

## DEDICATORIA

*A MIS PADRES FERNANDO RUEDA COCA Y MA. ELENA CORNEJO DE  
RUEDA*

*A MIS HERMANAS LÍDICE Y TANIA*

*POR TODO EL APOYO QUE ME HAN BRINDADO, CON MUCHO AMOR Y  
RESPECTO.*

## AGRADECIMIENTOS

*CON RESPETO A MIS MAESTROS Y EN ESPECIAL AL DR. CLAUDIO A. ESTRADA G., QUIEN ME IMPULSO A LA REALIZACION DE ESTE TRABAJO.*

*AFECTUOSAMENTE A ERENDIRA, EDUARDO, MONICA, CLARA, ANA, RAMON, POR EL APOYO QUE ME PROPORCIONARON EN MOMENTOS DIFICILES, CARIÑO Y COMPRESION QUE TUVIERON DURANTE MIS ESTUDIOS.*

*A MIS COMPAÑEROS MARICELA, LUIS EDUARDO, FABIAN POR LOS MOMENTOS COMPARTIDOS.*

*A LA FAMILIA NAVARRO LÓPEZ POR SU GRAN AMISTAD E INCUANTIFICABLE APOYO.*

*A LA FAMILIA BLANQUEL POR SU AMISTAD Y APOYO.*

*A TODAS LAS PERSONAS CON LAS CUALES HE CONVIVIDO Y APRENDIDO DE ELLAS, EN LAS DIFERENTES ETAPAS DE MI VIDA.*

## TABLA DE CONTENIDO

<i>DEDICATORIA</i> .....	<i>iv</i>
<i>AGRADECIMIENTOS</i> .....	<i>v</i>
<i>TABLA DE CONTENIDO</i> .....	<i>vi</i>
<i>LISTA DE FIGURAS</i> .....	<i>ix</i>
<i>LISTA DE TABLAS</i> .....	<i>xiv</i>
<i>NOMENCLATURA</i> .....	<i>xv</i>
<i>RESUMEN</i> .....	<i>xvii</i>
<b><u>CAPÍTULO 1 INTRODUCCIÓN</u></b> .....	<b>1</b>
1.1 ANTECEDENTES .....	1
1.2 SISTEMAS FOTOTÉRMICOS .....	3
1.2.1 SISTEMAS DE CONCENTRACIÓN SOLAR .....	4
1.2.1.1 CONCENTRADORES DE CANAL PARABÓLICO .....	5
1.2.1.2 CONCENTRADORES DE TORRE CENTRAL .....	6
1.2.1.3 CONCENTRADORES DE PLATO PARABOLÓIDE/STIRLING .....	7
1.3 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA .....	10
1.4 OBJETIVO .....	19
<b><u>CAPÍTULO 2 DEFRAC</u></b> .....	<b>20</b>
2.1 DESCRIPCIÓN DEL DEFRAC .....	20
2.2 ESTIMACIÓN DEL FLUJO RADIATIVO CONCENTRADO .....	24
2.2.1 LÍMITE MÁXIMO CONCENTRACIÓN .....	28

<b>CAPÍTULO 3 RECEPTOR DEL DEFRAC</b>	<b>31</b>
3.1 DESCRIPCIÓN DEL RECEPTOR .....	31
3.2 TEMPERATURA MÁXIMA POSIBLE EN EL RECEPTOR .....	35
3.3 CRITERIOS DE DISEÑO .....	40
3.3.1 MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN DEL RECEPTOR .....	41
3.3.2 FLUIDOS TÉRMICOS .....	42
3.3.2.1 PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS .....	42
 <b>CAPÍTULO 4 MODELO MATEMÁTICO</b>	 <b>45</b>
4.1 PROBLEMA FÍSICO .....	45
4.2 MODELO MATEMÁTICO .....	47
4.3 ANÁLISIS DIMENSIONAL .....	56
 <b>CAPÍTULO 5 MÉTODOS DE SOLUCIÓN</b>	 <b>57</b>
5.1 SOLUCIÓN ANALÍTICA .....	57
5.2 SOLUCIÓN NUMÉRICA .....	59
5.2.1 DISCRETIZACIÓN .....	62
5.2.2 ESTABILIDAD .....	69
5.3 VALIDACIÓN DE LA SOLUCIÓN NUMÉRICA .....	69
 <b>CAPÍTULO 6 ESTUDIO PARAMÉTRICO</b>	 <b>71</b>
6.1 CASO TÍPICO .....	71
6.2 EFECTO DE LA CONCENTRACIÓN SOLAR EN EL CAMPO TÉRMICO .....	79
6.3 CONDICIONES DE OPERACIÓN VARIANDO $m'$ Y $C_g$ .....	81
6.4 CONDICIONES DE OPERACIÓN VARIANDO $m'$ Y $H$ .....	84
6.5 CONDICIONES DE OPERACIÓN VARIANDO $T_e$ .....	86
6.6 EFECTO DEL MODELO DE ESCALÓN DE FLUJO DE CALOR INCIDENTE EN EL RECIBIDOR .....	90
6.6.1 DISTRIBUCIONES RADIALES Y AXIALES DE LAS TEMPERATURAS .....	92
6.6.2 COMPARACIÓN ENTRE LOS MODELOS .....	95
6.6.3 CONDICIONES DE OPERACIÓN .....	97
6.6.3.1 CONDICIONES DE OPERACIÓN VARIANDO $m'$ Y $C_g$ .....	97
6.6.3.2 CONDICIONES DE OPERACIÓN VARIANDO $m'$ Y $H$ .....	98
6.6.3.3 CONDICIONES DE OPERACIÓN VARIANDO $T_e$ .....	100

6.7 EFECTO DE LOS MATERIALES EN EL CAMPO TÉRMICO .....	102
6.8 TABLAS DE RESULTADOS.....	106

---

<b>CAPÍTULO 7 CONCLUSIONES</b>	<b>111</b>
--------------------------------	------------

---

<b>REFERENCIAS</b>	<b>115</b>
--------------------	------------

---

<b>ANEXOS</b>	<b>120</b>
---------------	------------

## LISTA DE FIGURAS

- Figura 2-1      Dispositivo para el Estudio de Flujos Radiativos Concentrados (DEFAC)
- Figura 2-2      Vista lateral del conjunto del DEFAC
- Figura 2-3      Vista superior de los marcos con los 18 espejos
- Figura 2-4      Diagrama esquemático de un concentrador solar y el sol
- Figura 2-5      Formación de imagen solar de un espejo paraboloidal en el receptor
- Figura 3-1      Dirección del flujo de fluidos a la entrada del intercambiador
- Figura 3-2      Dirección del flujo de fluidos a la salida del intercambiador
- Figura 3-3      Esquema del intercambiador, corte transversal y frontal
- Figura 3-4      Calor útil y eficiencia térmica en el receptor en función de la temperatura
- Figura 4-1      Vista lateral del receptor
- Figura 4-2      Flujo radial entre placas planas
- Figura 4-3      Flujo radial entre los platos del intercambiador
- Figura 5-1      Esquema del dominio de integración y condiciones de frontera
- Figura 5-2      Esquema de la malla para el estudio numérico
- Figura 5-3      Esquema de la malla con los puntos nodales correspondientes a las ecuaciones nodales
- Figura 5-4      Validación de la solución numérica

- Figura 6-1 Distribución de temperatura en función del espesor  $z$  para diferentes valores de  $r$ ,  $T_e=100^\circ\text{C}$ ,  $m'=0.14$  kg/min,  $C_g=255$  soles, acero inoxidable y aceite térmico Móbil
- Figura 6-2 Distribución de temperatura en función del radio  $r$ , para diferentes valores de  $z$ ,  $T_e=100^\circ\text{C}$ ,  $m'=0.14$  kg/min,  $C_g=255$  soles, acero inoxidable y aceite térmico Móbil
- Figura 6-3 Temperatura adimensional en función del espesor  $Z$  para diferentes valores de  $R$ ,  $T_e=100^\circ\text{C}$ ,  $m'=0.14$  kg/min,  $C_g=255$  soles, acero inoxidable y aceite térmico Móbil
- Figura 6-4 Temperatura adimensional en función del radio  $R$  para diferentes valores de  $Z$ ,  $T_e=100^\circ\text{C}$ ,  $m'=0.14$  kg/min,  $C_g=255$  soles, acero inoxidable y aceite térmico Móbil
- Figura 6-5 Distribución de temperatura en función del espesor  $z$  para diferentes valores de  $r$ ,  $T_e=100^\circ\text{C}$ ,  $m'=0.14$  kg/min,  $C_s=4590$  soles, acero inoxidable y aceite térmico Móbil
- Figura 6-6 Distribución de temperatura en función del radio  $r$ , para diferentes valores de  $z$ ,  $T_e=100^\circ\text{C}$ ,  $m'=0.14$  kg/min,  $C_s=4590$  soles, acero inoxidable y aceite térmico Móbil
- Figura 6-7 Temperatura adimensional como función del espesor  $Z$  para diferentes valores de  $R$ ,  $T_e=100^\circ\text{C}$ ,  $m'=0.14$  kg/min,  $C_s=4590$  soles, acero inoxidable y aceite térmico Móbil
- Figura 6-8 Temperatura adimensional en función del radio  $R$  para diferentes valores de  $Z$ ,  $T_e=100^\circ\text{C}$ ,  $m'=0.14$  kg/min,  $C_s=4590$  soles, acero inoxidable y aceite térmico Móbil
- Figura 6-9 Temperatura en función de  $z$  para diferentes concentraciones en  $r=5$  cm,  $T_e=100^\circ\text{C}$
- Figura 6-10 Temperatura en función de  $r$  para diferentes concentraciones, en  $z=1$  cm,  $T_e=100^\circ\text{C}$
- Figura 6-11 Temperatura promedio del fluido a la salida del receptor para diferentes valores de concentración en función del flujo másico,  $T_e=100^\circ\text{C}$ , acero inoxidable y aceite térmico Móbil

- Figura 6.12 Temperatura máxima del plato absorbedor en función del flujo másico para diferentes valores de concentración,  $T_e=100^\circ\text{C}$  acero inoxidable y aceite térmico Móbil
- Figura 6-13 Temperatura promedio del fluido a la salida en función del flujo másico para diferentes coeficientes de transferencia H y concentraciones  $C_g$ 's,  $T_e=100^\circ\text{C}$
- Figura 6-14 Temperatura máxima del plato absorbedor en función del flujo másico para diferentes coeficientes de transferencia H y concentraciones  $C_g$ 's,  $T_e=100^\circ\text{C}$
- Figura 6-15 Distribución de temperatura en función del espesor z para diferentes temperaturas de entrada, en  $r=5$  cm,  $C_g=255$  soles
- Figura 6-16 Distribución de temperatura en función del espesor z para diferentes temperaturas de entrada, en  $r=5$  cm,  $C_s=4590$  soles
- Figura 6-17 Temperatura promedio del fluido a la salida en función del flujo másico para diferentes temperaturas de entrada,  $C_g=255$  soles
- Figura 6-18 Temperatura máxima del plato absorbedor en función del flujo másico para diferentes temperaturas de entrada,  $C_g=255$  soles
- Figura 6-19 Temperatura promedio del fluido a la salida en función del flujo másico para diferentes temperaturas de entrada,  $C_s=4590$  soles
- Figura 6-20 Temperatura máxima del plato absorbedor en función del flujo másico para diferentes temperaturas de entrada,  $C_s=4590$  soles
- Figura 6-21 Flujo de calor concentrado uniforme en todo el receptor
- Figura 6-22 Flujo de calor concentrado tipo escalón
- Figura 6-23 Distribución de temperatura en función del radio r para diferentes valores de z,  $T_e=100^\circ\text{C}$ ,  $C_g=255$  soles
- Figura 6-24 Distribución de temperatura en función del radio r para diferentes valores de z,  $T_e=100^\circ\text{C}$ ,  $C_s=4590$  soles

- Figura 6-25 Distribución de temperatura en función del espesor  $z$  para diferentes valores de  $r$ ,  $C_g=255$  soles
- Figura 6-26 Distribución de temperatura en función del espesor  $z$  para diferentes valores de  $r$ ,  $C_s=4590$  soles
- Figura 6-27 Distribución de temperatura en función del radio  $r$  con escalón y sin escalón, en  $z=1$  cm,  $T_e=100^\circ\text{C}$ ,  $C_g=255$  soles
- Figura 6-28 Distribución de temperatura en función del radio  $r$ , con escalón y sin escalón, en  $z=1$  cm,  $T_e=100^\circ\text{C}$ ,  $C_s=4590$  soles
- Figura 6-29 Temperatura promedio del fluido a la salida en función del flujo másico para diferentes concentraciones,  $T_e=100^\circ\text{C}$
- Figura 6-30 Temperatura promedio del fluido a la salida en función del flujo másico para diferentes coeficientes de transferencia  $H$  y concentraciones  $C_g$ 's, en  $r=5$  cm,  $T_e=100^\circ\text{C}$
- Figura 6-31 Temperatura máxima del plato absorbedor en función del flujo másico para diferentes coeficientes de transferencia  $H$  y concentraciones  $C_g$ 's, en  $r=1$  cm,  $T_e=100^\circ\text{C}$
- Figura 6-32 Temperatura promedio del fluido a la salida en función del flujo másico para diferentes temperaturas de entrada, en  $r=5$  cm,  $C_g=255$  soles
- Figura 6-33 Temperatura máxima del plato absorbedor en función del flujo másico para diferentes temperaturas de entrada, en  $r=1$  cm,  $C_g=255$  soles
- Figura 6-34 Temperatura promedio del fluido a la salida en función del flujo másico para diferentes temperaturas de entrada, en  $r=5$  cm,  $C_s=4590$  soles
- Figura 6-35 Temperatura máxima del plato absorbedor en función del flujo másico para diferentes temperaturas de entrada, en  $r=1$  cm,  $C_s=4590$  soles
- Figura 6-36 Distribución de temperatura en función del radio  $r$  para diferentes materiales y fluidos, modelo A, en  $z=1$  cm,  $T_e=100^\circ\text{C}$ ,  $C_s=4590$  soles

- Figura 6-37 Distribución de temperatura en función de espesor  $z$  para diferentes materiales y fluidos, modelo A, en  $r=5\text{cm}$ ,  $T_e=100^\circ\text{C}$ ,  $C_s=4590$  soles
- Figura 6-38 Distribución de temperatura en función del radio  $r$  para diferentes materiales y fluidos, modelo B, en  $z=1\text{cm}$ ,  $T_e=100^\circ\text{C}$ ,  $C_s=4590$  soles
- Figura 6-39 Distribución de temperatura en función del espesor  $z$  para diferentes materiales y fluidos, modelo B, en  $r=1\text{cm}$ ,  $T_e=100^\circ\text{C}$ ,  $C_g=4590$  soles

## LISTA DE TABLAS

Tabla 1-1	Características de sistemas solares térmicos
Tabla 3-1	Transmitancia en función de la transmitancia atmosférica y reflectividad de los espejos
Tabla 3-2	Valores máximos ideales de temperatura en el receptor en función de la transmitancia del cielo y reflectancia de los espejos
Tabla 3-3	Propiedades termofísicas de los metales considerados
Tabla 3-4	Propiedades termofísicas de algunos fluidos térmicos
Tabla 6-1	Comparación de materiales con el modelo A, con $T_e=100^\circ\text{C}$ , $m'=0.14$ kg/min, $C_g=4590$ soles
Tabla 6-2	Comparación de materiales con el modelo B, con $T_e=100^\circ\text{C}$ , $m'=0.14$ kg/min, $C_g=4590$ soles

## NOMENCLATURA

### LATINAS

VARIABLE	UNIDADES	DESCRIPCIÓN
A	$[m^2/hr]$	Constante
A <sub>A</sub>	$m^2$	Area de apertura del concentrador
A <sub>R</sub>	$m^2$	Area del receptor
B		Constante adimensional
C	soles	Razón de concentración
C <sub>p</sub>	$[J/kg K]$	Calor específico a presión cte. del fluido
C <sub>v</sub>	$[J/kg K]$	Calor específico a volumen cte. del fluido
F		Factor de forma
G <sub>b</sub>	$[W/m^2]$	Radiación directa normal
H	$[W/m^2 K]$	Coefficiente convectivo de transferencia de calor
k	$[W/m K]$	Conductividad térmica del fluido
MM		Número máximo de puntos nodales en eje z
m'	$[kg/seg]$	flujo másico
m		Indice para la coordenada discreta en eje z
NN		Número máximo de puntos nodales en eje r
n		Indice para la coordenada discreta en eje r
Nu		Número de Nusselt, adimensional
p	$[kg/m seg^2]$	Presión del fluido
Q, q	$[W/m^2]$	Flujo de energía por unidad de área
r	m	Coordenada radial
r <sub>c</sub>	m	Radio de la mancha solar
r <sub>i</sub>	m	Radio interno del intercambiador de calor

VARIABLE	UNIDADES	DESCRIPCIÓN
$r_2$	m	Radio externo del intercambiador de calor
T	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura
$T_{\text{amb}}$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura ambiente
$T_{\text{avr2}}$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura promedio del fluido en $r_2$
$T_e$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura del fluido a la entrada
$T_{\text{máx}}$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura máxima de placa
t	s	Tiempo
$V_r$	$[\text{m/s}]$	Velocidad radial
$V_z$	$[\text{m/s}]$	Velocidad en dirección z
$V_{\theta}$	$[\text{rad/s}]$	Velocidad angular
x		Coordenada en eje x
y		Coordenada en eje y
z		Coordenada axial adimensional
$z_0$	m	Dimensión del intercambiador

### GRIEGAS

VARIABLE	UNIDADES	DESCRIPCIÓN
$\alpha$		Absortancia del receptor
$\alpha$	$[\text{m}^2/\text{s}]$	Difusividad
$\beta_n$		Eigenvalores
$\nabla$		Gradiente
$\varepsilon$		Emitancia, Emisividad
$\Phi$		fracción de captura (fracción de energía saliendo del reflector que entra al receptor)
$\nu$	$[\text{m}^2/\text{s}]$	Viscosidad cinemática
$\rho$	$[\text{kg}/\text{m}^3]$	Densidad, reflectancia de la superficie del concentrador
$\sigma$	$[\text{W}/\text{m}^2 \text{K}^4]$	Constante de Stefan-Boltzmann
$\tau$	$[\text{kg}/\text{m s}^2]$	Tensor de esfuerzos viscosos

## RESUMEN

Las tecnologías termosolares de generación de potencia denominadas de disco Stirling son tecnologías de punta que están siendo desarrolladas en varios países, particularmente en Estados Unidos y en Alemania. En estas tecnologías se emplea un receptor acoplado a un sistema de generación eléctrico (motor Stirling-alternador) colocado en el plano focal de un sistema de concentración de platos cóncavos reflectores, todos montados en una estructura con seguimiento de tal manera que concentren la radiación solar en una región pequeña del plano focal.

En estos sistemas, el cálculo de los flujos radiativos concentrados es particularmente importante para el diseño de los receptores y resulta complejo. Con el objeto de estudiar estos flujos radiativos concentrados, en el Laboratorio de Energía Solar de la UNAM, se ha construido un Dispositivo para el Estudio de Flujos Radiativos Concentrados (DEFRAF). Este dispositivo cuenta con 18 espejos parabólicos montados sobre un marco hexagonal. Este marco a su vez estará montado sobre un marco de soporte principal que permite el seguimiento del movimiento aparente del sol.

El diseño del receptor del sistema de concentración es fundamental para el estudio de los flujos radiativos que se pretende hacer. El diseño y operación deberá ser tal que evite la fundición del metal debido a las altas temperaturas que se podrán alcanzar. El receptor se encuentra ubicado en el plano focal equivalente del sistema, ahí recibe el flujo solar concentrado y lo transmite a un fluido térmico que soporta altas temperaturas.

En este trabajo, se presenta el estudio paramétrico que se realizó para determinar las condiciones de operación del receptor del llamado DEFRAC. El receptor que se propone es un intercambiador de calor del tipo de plato plano con fronteras circulares. Consiste de dos platos paralelos, a través de los cuales fluye radialmente un fluido incompresible que recibe calor de uno de los platos que se calienta debido a la energía solar incidente. Se presentan gráficas de distribución de temperaturas como función de las coordenadas espaciales y gráficas paramétricas de temperaturas como función del flujo másico y de la concentración solar.

En función del estudio realizado se obtuvieron los siguientes resultados. Los materiales elegidos con el fin de usar el absorbedor como captador de energía térmica son los que forman la pareja AC-ATM, es decir, acero al carbón con el fluido aceite térmico Móvil, porque es la que presentó mayor calor útil y, por lo tanto, mayor eficiencia. Si el receptor se desea que funcione como un enfriador, la pareja AI-ATM acero inoxidable y aceite térmico Móvil debe de ser elegida, ya que es la que presenta la mínima temperatura de las máximas alcanzadas.

Las dimensiones del receptor que se proponen son: espesor  $z=1$  cm, radio interno  $r_1 = 0.5$  cm y un radio externo  $r_2 = 5$  cm.

Si se desea no tener una temperatura máxima mayor a  $1670^{\circ}\text{C}$ , se recomienda operarlo con una concentración de 1530 soles o menor, es decir 6 espejos o menos, así como operarlo con la menor razón de flujo con el fin de usar menor energía para la bomba.

El contenido de la tesis consta de seis capítulos. En el primero, se presenta una introducción, en la cual se describen los antecedentes, se da una breve explicación general de los distintos tipos de concentradores que existen, y se da una revisión bibliográfica. En el segundo capítulo se presenta una descripción general del DEFRAC. En el tercer capítulo se presenta la descripción del receptor del DEFRAC, así como los criterios de diseño. En el cuarto capítulo se describe el modelo matemático y en el quinto los métodos de solución. En el sexto capítulo se hace el estudio paramétrico y en el último capítulo se presentan las conclusiones. Al final de la tesis se presentan los anexos.

# 1. INTRODUCCIÓN

## 1.1 ANTECEDENTES

El desarrollo de un país está íntimamente ligado con el aprovechamiento racional de sus recursos energéticos. Nuestro país cuenta con una amplia gama de fuentes energéticas que si se utilizan de manera racional y adecuada contribuirán en gran medida al avance del país hacia la modernidad.

La generación de energía eléctrica del país está determinada no sólo por factores económicos, sino también por la disponibilidad de las fuentes primarias de energía.

En México la producción de energía eléctrica se sustenta principalmente en las plantas termoeléctricas utilizando combustibles fósiles o petrolíferos [1], además del aprovechamiento del recurso hidroeléctrico. Actualmente, aunque el 95% de la población ya tiene o goza de los beneficios de la energía eléctrica (dato proporcionado por CFE en julio 1994) [2], aún existen muchas comunidades rurales aisladas que no tienen el recurso.

Uno de los problemas asociados a la generación de energía eléctrica utilizando las centrales termoeléctricas es la contaminación ambiental que se produce al quemar combustibles fósiles. Esto ha representado hasta ahora un precio alto en el deterioro del medio ambiente del país. Por ello es que en la actualidad se está

invirtiendo en la investigación y el desarrollo de tecnologías que aprovechen las fuentes de energía no convencionales o renovables como lo son la biomasa, la eólica, geotermia y la energía solar.

En el sol se tiene una fuente de energía rentable y para fines prácticos inagotable, que podría solucionar un sinnúmero de problemas de índole energético sin producir el impacto ambiental negativo que han producido las fuentes de energía convencionales .

La situación geográfica de México se puede considerar de privilegio, ya que permite que la captación de radiación sea ventajosa debido a que la mitad del territorio nacional atraviesa el paralelo 23° 27' de latitud norte, o sea el Trópico de Cáncer, dividiendo a la República Mexicana en dos partes; la Norte que es de clima extremoso y seco, y la Sur que tiene características tropicales [3]. Tomando esto en consideración, el país representa el tercer lugar en el mundo con alto nivel de insolación solar, teniendo una energía solar promedio del orden de 8 kWh/m<sup>2</sup> normal al sol en un día claro de verano [4] y dando una potencia media anual de 2000 kW/m<sup>2</sup>, lo cual pone al país en un lugar preponderante para desarrollar a su favor tecnologías solares [5].

La importancia de desarrollar tecnologías para aprovechar el recurso solar ha hecho que cada día más personas se preocupen por encontrar las técnicas más adecuadas para captar y aprovechar la energía de sol, a través de diversos dispositivos denominados sistemas solares .

Los sistemas de aprovechamiento de la energía solar se han desarrollado a lo largo del tiempo en diferentes tipos y modalidades. Así, se puede hacer una gran división de éstos en sistemas fotovoltaicos y sistemas fototérmicos.

La tecnología de los sistemas fotovoltaicos esta constituida por los módulos fotovoltaicos. Estos convierten de manera directa la energía del sol en electricidad. Se basan en las propiedades de los sólidos semiconductores que permiten a estos materiales generar una carga eléctrica capaz de producir trabajo útil al exponerse a la luz solar. Esta tecnología está altamente comercializada. Sin embargo, por la baja eficiencia de conversión de las celdas fotovoltaicas su uso está limitado a sistemas de poca potencia.

Los sistemas fototérmicos de potencia tienen eficiencias superiores a los fotovoltaicos, por lo que es importante su estudio, investigación y desarrollo. Los sistemas termosolares de potencia pueden dividirse en tres grandes tipos: los sistemas de canal parabólico, los sistemas de receptor central y los de plato paraboloidales.

## 1.2 SISTEMAS FOTOTÉRMICOS

Los sistemas fototérmicos transforman la radiación solar en calor que puede ser utilizado directamente o convertido en energía mecánica o eléctrica. Un colector solar es una forma especial de intercambiador de calor que transforma la energía solar radiante en calor, pero un colector solar difiere en varios aspectos de la mayoría de los intercambiadores de calor convencionales. Estos últimos generalmente conllevan un intercambio de fluido a fluido con altas relaciones de transferencia de calor, siendo la radiación un factor poco importante. En un colector, la energía solar se transfiere de una fuente distante de energía radiante (el sol) a un fluido térmico.

Entre los diferentes tipos de colectores que se conocen no se puede apuntar cuál de ellos es mejor, dado que existe una gran cantidad de variables a considerar como son la disponibilidad de materiales, temperatura de operación, costo, tamaño, etc. De estas variables quizá la más importante sea la temperatura de operación, ya

que ésta tendrá que cumplir con las necesidades que se tengan de acuerdo a la aplicación que se vaya a dar al colector.

### 1.2.1 SISTEMAS DE CONCENTRACIÓN SOLAR

Se llaman concentradores solares a los dispositivos que aumentan la intensidad de la radiación solar sobre una superficie absorbente, la cual recibiría solamente el flujo solar debido a su apertura. La concentración de la radiación solar se logra mediante dispositivos ópticos que reflejan la radiación solar de manera que concentran el flujo incidente sobre un absorbedor de área menor que la de apertura.

La principal ventaja de un concentrador sobre un colector plano es que el flujo de energía en el primero es mayor, por unidad de superficie. Ello posibilita que se pueden alcanzar temperaturas más altas, superiores a los 100°C y hasta los 3800°C. Para lograr altas concentraciones (arriba de 80 soles) se requieren mecanismos muy precisos para seguir el movimiento aparente del sol. En estos sistemas, el seguimiento del sol se hace generalmente a través de sensores fotosensibles que envían una señal de naturaleza eléctrica a un sistema electrónico.

Cabe hacer mencionar que la razón de concentración geométrica se define como la razón del área de apertura del concentrador  $A_A$  (área proyectada no sombreada del sistema óptico) al área del receptor de energía solar  $A_R$ , siendo ésta adimensional. Sin embargo los conocedores del tema definen a esta razón como soles. Para el caso de un colector plano es obvio que  $C=A_A/A_R$  es igual a la unidad.

Existen tres tipos de sistemas térmicos de potencia comerciales, a saber, el de canal parabólico, el de torre central y el de plato Stirling. El incremento en la concentración solar corresponde a un incremento en las temperaturas de operación y a las eficiencias del sistema.

Los concentradores son básicamente de dos tipos: con mancha lineal y focal. Los concentradores de mancha lineal son aquellos que reciben la imagen solar alineada sobre un tubo receptor. Los concentradores de mancha focal aquellos que reciben la energía en un receptor ubicado en un punto focal. Los primeros alcanzan factores de concentración hasta de 212 soles, mientras que los segundos tienen factores máximos hasta de 45 000 soles [6].

### 1.2.1.1 Concentradores de canal parabólico

Los concentradores de canal parabólico tienen curvatura simple parabólica. Son los que necesitan mecanismo de seguimiento con un grado de libertad (foco lineal). Este tipo de concentradores tienen un ángulo de aceptación muy grande, concentración baja y diseño con base en alguna curvatura sencilla. Su orientación debe ser en dirección este-oeste (E-W) a fin de obtener mejor aprovechamiento de los ángulos de aceptación grandes. Las concentraciones para los concentradores de canal parabólico pueden llegar hasta 80 soles a una temperatura de operación de 350°C, con una eficiencia térmica de 10 a 14 % [7].

El sistema de canal parabólico concentra la radiación del sol sobre un tubo central encapsulado que recorre la línea focal del colector. Están localizados para que sigan al sol en una sola dirección (este-oeste) para que conserven su imagen solar alineada al tubo receptor. En estos sistemas la concentración solar y la temperatura de operación son relativamente bajas. El fluido de trabajo es típicamente aceite y se calienta a temperaturas de 300 °C a 400 °C en el receptor antes de pasar a través del intercambiador de calor. El intercambiador de calor transfiere el calor al agua que se calienta y que es usada para accionar un generador de turbina con ciclo de Rankine.

El tamaño óptimo para los sistemas de canal parabólico es de cerca de los 200 MWe y está limitado principalmente por factores económicos. [7].

### 1.2.1.2 Concentradores de torre central

El receptor central de potencia consiste de un campo de espejos montados sobre estructuras con dos ejes, llamados helióstatos, que reflejan la energía solar hacia un receptor montado en lo alto de una torre localizada en el centro del campo. La energía térmica colectada en el receptor es utilizada para la generación de vapor directo que impulsará a su vez a una turbina y ésta a un generador eléctrico.

Sin embargo, hoy en día en los receptores centrales de potencia, la colección de la energía solar es independiente de la generación de potencia ya que utilizan salmuera de nitrato de sodio como fluido térmico para almacenar la energía. El propósito de desacoplarlos es que la energía solar pueda ser colectada cuando el sol ilumina, pero la potencia pueda ser producida cuando hay demanda con un sistema de generador/turbina convencional.

Este tipo de concentradores usa una salmuera como medio de transferencia de calor. La ventaja de usar una salmuera es que es un líquido a la temperatura de operación del generador/turbina. A temperaturas cerca de los 290°C, la salmuera está fría (su punto de fusión es de 220°C), ésta se bombea del tanque de almacenamiento frío hacia el receptor térmico donde el flujo solar es de 800 soles y calienta hasta los 560°C antes de entregarla caliente al tanque de almacenamiento térmico.

La potencia eléctrica se produce transportando la salmuera caliente del tanque de almacenamiento, pasando esta a través de un generador de vapor de agua y entregando vapor a la turbina/generador. La salmuera fría se regresa al tanque de almacenamiento frío.

La potencia óptima de generación de las torres centrales está entre los 100 y 300 MW-eléctricos, debido a las limitaciones económicas y técnicas en el tamaño del campo solar [7].

### 1.2.1.3 Concentradores de plato parabólico/Stirling

El tercer tipo de sistemas térmicos solares, el sistema plato/Stirling está formado por un concentrador parabólico o plato, un receptor térmico y un generador de potencia eléctrica. El sistema opera siguiendo al sol y reflejando la radiación solar hacia el foco del concentrador parabólico, donde ésta es absorbida por el receptor. Este tipo de concentradores tiene dos grados de libertad mecánica (foco puntual). Es decir siguen al sol moviéndose en caminos prescritos para minimizar el ángulo de incidencia de la radiación solar directa sobre sus superficies y así maximizar la radiación directa incidente. La radiación solar directa es la radiación solar recibida desde el sol sin haber sido dispersada por la atmósfera. Los ángulos de incidencia y los ángulos de azimuth de superficie son necesarios para estos colectores. Es decir, la rotación es sobre dos ejes, los cuales pueden ser horizontal este-oeste, norte horizontal-sur, vertical o paralelo a los ejes de la tierra. La energía solar absorbida es entonces transferida al intercambiador de calor de una máquina de generación eléctrica. La máquina de generación utilizada en estos sistemas es la máquina de Stirling, aunque también se usan las máquinas con ciclo de Brayton y de Rankine.

Para concentraciones arriba de 50 soles es necesario utilizar sistemas de curvatura compuesta, como son los reflectores parabólicos de revolución o los casquetes semi-esféricos. Esto es debido a la mayor área de captación de energía la cual es reflejada en un pequeño receptor térmico, es decir a una mayor razón de concentración. Idealmente, estos sistemas funcionan durante todo el día con una incidencia de la radiación normal a su apertura, a excepción del sistema conocido como reflector esférico estacionario con receptor móvil.

Los espejos parabólicos son las únicas superficies que mantienen una distancia focal constante desde el vértice del propio espejo. El paraboloides de revolución es una superficie producida al girar una parábola alrededor de su eje óptico. En éste tipo de concentradores se pueden alcanzar concentraciones de 500 a 3600 soles. Debido al tamaño finito del sol y a imperfecciones en la construcción de espejos, el foco en sistemas de este tipo no es puntual. Las temperaturas que se han logrado alcanzar en estos sistemas van desde los 500 hasta los 3 800°C.

La potencia óptima de un sistema plato paraboloides Stirling es cerca de los 25 kWe, principalmente por el tamaño de las máquinas disponibles [7].

En resumen, podemos mencionar que existen tres grandes grupos de concentradores solares:

- En los sistemas de canal parabólico, los espejos siguen al sol en un solo eje y enfocan la luz solar en el tubo receptor localizado en el foco de la parábola. El fluido dentro del tubo transporta la energía térmica ganada a un sistema convertidor.
- En los sistemas de receptor central, los espejos grandes (helióstatos) siguen al sol y concentran la luz solar en un receptor localizado en la parte superior de una torre para calentar el fluido térmico de trabajo. Este fluido transfiere el calor a una máquina térmica conectada a un generador eléctrico.
- En los sistemas de plato paraboloidales, existen varios diseños, todos en común emplean un receptor acoplado a un sistema de generación eléctrico (motor Stirling-alternador) colocado en el plano focal de un sistema de concentración solar con capacidad de seguir el movimiento aparente del sol y concentrar la radiación solar en una región pequeña del plano focal.

En la Tabla 1-1, se muestran las características principales de operación de los sistemas térmicos solares [7].

Tabla 1-1 Características de sistemas solares térmicos

<i>TIPO DE SISTEMA</i>	<i>CONCENTRACIÓN SOLAR (SOLES)</i>	<i>TEMPERATURA DE OPERACIÓN (°C)</i>	<i>EFICIENCIA ANUAL (%)</i>
<i>Canal Parabólico</i>	80	350	10 a 14
<i>Receptor Central</i>	800	560	15 a 20
<i>Plato Paraboloides</i>	3000	800	24 a 28

En México se han hecho varios estudios sobre concentración solar, especialmente en la Universidad Nacional Autónoma de México. En el Laboratorio de Energía Solar del Instituto de Investigación de Materiales de dicha Universidad (IIM-UNAM), se está construyendo un dispositivo experimental que será usado para estudiar, desarrollar y evaluar la tecnología de platos paraboloidales.

Este dispositivo experimental lleva por nombre Dispositivo para el Estudio de Flujos **RA**diativos Concentrados (DEFAC) y cuenta con 18 espejos paraboloidales montados sobre un marco hexagonal. Este marco a su vez está montado sobre un marco de soporte principal que permite el seguimiento del movimiento aparente del sol.

Los rayos solares concentrados incidirán sobre el receptor que tiene una superficie plana circular posicionada en el plano focal del DEFAC, formando la imagen solar. La imagen solar es la distribución del flujo de radiación solar en una pequeña región sobre el punto focal del concentrador a través del foco. Con ayuda

de un sistema de vídeo, la toma de esta imagen se podrá digitalizar para su estudio posterior. Dado que se esperan alcanzar densidades de flujo radiativo elevadas, es necesario que el receptor, que sirve como pantalla, se enfríe para evitar que se derrita el material.

La presente tesis forma parte del proyecto para el diseño del receptor del DEFRAC. Se ha elegido como receptor un intercambiador de calor que consiste de dos placas planas paralelas circulares espaciadas en donde en una de ellas entra en su parte central el fluido térmico y en la otra se recibe el flujo radiativo concentrado. El flujo del fluido es radial.

### 1.3 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

Para planear las acciones a tomar en el estudio de la transferencia de calor en el receptor circular plano para el DEFRAC, se realizó un estudio bibliográfico para determinar el estado del desarrollo de la investigación en el área de receptores de radiación solar en sistemas de foco puntual. Se presenta a continuación un resumen de este estudio.

**Cobble [8]** presenta un análisis de un intercambiador de calor de tipo de placa plana de forma circular, el cual puede ser utilizada para calentar líquidos, localizado en el foco de un concentrador de tipo paraboloïdal. En el intercambiador fluye un fluido incompresible ideal, radialmente mientras está siendo calentado. En el artículo se presentan dos tipos de condiciones de frontera, en ambos casos la placa superior está aislada. En el primer caso, la temperatura de la placa inferior se supone constante y, en el segundo caso, la razón de calor por unidad de área incidente en la placa inferior es supuesta constante. En los resultados del artículo se da una ecuación para obtener el campo de temperaturas en el fluido para ambos casos. En este análisis es el que se basa el estudio presentado en esta tesis. Las

condiciones de frontera a considerar incluyan los términos convectivos y radiativos, lo cual hace un trabajo completo.

**Cobble [9]** presenta un análisis teórico de tres tipos de intercambiadores de calor para uso en concentradores solares. El análisis se basa en suposiciones tales como el uso de un fluido incompresible, entrada de flujo de energía constante por unidad de área, y pérdidas convectivas a los alrededores. Cobble presenta como resultados expresiones analíticas para los campos de temperaturas y temperaturas promedio de salida. Además, las presenta en expresiones adimensionales y presenta sus gráficas para tres configuraciones diferentes. El primer intercambiador de calor es de geometría de placa plana. Menciona que este tipo de intercambiador de calor es óptimo para ser usado en concentradores solares que tienen una superficie reflectiva en forma de un cilindro parabólico. El segundo tipo de intercambiador en el cual presenta expresiones para obtener la temperatura en cualquier punto, es de geometría circular de placa plana, tiene superficies reflectivas en forma de un paraboloides de revolución. La tercer geometría de intercambiador de calor estudiada es de forma cilíndrica. Esta geometría es usada frecuentemente con superficies reflectivas del tipo de cilíndricos parabólicos. De los tres tipos de intercambiadores los dos primeros son los que se usan frecuentemente, es decir son tipo óptimo de intercambiador de calor para uso en concentradores solares. El primero para concentradores de canal parabólicos y el segundo tipo para concentradores de tipo plato paraboloidales.

**Lorenzini y Spiga [10]** determinan analíticamente la distribución de la temperatura dependiente del tiempo en una muestra localizada en el plano focal de un espejo paraboloidal de un horno solar. Consideran pulsos diferentes de calor y muestran algunas gráficas sobre ello.

Los autores presentan una breve explicación de lo que es un horno solar, el cual está hecho de un colector concentrador que refleja los rayos solares a un blanco

pequeño, cuya superficie se encuentra localizada cerca del plano focal perpendicular al eje de concentración. Mencionan también que si el concentrador del horno se restringe a un espejo con geometría perfecta, la imagen solar (producida por los rayos reflejados) cerca del plano focal, es un círculo. Por lo tanto el flujo de calor solar alcanza la superficie circular del receptor plano, mientras que el flujo de calor se desvanece en cada punto del receptor fuera del círculo. La distribución de la temperatura en el receptor se determina por medio de la ecuación de conducción de calor bajo la hipótesis de condiciones transitorias. Consideran la conducción de calor axial (perpendicularmente al plano focal). El problema lo resuelven en simetría azimutal y el receptor se supone que no intercambiará una considerable energía radiante. La temperatura logra su más alto valor en el centro de la mancha y decrece cuando el radio se incrementa, además es inversamente proporcional a la conductividad térmica del material del receptor y es lineal con respecto al radio de la imagen solar y al flujo de calor. La velocidad con que se incrementa la temperatura es lineal con respecto al flujo de calor. De hecho, en el mismo intervalo de tiempo, la temperatura alcanza su valor más alto en el centro del receptor de la superficie, y más bajo en el borde. Sin embargo este estudio sólo es sobre una placa sólida.

**Stine y McDonald [11]** comentan que para tener una predicción en el funcionamiento de un concentrador solar es necesario el conocimiento de las pérdidas de calor convectivas del receptor de cavidad. La cantidad de pérdidas de calor depende de la temperatura de la cavidad, inclinación, geometría y velocidad del viento. En éste artículo se presentan los resultados tanto de los estudios experimentales de los efectos de las tres primeras variables usando un receptor de cavidad de tamaño completo, así como de los obtenidos por un modelo matemático que calcula las pérdidas de calor por convección. Para hacer un buen diseño de un concentrador solar de plato parabólico es importante saber determinar las pérdidas de calor en el receptor. La geometría de éste hace difícil la determinación

exacta de estas pérdidas. Los autores reportan datos de pérdidas de calor a diferentes temperaturas y posiciones para el receptor. Comentan que las pérdidas se incrementan tanto con la temperatura como con la apertura normal. Las pérdidas convectivas con respecto a la apertura normal de la cavidad apuntando hacia abajo o cercanamente son tan bajas que pueden ser relativamente despreciables a la radiación y conducción. Para aperturas pequeñas, el tamaño de la apertura del receptor tiene un mayor impacto sobre las pérdidas de calor convectivas en la cavidad. Esta reducción en el coeficiente de transferencia de calor llega a ser menor y casi no existe cuando el diámetro de la apertura se aproxima al diámetro interior de la cavidad. El receptor en el cual se llevo a cabo el estudio es un tipo de tubo abierto cilíndrico con una sección al final cónica. Con diámetro interno de 66 cm y 69 cm de longitud. Las temperaturas fueron variadas a partir de 315 °C hacia arriba. El fluido de transferencia de calor utilizado fue Syltherm 800™. Las pérdidas de calor fueron calculadas como el producto de la razón de flujo, calor específico del fluido y la diferencia de temperaturas a la entrada y salida del receptor. A pequeñas razones de diámetros de apertura, se reducen las pérdidas de calor convectivas. Los autores presentan correlaciones para describir las pérdidas de calor en un receptor con cavidad, en función del diámetro de apertura, número de Grashof, número de Nusselt, temperatura ambiente, temperatura interna de la pared y ángulo de inclinación de la cavidad. El estudio es experimental.

**Steinfeld [12]** presenta un estudio para el cálculo de la absortancia de una cavidad esférica con una apertura circular, las paredes de la cavidad tienen componentes reflexivos especulares y difusos. La absortancia aparente de una cavidad, se define como la fracción de flujo de energía por unidad de área emitido por una superficie de cuerpo negro tendida a través de la apertura de la cavidad la que es absorbida por las paredes de la cavidad. Debido a las reflexiones múltiples entre las paredes de la cavidad la absortancia de la cavidad excederá el valor de la absortancia de la superficie. A éste efecto se le llama efecto de cavidad. Este efecto

es un parámetro importante para el diseño de receptores/reactores para los hornos solares para la captura de radiación solar. A partir de los resultados el autor concluye que la absorptancia aparente se aproxima a la unidad en cuanto el ángulo de apertura es más pequeño y decrece aproximándose a la absorptancia de la superficie cuando el ángulo de la apertura es más grande.

**Mancini [13]** presenta el análisis y diseño de dos concentradores de plato parabólico de membrana estirada. Estos concentradores se integrarán a un receptor solar avanzado a una unidad de producción de potencia generador Stirling de 25 kWe. El primer concentrador será comercial y será diseñado con varios espejos de membrana estirada. El segundo concentrador será de una sola membrana estirada. Presenta un análisis del diseño de los dos platos de membrana estirada usando un código de computadora denominado CIRCE para modelar el funcionamiento óptico de los concentradores y un modelo matemático que considera la transferencia de calor por conducción, convección y radiación, así como el cálculo de las pérdidas térmicas desde los receptores solares al medio ambiente. La eficiencia del colector solar, definida como el producto de la eficiencia óptica del colector y la eficiencia térmica del receptor, es optimizada por comparación del funcionamiento de varias configuraciones de concentradores solares.

**Steinfeld y Schubnell [14]** presentan un método para obtener la máxima eficiencia de conversión de la radiación de la energía solar concentrada a calor de proceso, en un receptor. Esta eficiencia está en función del diámetro de apertura y de la temperatura nominal de operación de la cavidad de un receptor suponiendo pérdidas de reradiación por cuerpo negro. Examinan analíticamente el caso mas general que es una distribución gaussiana y una distribución uniforme del flujo por unidad de área de potencia incidente al plano focal para un plato paraboloidal McDonnell Douglas. Comparan los resultados teóricos con los resultados

obtenidos cuando usan una distribución de flujo por unidad de área ópticamente medida.

El tamaño óptimo de la apertura llega a depender tanto de la radiación máxima capturada como de las pérdidas de radiación mínimas. La geometría puede afectar la distribución de la potencia sobre las paredes internas, pero no tiene mayor influencia sobre la eficiencia de absorción. Los autores comentan que para una distribución de flujo por unidad de área incidente dado, hay una temperatura de operación óptima y un radio de apertura óptimo para los cuales se da una eficiencia máxima. Ellos concluyen que ópticamente la imagen concentrada, para la cual la distribución de la densidad de flujo en el plano focal tiene un perfil gaussiano se presenta entre temperaturas óptimas de operación de 800 K a 1300 K y un radio de apertura que varía de  $2.6\mu$  a  $2.9\mu$  para las densidades de flujo pico entre 1000 y 12000 soles. Muestran también una serie de gráficas en las cuales presentan distribuciones de flujo por unidad de área solar en el plano focal del horno solar. En las cuales la potencia interceptada por una apertura de radio  $r$ , es obtenida integrando el flujo sobre el área de apertura. Así también, en este artículo se presenta la eficiencia de absorción de energía como una función de la temperatura de la cavidad del receptor y de su radio de apertura.

**Steinfeld, Imhof y Fletcher [15]** presentan una alternativa para envoltentes aislados convencionales para receptores solares de alta temperatura, el cual consiste de un receptor con paredes internas especularmente reflectivas en los alrededores del intercambiador. El intercambiador está localizado en el foco del concentrador solar e intercepta directamente toda la potencia que está llegando. Conforme las temperaturas se elevan, el reactor emite más radiación difusa infrarroja, la cual es reflejada por paredes especularmente reflejantes y redireccionadas a la parte de atrás del reactor, donde la energía es necesaria. Este estudio lo presentan en dos configuraciones, un reactor esférico con espejos esféricos concentrados y en un

reactor tubular con espejos concentrados cilíndricos. Las paredes del receptor son mantenidas en frío, para así eliminar la necesidad de materiales cerámicos para la construcción, los nuevos diseños ofrecen una excelente resistencia térmica y muy baja capacitancia térmica; así también la geometría propuesta está bien adaptada para los procesos de absorción directa.

En los receptores de cavidad solar para procesos termoquímicos de altas temperaturas, tienen las envolventes usualmente bien aisladas con materiales refractarios. Otra sección importante es la pequeña apertura dónde la radiación entra y es absorbida por las paredes internas del receptor después de múltiples reflexiones. Estas paredes internas están a temperatura máxima, a partir de la cual la energía es transferida al reactor. Como el receptor opera a temperaturas arriba de 1500 K requiere de materiales refractarios que son quebradizos y caros, los cuales tienen cierta capacitancia térmica y una débil resistencia a los choques térmicos.

Schubnell [16] presenta un estudio acerca de la imagen solar en el plano focal de los concentradores de plato parabólicos. La distribución del flujo es básicamente una imagen de la distribución angular de la radiación directa solar incidente. Investiga la influencia de la radiación sobre la distribución del flujo. Analiza la dependencia espectral de la distribución de flujo. Ambos estudios los hace experimentalmente y por medio de procedimiento de trazamiento de rayos. Encuentra que el ancho de la mancha solar incrementa con respecto a longitudes de onda largas. Por el contrario la razón de concentración es más alta a longitudes de onda cortas.

Lund [17] presenta un análisis hecho en un receptor de calor. Este receptor dinámico de calor solar sensible de una sistema de potencia de una base espacial es un componente que debe absorber energía solar concentrada entrando en su interior. De esta energía parte es utilizada y parte se almacena. Esta energía se almacena para tenerla disponible y entregarla como potencia térmica constante para

cuando no haya radiación o se presente un eclipse. Para almacenar esta energía latente se utilizan materiales de cambio de fase, tales como compuestos de fibras de carbón. El análisis de calor sensible con flujo axial lo realizan usando un método llamado Transformada de Fourier rápida. Presenta una comparación de su funcionamiento con los receptores contruidos con los materiales de cambio de fase.

**Kribus [18]** presenta un estudio sobre un receptor solar de geometría de ventana cono truncado. Considera el aspecto de la transmisión de la radiación solar entrando a la ventana. Comenta que es posible alcanzar razones de transmisión muy altas de la radiación entrando al medio para ángulos grandes de los ejes. Un plano trasero reflector permite razones de transmisión muy altas entrando con pequeños ángulos relativos a los ejes del cono. En un sistema solar de concentración de plato la transmisión del 99% es posible en un cierto rango de parámetros geométricos. Recomienda diferentes parámetros geométricos esenciales para diferentes flujos de radiación incidente.

**Galindo y Bilgen [19]** presentan un análisis matemático de la relación de problemas entre los sistemas de concentración solar y los procesos termoquímicos de alta temperatura. El sistema estudiado comprende un helióstato, un concentrador parabólico y un receptor. Realizaron un estudio paramétrico sobre la eficiencia global del receptor con respecto a la temperatura. En éste análisis consideran parámetros tales como la radiación horaria, pérdidas respecto a la reflexión y absorción en los helióstatos y sistemas del concentrador, la distribución de densidad de flujo de radiación en el receptor, intercambio de radiación y la transferencia de calor útil. Los parámetros tales como la distribución de temperatura en el receptor así como la eficiencia térmica pueden calcularse. Este modelo se verificó usando resultados experimentales obtenidos en dos diferentes sistemas. Entre los resultados que obtuvieron destacan los siguientes: la eficiencia

del receptor decrece con el incremento de la temperatura; el incremento de la razón de la longitud de la cavidad (adimensional) mejora la eficiencia. Así también los valores de las eficiencias obtenidas para el receptor fueron del orden de 0.6 - 0.7 para procesos termoquímicos.

Este estudio bibliográfico presenta la existencia de un extenso trabajo sobre receptores con diferentes geometrías, destacando los de cavidad. Hay trabajos enfocados ya sea al estudio teórico (modelación) o al estudio experimental, pero así también los hay que preentan ambos estudios. También el estudio muestra la problematica de los receptores de sistemas de concentración solar de foco puntual. Sobre los receptores de placas planas paralelas, los trabajos más importantes, para los fines de esta tesis, son los de Cobble [8] y [9].

Los trabajos presentados en general están enfocados al estudio de eficiencias obtenidas, de como obtener las máximas eficiencias de absorción para distintas geometrías de receptor, así como eficiencias de conversión deradiación concentrada a calor de proceso, etc. Steinfel y Schubnell presentan un estudio analítico de eficiencias de conversión par un receptor deun plato paraboloidal presentandouna distribución gaussiana.

Es importante señalar que ninguno de los trabajos presentados reportan estudios acerca de las distribuciones de temperatura obtenidas en los receptores a partir del uso de diferentes fluidos. En este estudio se hace este análisis mediante el estudio paramétrico para diferentes fluidos en un receptor de placas planas paralelas circulares considerando efectos tales como diferentes materiales y fluidos, razones de concentración, velocidad de viento, etc.

Como ya se mencionó, Cobble encuentra una forma analítica para la distribución de temperaturas del flujo de fluidos radial entre dos placas planas paralelas de forma circular. El considera el flujo concentrado de radiación uniforme

en toda la placa dónde incide. Sin embargo, en la realidad, este no será el caso, ya que la imagen solar es finita y menor a la placa. Resolver este problema implicará considerar un flujo de energía solar concentrado en forma de meseta o de campana gaussiana.

#### **1.4 OBJETIVO**

El objetivo de esta tesis es obtener el análisis térmico de la transferencia de calor en un receptor de placas planas paralelas circulares con flujo de fluidos radial del centro hacia afuera que será instalado en el DEFRAC. Así como determinar los campos de temperaturas en el fluido y proponer el diseño óptimo a través de un estudio paramétrico tomando en cuenta tres factores fundamentales: los materiales, las dimensiones y las condiciones de operación (flujos máscicos y flujos radiativos).

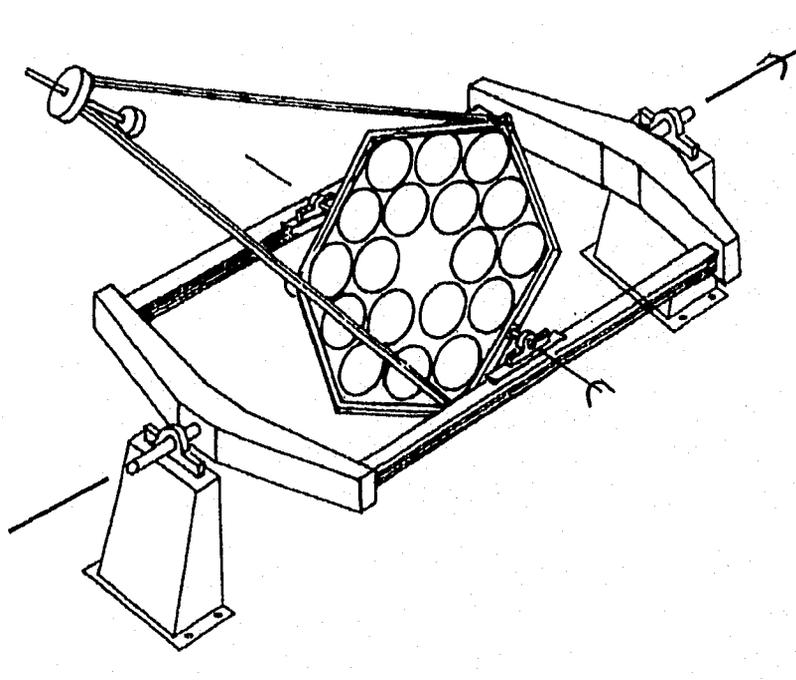
## **2. DEF R A C**

### **2.1 DESCRIPCIÓN DEL DEF R A C**

El Dispositivo para el Estudio de los Flujos RAdiativos Concentrados (DEF R A C) es un sistema diseñado y construido en el Laboratorio de Energía Solar. Consiste de una estructura metálica con montadura ecuatorial, lo que le permite darle seguimiento al movimiento aparente del sol, y sobre la cual se pueden instalar distintos tipos de superficies cóncavas reflexivas. El receptor es un intercambiador de calor de plato plano con flujo radial. El DEF R A C tiene varios objetivos. La caracterización y evaluación de diversas superficies reflexivas, tales como (i) las de vidrio con aluminizado en superficie primaria con calidad de espejo para observación astronómica, (ii) los maquinados mecánicos con control numérico y utilizando máquinas en materiales que permitan un acabado de alto brillo en el proceso de pulido; (iii) de membranas estiradas con la utilización de vacío; y (iv) de las membranas moldeadas con esfuerzos mecánicos, que se utilizarán para fines de concentración solar; así como estudios específicos sobre flujos radiativos concentrados. En la Figura 2-1 se muestra un esquema de conjunto del DEF R A C.

El dispositivo de concentración se puede describir como un equipo compuesto de varios elementos. En primer lugar tenemos un marco hexagonal fabricado en material estructural de acero al carbón, que es ligero y muy resistente. Este marco tiene en dos de sus caras opuestas flechas de acero que se montan sobre unas chumaceras dándole así posibilidades de girar libremente. Este giro corresponde a un eje de la montadura ecuatorial y permite el ajuste diario del ángulo de la trayectoria del sol [20].

Sobre este marco hexagonal se encuentran localizados los soportes que sujetan a su vez a los 18 espejos calidad astronómica que harán el trabajo propio de la concentración. El sistema de sujeción de los espejos permite ajustar con precisión cada uno de ellos para que su concentración en el punto y plano focal sea óptimo.



**Figura 2-1** Dispositivo para el Estudio de Flujos Radiativos Concentrados, (DEFRAC) [20]

El segundo elemento importante del equipo, lo constituye el marco principal, que tiene la función de sujetar por un lado el marco hexagonal sobre las chumaceras y, por otro, la de llevar el segundo eje de giro que le dará el seguimiento directo al sol. Los ejes de este marco principal son barras de 3.8 cm (1 1/2") de diámetro y descansan sobre unas chumaceras que a su vez se encuentran ancladas sobre unos pedestales. En la Figura 2-2 se muestra una vista lateral con los principales

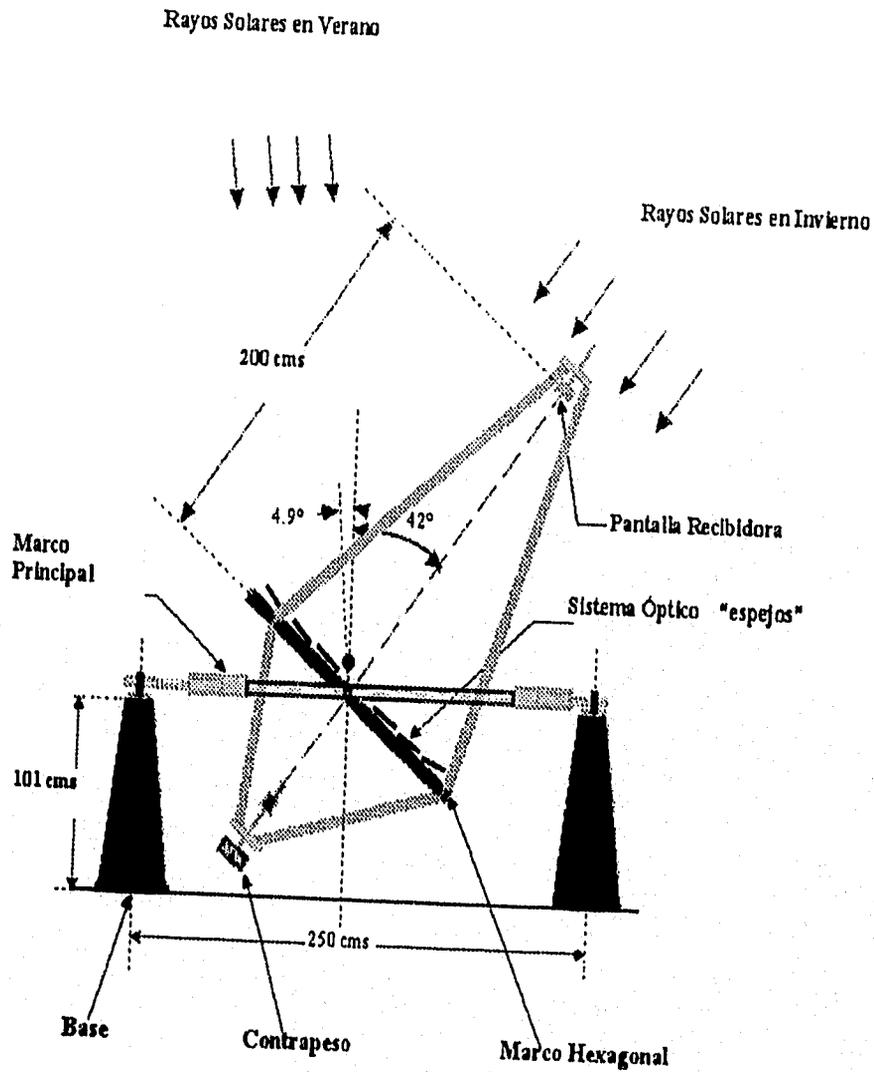


Figura 2-2 Vista lateral del conjunto del DEFRAC, [21]

componentes del DEFRACT.

La orientación de estos elementos es importante. Los pedestales que sujetan las dos chumaceras se localizan sobre un eje con orientación Norte-Sur. Esta orientación le permite moverse en forma circular con trayectoria de más o menos  $90^\circ$  para mover el sistema con seguimiento directo al sol. El marco hexagonal tiene su eje en orientación Oriente-Poniente y permite ajustar la altura solar sobre la bóveda celeste [21]. El marco hexagonal tiene un movimiento de aproximadamente 50 grados que permite orientar al DEFRACT tanto en el solsticio de invierno como en el de verano para cualquier lugar de la República Mexicana. En la Figura 2-3 se muestra una vista superior del marco principal y hexagonal con los 18 espejos.

Sobre el eje Norte-Sur del marco principal del sistema opera un motor que permite seguir durante el día el movimiento aparente del sol. Este se controla electrónicamente para garantizar la precisión del movimiento.

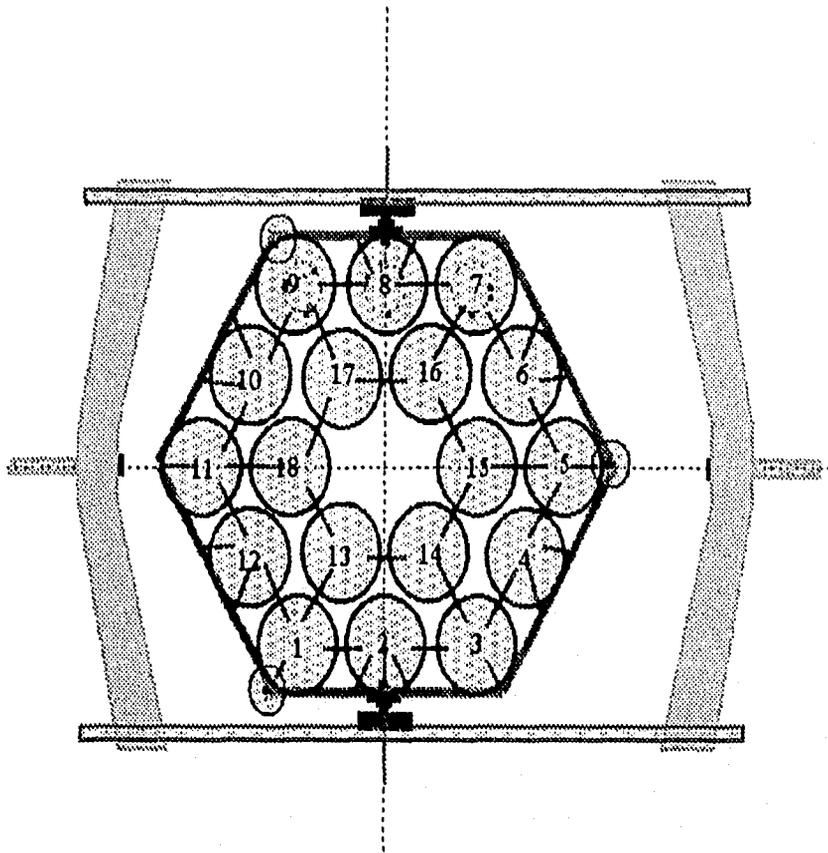


Figura 2-3 Vista superior de los marcos con los 18 espejos, [21]

## 2.2 ESTIMACIÓN DEL FLUJO RADIATIVO CONCENTRADO

En esta sección se presenta el cálculo de la concentración máxima que se pueda obtener con el DEFRACT.

La concentración geométrica  $C$  se define como la razón del área de apertura del concentrador  $A_A$  al área del receptor  $A_R$ , así:

$$C = C_{\text{areal}} = \frac{A_A}{A_R} \quad (2-1)$$

dónde  $A_A$  es el área de aceptación del sistema concentrador y  $A_R$  el área del receptor viendo el sol de radio  $r$  a una distancia  $R$ . El medio ángulo subtendido por el sol es  $\theta_s$ .

El desarrollo de la razón de concentración máxima por Rabl [22] está basada en la segunda ley de la termodinámica aplicada al intercambio de calor radiativo entre el sol y el receptor.

Si el concentrador es perfecto, la radiación desde el sol sobre la apertura y así también sobre el receptor es la fracción de la radiación emitida por el sol, la cual es interceptada por la apertura. Aunque el sol no es un cuerpo negro, para este estudio, éste puede ser supuesto como un cuerpo negro a temperatura  $T_s$ :

$$Q_{s \rightarrow R} = A_A \frac{r^2}{R^2} \sigma T_s^4 \quad (2-2)$$

donde  $Q_{s \rightarrow R}$  es el flujo de energía desde el sol al receptor,  $r$  el radio del sol,  $R$  distancia desde el sol al concentrador y,  $\sigma$ , la constante de Stefan Boltzman.

Un receptor perfecto, por ejemplo, un cuerpo negro radia energía igual a  $\sigma T_R^4$ , donde  $T_R$  es la temperatura del receptor y una fracción de ésta  $F_{R \rightarrow s}$  (factor de forma) alcanza el sol,

$$Q_{R \rightarrow s} = A_R \sigma T_R^4 F_{R \rightarrow s} \quad (2-3)$$

Si tanto la fuente (el sol) como el receptor se encuentran en equilibrio termodinámico, la máxima temperatura que podría tener el receptor es la de la

fuente, ya que el calor siempre fluye de mayor a menor temperatura, y si  $T_R = T_s$ , entonces

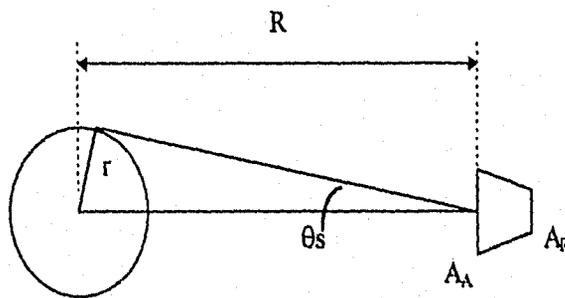
$$Q_{s \rightarrow R} = Q_{R \rightarrow s} \quad (2-4)$$

Con base en las Ecuaciones 2-2, 2-3 y reorganizando la Ecuación 2-4, se obtiene la siguiente ecuación:

$$\frac{A_s}{A_R} = \frac{R^2}{r^2} F_{R \rightarrow s} \quad (2-5)$$

y si el valor máximo de  $F_{R \rightarrow s}$  es la unidad, la razón de concentración máxima para concentradores circulares es (ver Figura 2-4):

$$C = \frac{A_s}{A_R} = \frac{R^2}{r^2} = \frac{1}{\sin^2 \theta_s} \quad (2-6)$$



**Figura 2-4** Diagrama esquemático de un concentrador solar y del sol

Íntimamente relacionado a la concentración está el ángulo de aceptación ( $2\theta_c$ ), es decir, el rango angular sobre el cual todos o casi todos los rayos son aceptados sin mover todo o parte del colector. La radiación incidente sobre un elemento diferencial de área de un reflector puede ser pensada como un cono teniendo un ángulo de  $32'$  o un medio ángulo de  $16'$ . La radiación reflejada desde el elemento será un cono similar y tendrá el mismo ángulo si el reflector es perfecto. La intersección de este cono con la superficie del receptor determina el tamaño de imagen y la forma para este elemento, y la imagen total será la suma de las imágenes para todos los elementos del reflector. La radiación concentrada en el foco es distribuida sobre una pequeña región con la concentración más alta de flujo en el centro, decreciendo exponencialmente hacia la orilla.

Entonces por la segunda ley de la termodinámica requiere que el máximo posible de concentración para una aceptación dada de ángulo medio  $\theta_c$  sea:

$$C_{ideal, 3D} = \frac{1}{\text{sen}^2 \theta_c} \quad (2-7)$$

para los concentradores tridimensionales (conos, platos, pirámides).

En virtud de que el radio angular del sol es  $\theta_s = \theta_c = 0.32' = 0.533^\circ$  el límite termodinámico de un concentrador solar con seguimiento es de 212 soles en geometría bidimensional (línea focal), y 45 300 soles en geometría tridimensional (punto focal) [6]. La concentración que se puede lograr en sistemas prácticos se reduce por un número de factores [23]:

1. La mayoría de los concentradores, en particular las parábolas y lentes con enfoque, se basan en diseños ópticos que hacen que queden por abajo del límite termodinámico por un factor de 2 a 4.

2. Los errores de seguimiento, contornos de los espejos y alineación de los receptores hacen necesarios que el diseño de los ángulos de aceptación sean mayores que el ancho angular del sol.
3. Ningún lente o material de espejos es perfectamente especular, de ahí que el ángulo de aceptación debe hacerse mayor aún; este factor se agrava por el polvo y la tierra.
4. Dada la dispersión atmosférica, una significativa porción de la radiación solar puede venir de otras direcciones que las del disco solar.

La opción de la óptima concentración para una aplicación dada involucra a una evaluación de estos y otros factores -ópticos, climáticos, térmicos, económicos, etc. y es poco probable que cualquier tipo de concentrador individual sea el deseable para todas las aplicaciones.

### 2.2.1 LIMITE MÁXIMO DE CONCENTRACIÓN

Para instrumentos ópticos que forman imágenes tales como los lentes, las propiedades de concentración de luz se formulan generalmente en términos de un número  $f$ , definido como la relación entre la longitud focal  $F$  y el diámetro de la apertura  $D$  del espejo o lente, dicho análisis lo presenta Rabl [22] para determinar el límite máximo de concentración. Si

$$f = \frac{F}{D} \quad (2-8)$$

entonces, para valores grandes de  $f$ , esto es  $F \gg D$ , el diámetro de la imagen es  $a = 2F \sin \theta_c$ , y este valor determina el tamaño del área del absorbedor, dando una concentración

$$C = \frac{\pi \left(\frac{D}{2}\right)^2}{\pi \left(\frac{a}{2}\right)^2} = \left(\frac{D}{a}\right)^2 = \left(\frac{D}{2F \text{sen} \theta_c}\right)^2 = \left(\frac{1}{2f}\right)^2 C_{ideal} \quad (2-9)$$

En función de la Ecuación 2-9 se requiere valores de  $f$  mayores a  $\frac{1}{2}$  [20] para que el instrumento óptico esté libre de aberraciones.

$$f \geq \frac{1}{2} \quad (2-10)$$

Para lentes curvos la distancia focal se formula como la distancia proyectada de la superficie del lente al punto focal, más que del centro del lente al punto focal; con tal definición que el número  $f$  puede ser menor a  $\frac{1}{2}$  [23].

Con base en lo anterior, para el sistema DEFRAC, si se tiene un espejo con diámetro de  $D = 0.3$  m y una longitud focal de  $F = 2$  m, como se muestra en la Figura 2-5, entonces,

$$f = \frac{F}{D} = 6.666 \quad (2-11)$$

Si el valor de la concentración ideal para estos sistemas es de 45300 soles, entonces se tiene una concentración teórica para un sólo espejo de:

$$C_{1 \text{ esp}} = \left(\frac{D}{a}\right)^2 = \left(\frac{1}{2f}\right)^2 C_{ideal} = \left(\frac{1}{2 \times 6.66}\right)^2 45300 \quad (2-12)$$

$$C_{1 \text{ esp}} = 255 \text{ soles}$$

Como el sistema consta de 18 espejos, entonces se tendrá una concentración total de

$$C_{\text{sist}} = C_g = 18 \times 255 = 4586 \cong 4590 \text{ soles}$$

Estos valores corresponden a los máximos posibles que se podrían alcanzar. En realidad debido a que  $f$  no es suficientemente grande y existen diferentes errores involucrados en la formación de las imágenes, entonces el diámetro de la mancha solar será mas grande que  $2F \text{sen} \theta_s$  ( $2 \times 2\text{m} \times \text{sen} (.2666) = 0.0186 \text{ m} = 1.86 \text{ cm}$ ) y la concentración geométrica menor. Sin embargo estos valores pueden ser usados como casos límites para el diseño del receptor.

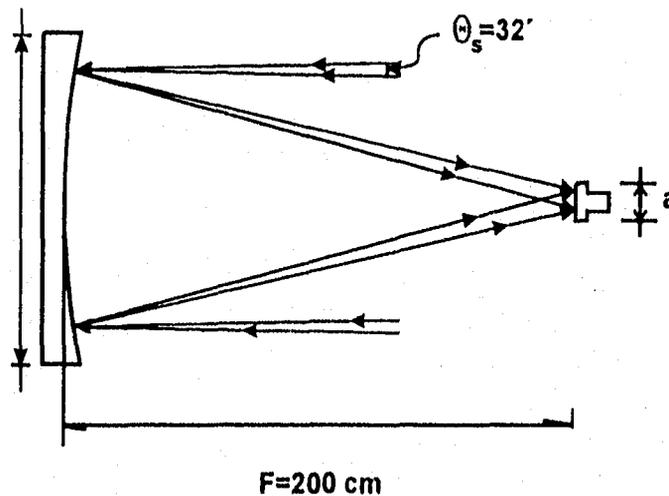


Figura 2-5 Formación de imagen solar de un espejo paraboloide en el receptor

## **3. RECEPTOR DEL DEFRAC**

### **3.1 DESCRIPCION DEL RECEPTOR**

El receptor del sistema de concentración que se ha llamado DEFRAC es del tipo de platos circulares planos y paralelos. Este receptor circular tiene como función primordial la de recibir sobre su superficie el flujo radiativo concentrado que proviene de los espejos parabólicos y transferir el calor absorbido a un fluido térmico, teniendo como primer objetivo de enfriar la superficie absorbidora y evitar la fundición del metal.

El receptor actuará como pantalla para que la "imagen solar" formada en él, pueda ser captada por una cámara de video y, posteriormente, sea digitalizada y procesada con un equipo de cómputo. A continuación se presenta la descripción del receptor del DEFRAC.

El receptor es un elemento de forma cilíndrica, determinada principalmente por la función que desempeñará el equipo, remitiéndose básicamente a una forma ideal de ver el diseño, asentando que no se define ningún material específico y que tampoco presenta dimensiones relacionadas. La zona que recibirá la concentración radiativa en un punto focal determina en una buena medida un tamaño aproximado que debe de tener el equipo. Debe contener elementos que lo hagan versátil, fácil de

manejar y sobre todo que se pueda cambiar facilmente despues de periodos cortos de operación.

El receptor que se idealiza se presenta en forma de hongo, con maquinados de tres piezas, de material metálico, en cuya parte superior deberá llevar un sistema que le permita su montaje al equipo DEFRAC.

Sobre un costado, este cilindro deberá llevar orificios a través de los cuales se puedan conectar las líneas de conducción del fluido térmico. El DEFRAC tiene tres tirantes de soporte del equipo receptor y éstos se ubican a 120 grados uno de otro. Es importante que las líneas suban y bajen fijas a los tirantes para no obstruir la recepción óptica de la radiación solar. Es evidente que la ubicación de los orificios antes mencionados se localizan de igual manera, a 120 grados uno del otro. Se eligio que el fluido de trabajo entre por el orificio superior, conectado al centro y dé entrada directa a la zona de transferencia de calor al fluido, y la salida sea por el orificio lateral inferior.

Sobre el orificio roscado interior se instalará una pieza maquinada de una sola pieza con forma de hongo también, con un orificio interior que permitirá el ingreso del fluido térmico a la cámara de transferencia, y cuya forma hará que el fluido de trabajo retorne por la parte posterior hacia el orificio de salida de fluido ubicada en la parte inferior del cilindro principal, antes descrito. En la Figura 3-1 se muestra la dirección del flujo de fluidos a la entrada del intercambiador y en la Figura 3-2 se muestra el flujo de fluidos a la salida del mismo.

Una vez colocada la pieza anterior sobre el cilindro principal, se coloca la tapadera maquinada sobre éste, asegurándose de colocar bien el empaque que evitará las posibles fugas del fluido. Esta se fija de manera radial usando tornillos de fijación de grado especial calculado según la presión y las temperaturas de operación.

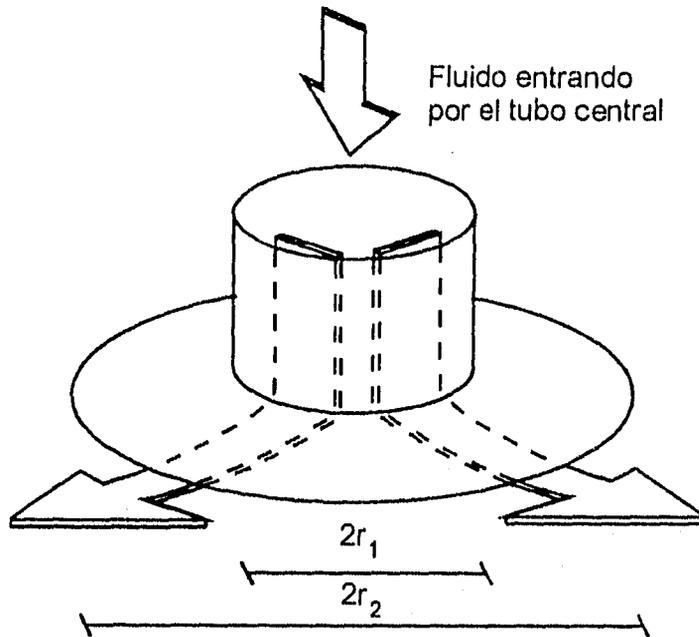


Figura 3-1 Dirección del flujo de fluidos a la entrada del intercambiador

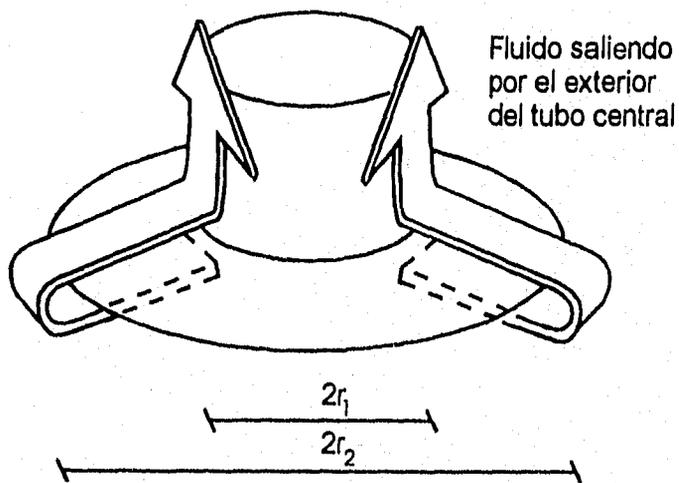


Figura 3-2 Dirección del flujo de fluidos a la salida del intercambiador

En la Figura 3-3 se presenta una vista en corte transversal de la idea propuesta resaltando sus características principales, así como una vista frontal de la parte posterior.

Las dimensiones reales y propias, y los materiales a ser usados en su construcción han sido determinados por los estudios que se han llevando a cabo. Estos resultados se presentan en el Capítulo 6 de esta tesis.

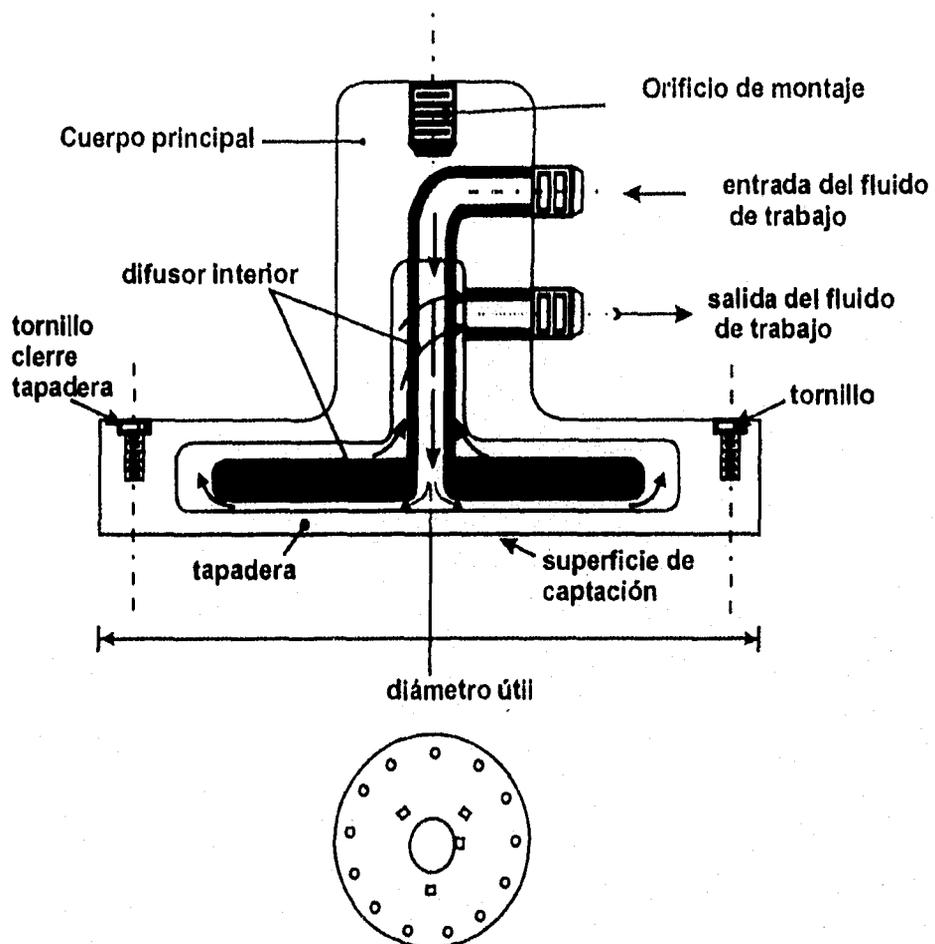


Figura 3-3 Esquema del intercambiador, corte transversal y frontal

### 3.2 TEMPERATURA MÁXIMA POSIBLE EN EL RECEPTOR

Este dispositivo tiene un límite de operación en cuanto a las temperaturas de trabajo, este límite se basa en las propiedades ópticas de los absorbedores. Para tener un estimado de la temperatura máxima que se puede alcanzar en el absorbedor se recurre a la Ecuación 3-1 general, válida para cualquier tipo de receptor en que se toma en cuenta propiedades tales como la transmitancia de la atmósfera, la absorción y la emitancia de la placa receptora [24],

$$T_{\text{abs}} = T_{\text{sol}} \left[ (1 - \eta) \tau \frac{\alpha C}{\epsilon C_{\text{ideal}}} \right]^{1/4} \quad (3-1)$$

dónde  $C$  y  $C_{\text{ideal}}$  representan las concentraciones geométricas real e ideal respectivamente,  $\eta$  es la eficiencia térmica,  $\alpha$  la absorción,  $\tau$  la transmitancia de la atmósfera y  $\epsilon$  la emitancia de la placa.

Si se considera que

$$\eta = 0,$$

esto es, no hay extracción de calor en el caso extremo, y además que,

$$\tau = \tau_{\text{atm}} \cdot \rho_{\text{espejos}} \quad (3-2)$$

en la cual se tiene una fórmula general para la transmitancia, considerando la transmitancia de la atmósfera  $\tau_{\text{atm}}$  y la reflectancia de los espejos  $\rho_{\text{esp}}$  y si se consideran los siguientes valores para la transmitancia de la atmósfera,

$$\tau_{atm} = \begin{cases} 0.88, & \text{cielo azul} \\ 0.79, & \text{cielo despejado} \end{cases}$$

y, por otro lado, valores de la reflectancia de la superficies,

$$\rho_{espejos} = \begin{cases} 0.94, & \text{aluminio} \\ 0.85, & \text{cromo} \end{cases}$$

entonces se obtienen valores para la transmitancia,  $\tau$  como se muestra en la Tabla 3-1.

**Tabla 3-1** Transmitancia en función de la transmitancia atmosférica y reflexividad de los espejos

$\tau_{atm}$	$\rho_{espejos}$	$\tau$
0.88	0.94	0.836
0.88	0.85	0.740
0.79	0.94	0.7505
0.79	0.85	0.6715

Suponiendo que el valor de la absorptividad es igual a la emitancia  $\alpha = \epsilon$ , válida para cuerpos grises, y que la temperatura del sol es de  $T_s = 6\,000\text{ K}$ , entonces la temperatura del absorbedor queda

$$T_{abs} = 6000 \text{ K} \left[ 1 \times \frac{4590}{45000} \right]^{1/4} \tau^{1/4} \quad (3.-3)$$

o

$$T_{abs} = 3390 \text{ K} \times \tau^{1/4}$$

Si se consideran los valores anteriores de la  $\tau_{atm}$  y la  $\rho_{espejos}$ , se obtienen los valores mostrados en la Tabla 3-2.

Estos valores son los máximos teóricos que se pueden obtener para la temperatura del receptor tomando en cuenta sólo las propiedades ópticas.

**Tabla 3-2 Valores máximos ideales de temperatura en el receptor en función de la transmitancia del cielo y reflectancia de los espejos.**

$\tau_{atm}$	$\rho_{espejos}$	T(K)
0.88	0.94	3,236
0.88	0.85	3,147
0.79	0.94	3,150
0.79	0.85	3,063

Una manera más realista para obtener la temperatura máxima en el receptor es por medio de la ecuación conocida como ecuación de calor útil. La cual representa la cantidad de calor útil que absorbe el receptor y puede transferir al fluido térmico, considerando las pérdidas de energía por convección y radiación [25]. Esta ecuación se obtiene a partir de un balance de energía, es decir el calor recibido de la

energía del sol en el receptor menos las pérdidas de calor por convección y radiación.

$$Q_{\text{util}} = Q_b - Q_c - Q_r \quad (3-4)$$

dónde,

$Q_b$  es el calor recibido en el absorbedor y está dado por la Ecuación 3-5

$Q_c$  es el calor perdido por convección y se calcula por la Ecuación 3-6

$Q_r$  es el calor perdido por radiación y se calcula por la Ecuación 3-7

Así el calor recibido en el absorbedor,  $Q_b$ , se define como:

$$Q_b = A_R C G_b \rho \alpha \Phi = G_b \rho \alpha \Phi A_A \quad (3-5)$$

El calor perdido por convección,  $Q_c$ , se puede definir como:

$$Q_c = H A_R (T_R - T_{\text{amb}}) \quad (3-6)$$

El calor perdido por radiación,  $Q_r$ , se presenta a continuación:

$$Q_r = A_R \sigma \varepsilon (T_R^4 - T_{\text{amb}}^4) \quad (3-7)$$

Estas condiciones se comentarán con más detalle posteriormente en el Capítulo

4.

Así, la ecuación de calor útil para el receptor queda de la siguiente forma:

$$Q_b = G_b \rho \alpha \Phi A_A - H A_R (T_R - T_{amb}) - A_R \sigma \epsilon (T_R^4 - T_{amb}^4) \quad (3-8)$$

en donde,  $G_b$ , es la radiación directa normal,  $\Phi$ , es la fracción de captura de energía que incidiendo en el área de apertura del concentrador que llega al área del receptor,  $A_A$ , es el área de apertura,  $H$ , coeficiente de transferencia de calor convectivo,  $A_R$ , el área del receptor,  $T_R$ , la temperatura del receptor,  $T_{amb}$ , la temperatura ambiente y,  $\sigma$ , la constante de Stefan Boltzman.

En la Figura 3-4 se presenta una gráfica de dónde se obtiene la temperatura máxima del receptor a partir de la Ecuación 3-8. En ésta, se obtiene el calor útil suponiendo valores para la temperatura del receptor. Cuando el calor útil removido es cero, la temperatura del receptor es máxima obteniéndose una temperatura máxima de 1767 °C (2040 K). Para ese cálculo se consideran los siguientes valores para un caso típico con  $H = 5.7 \text{ W/m}^2\text{°C}$  mínimo valor para convección natural en gases, valores óptimos de  $\rho = 0.95$ ,  $\Phi = 0.95$ ,  $\alpha = 0.7$ ,  $\epsilon = 0.7$ , para las áreas de apertura y del receptor respectivamente considerando los valores siguientes  $A_A = 1.272345 \text{ m}^2$ ,  $A_R = 0.001257 \text{ m}^2$  y  $T_{amb} = 298.15 \text{ K}$ ,  $V_v = 0 \text{ m/s}$  y  $G_b = 1100 \text{ W/m}^2$  [26].

Cabe comparar este valor de temperatura máxima de 2040 K con el ideal máximo de 3236 K. Es claro que el primer valor es el más realista.

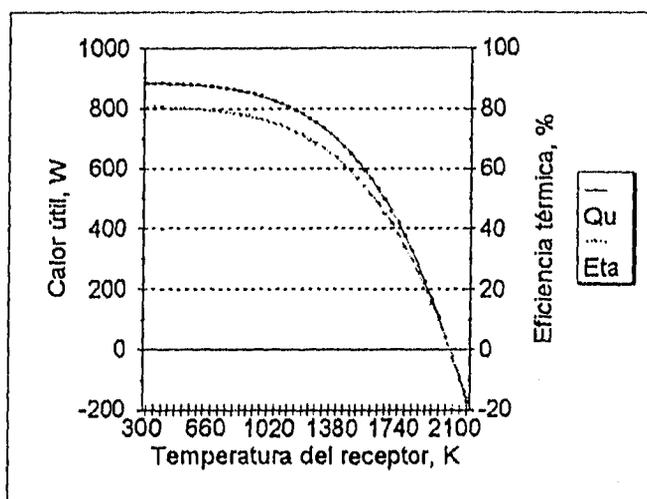


Figura 3-4 Calor útil y eficiencia térmica en el receptor como función de la temperatura

### 3.3 CRITERIOS DE DISEÑO

En el diseño y desarrollo del receptor del flujo radiativo concentrado se tienen que tomar en cuenta parámetros que son muy importantes. Por un lado, está el compromiso que existe entre la temperatura con que se desea trabajar y los materiales de construcción del equipo que deberán tener las características técnicas adecuadas para poder soportar esos rangos de temperatura. Por el otro lado, existe el fluido de trabajo con el cual se operará el equipo para llevar a cabo una adecuada transferencia de calor. Una condición importante que se tiene que tomar en cuenta para elegir a los materiales de construcción es que la temperatura máxima de operación debe ser menor al punto de fusión del metal, así mismo la presión máxima del fluido no debe ser muy elevada. En cuanto a los fluidos, éstos deberán

escogerse dentro de un rango de temperaturas de operación que en las cuales no presenten cambio de fase.

**3.3.1 MATERIALES DE CONSTRUCCION DEL RECEPTOR**

Existen diversos materiales que dependiendo de sus propiedades (capacidad térmica específica, resistencia mecánica, conductividad térmica, difusividad térmica, capacidad de absorción de calor, emisividad, reflectividad, etc.) pueden ser utilizables en diversos rangos de temperatura para construir el receptor. Debido a que se requiere satisfacer ciertas condiciones de trabajo, sólo unos cuantos materiales de uso a altas temperaturas son los que se consideran.

Los materiales capaces de manejar las temperaturas de trabajo del equipo son básicamente refractarios y materiales cerámicos. Se hizo un estudio de los materiales factibles de trabajo y se encontraron los mostrados en la Tabla 3-3.

**Tabla 3-3 Propiedades termofísicas de los metales considerados**

NOMBRE	PUNTO DE FUSION	$\alpha$	$\epsilon$	Cp	K	$\rho$
	°C	$10^6 \text{ m}^2/\text{s}$		J/kg-K	W/m-K	$\text{kg}/\text{m}^3$
Acero Inoxidable	1670	3.95	0.7	477	14.9	7900
Acero al carbón	1500	11.6	0.15	434	1.6	1950

Se escogieron el acero inoxidable y el acero al carbón debido a que existen en el mercado mexicano y además cumplen con las características (propiedades) requeridas para la construcción del intercambiador.

### **3.3.2 FLUIDOS TERMICOS**

Los líquidos o gases se utilizan como agentes intermedios para el transporte de calor entre la fuente de calor y el proceso, o para disipar calor por radiación. Agua, vapor y aire son los medios más comunes de transferencia de calor, pero el término se aplica generalmente sólo a materiales especiales. El aire se usa en una gran variedad de rangos de temperaturas de procesos industriales sin embargo es un medio muy pobre de transferencia de calor. El agua se puede utilizar solamente dentro del rango de congelamiento hasta la ebullición a menos que se utilicen sistemas de alta presión para mantener el agua en estado líquido. Un agente líquido debería de tener un rango muy amplio, no ser corrosivo ni tóxico y, por último, tener una presión de vapor baja para minimizar pérdidas operacionales. En su mayoría, los agentes que se utilizan actualmente son todos fluidos térmicos orgánicos, con diversas estructuras químicas que van desde los bencenos alquilados hasta aceites minerales, así como sales inorgánicas de nitrato.

#### **3.3.2.1 Propiedades de los fluidos**

- **Punto de Ebullición.**- Se prefieren los fluidos que tienen puntos de ebullición muy altos para evitar la vaporización. Con esto se dice que su temperatura de trabajo sea elevada.
- **Propiedades Químicas.**- Todos los fluidos no deberán ser inflamables, ni explosivos o tóxicos. Deberán evitarse aquellos fluidos que son corrosivos (sin embargo en ciertos casos, existen fluidos que aunque son corrosivos, resultan atractivos termodinámicamente y se pueden utilizar con inhibidores).

- **Propiedades de Transporte.-** La conductividad térmica de los fluidos deberá ser relativamente alta para maximizar la transferencia de calor en el intercambiador de calor.
- **Calor Específico.-** El calor específico deberá ser de preferencia bajo para minimizar la demanda de calor en el intercambiador de calor.

Es recomendable que todos los fluidos estén disponibles en México, además tienen que ser compatibles con los materiales de construcción. La Tabla 3-4 presenta las propiedades termofísicas de algunos fluidos [27].

Tabla 3-4 Propiedades termofísicas de algunos fluidos térmicos

NOMBRE	ORIGEN	T	k	Cp	$\rho$	$\alpha$
		°C	W/m K	J/kg K	kg/m <sup>3</sup>	10 <sup>-7</sup> m <sup>2</sup> /s
Dowtherm A	Oxido de Fenilo	370	0.095	2490	803	0.475
Syntrel 350		350	0.1263	1540	858	0.955
Mobiltherm 603	Hule Mineral	300	0.1133		2867.78	
Iaopropildi-phenil 400	Monoisopropildifenilo	400	0.12	2840	778	0.543
Accite Móbil		400	0.132	2471	806.5	0.662
Therminol VP-1		400	0.0756	2628	694.21	0.414
Agua		100	.0246	2060	0.5863	2.04

Se escogieron para hacer una comparación los aceites térmico Mobil y Therminol VP-1. Estos materiales están disponibles en México.

Tabla 3-4 Propiedades termofísicas de algunos fluidos térmicos

NOMBRE	ORIGEN	T	k	Cp	$\rho$	$\alpha$
		°C	W/m K	J/kg K	kg/m <sup>3</sup>	10 <sup>-7</sup> m <sup>2</sup> /s
Dowtherm A	Oxido de Fenilo	370	0.095	2490	803	0.475
Syntrel 350		350	0.1263	1540	858	0.955
Mobiltherm 603	Hule Mineral	300	0.1133		2867.78	
Isopropildi-phenil 400	Monoisopropildi-phenil	400	0.12	2840	778	0.543
Accite Móbil		400	0.132	2471	806.5	0.662
Therminol VP-1		400	0.0756	2628	694.21	0.414
Agua		100	.0246	2060	0.5863	2.04

Se escogieron para hacer una comparación los aceites térmico Mobil y Therminol VP-1. Estos materiales están disponibles en México.

## **4. MODELO MATEMÁTICO**

### **4.1 PROBLEMA FÍSICO**

El problema a resolver consiste en obtener la distribución de temperaturas del fluido térmico en el receptor del DEFRAC. Este receptor es el que se propone como intercambiador de calor del tipo plato plano, el cual consiste como ya se mencionó de 2 platos paralelos, a través de los cuales fluye un fluido. Este fluido fluye radialmente mientras se calienta. Debido a la geometría del dispositivo es conveniente trabajar en coordenadas cilíndricas. Primero deben satisfacerse las ecuaciones de continuidad y balance de momento para determinar el flujo (perfil de velocidades) entre las placas del intercambiador. Posteriormente, el perfil de velocidades se introduce en la ecuación de balance de energía. Se tiene como condiciones de frontera a una placa en la que se está recibiendo el flujo de calor constante, contemplándose a la vez las pérdidas de calor por convección y radiación. La segunda placa se conserva aislada, por lo que no hay pérdidas de calor. Y por último una condición de temperatura constante a la entrada del receptor. En la Figura 4-1 se presenta una vista lateral del receptor mostrando la dirección del fluido, mientras que la Figura 4-2 muestra el flujo radial.

El modelo aquí presentado supone que la viscosidad del fluido de trabajo es despreciable para simplificar la solución del problema.

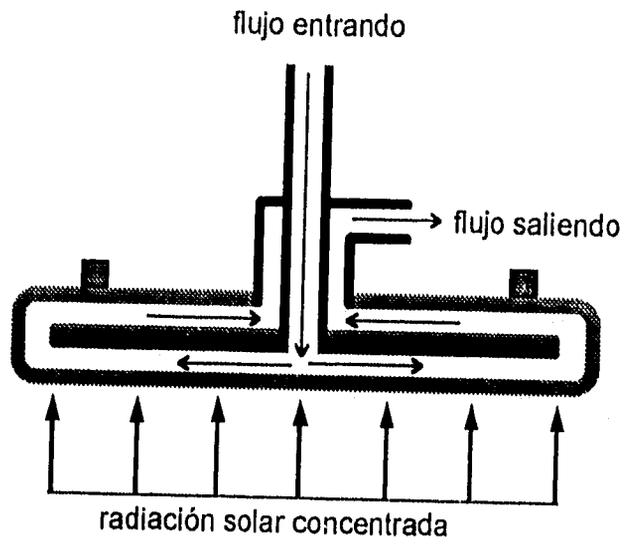


Figura 4-1 Vista lateral del receptor

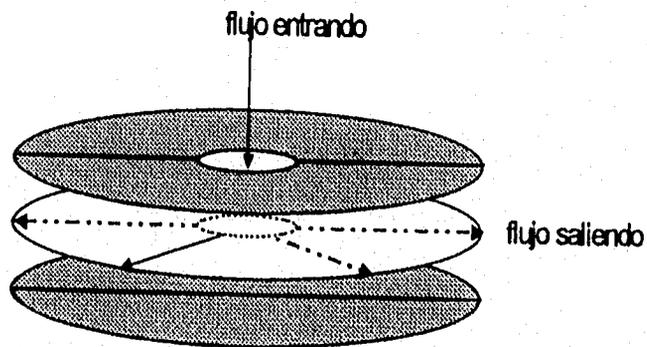


Figura 4-2 Flujo radial entre placas planas

## 4.2 MODELO MATEMÁTICO

Las ecuaciones que gobiernan el comportamiento del flujo en función de las variables velocidad  $v$  y temperatura  $T$  son las ecuaciones de continuidad, de balance de cantidad de movimiento (Ecuaciones de Navier Stokes) y de balance de energía [28].

La ecuación de continuidad en coordenadas cilíndricas escrita en forma general obtenida a partir de un balance de masa en un elemento de volumen es:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho r v_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} (\rho v_\theta) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho v_z) = 0, \quad (4-1)$$

que describe la variación temporal de la densidad en un punto fijo, como consecuencia de las variaciones del flujo másico ( $\rho v$ ).

El modelo matemático incluye las siguientes suposiciones con el fin de simplificar el problema:

- Fluido incompresible, es decir  $\rho = 0$
- estado permanente,
- $v_\theta = v_z = 0$ , no siendo así para  $v_r \neq 0$ , por ser flujo unidireccional en dirección radial,

Con estas suposiciones la Ecuación 4-1 se reduce a la siguiente expresión, la cual representa la conservación de masa

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho r v_r) = 0, \quad (4-2)$$

integrando esta ecuación se obtiene

$$r v_r = \text{constante} = A, \quad (4-3)$$

dónde A es una constante. Rearreglando la Ecuación 4-3,

$$v_r = \frac{A}{r} \quad (4-4)$$

la cual nos presenta la distribución de velocidad, e indica que la velocidad en dirección radial disminuye conforme el fluido se aleja del origen.

Ahora el siguiente paso es obtener el valor de la constante A y esta se obtiene a partir de considerar que el flujo másico a la entrada y a la salida del receptor es el mismo y es constante, esto es,

$$m' = \rho A_{(r1)} v_{r(r1)} = \rho A_{(r)} v_{r(r)} = \rho A_{(r2)} v_{r(r2)} = \text{cte.} \quad (4-5)$$

como  $A_{(r)}$  es el área de la sección transversal perpendicular al flujo de fluidos,

$$A_{(r)} = 2 \pi r z_0 \quad (4-6)$$

siendo  $z_0$  el espesor entre las placas, entonces la Ecuación 4-5 se convierte en

$$m' = \rho 2 \pi r z_0 v_r = \rho 2 \pi r_2 z_0 v_{r(r2)} \quad (4-7)$$

así,

$$m' = 2 \rho \pi r z_0 v_r \quad (4-8)$$

despejando ahora  $v_r$ , de la Ecuación 4-8,

$$v_r = \frac{m'}{2 \pi \rho z_0 r} \quad (4-9)$$

igualando la Ecuación 4-9 y la Ecuación 4-4, resulta

$$v_r = \frac{m'}{2 \pi \rho z_0 r} = \frac{A}{r} \quad (4-10)$$

así, de la Ecuación 4-10 se puede obtener el valor para la constante A, la cual tiene unidades, m<sup>2</sup>/seg,

$$A = \frac{m'}{2 \pi \rho z_0} \quad (4-11)$$

Ahora se plantea la ecuación de movimiento en coordenadas cilíndricas para la componente r, con propiedades físicas, densidad  $\rho$ , y viscosidad  $\mu$  constantes:

$$\rho \left( \frac{\partial v_r}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} - \frac{v_\theta^2}{r} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left[ \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r v_r) \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} \right] + \rho g_r \quad (4-12)$$

El problema de un flujo radial entre dos discos paralelos ha sido planteado previamente por Bird [28], considerando que la velocidad depende de la coordenada r y z, y que el fluido es viscoso. Esto lleva a un perfil de velocidad parabólico. En nuestro caso se toman en cuenta las siguientes suposiciones,

- estado permanente,
- $v_r = v_r(r)$
- fluido no viscoso  $\mu=0$ , es decir un fluido ideal,

- las fuerzas de cuerpo se desprecian,

y con ellas la Ecuación 4-12 se reduce a

$$\rho \left( v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} \right) = - \frac{\partial P}{\partial r} \quad (4-13)$$

Ya que se desprecia la viscosidad, el perfil de velocidades  $V_r$  está dado por la Ecuación 4-4. Ahora para resolver la Ecuación 4-13 y obtener el gradiente de presiones, se sustituye la Ecuación 4-4, resultando

$$\rho \frac{A}{r} \frac{\partial \left( \frac{A}{r} \right)}{\partial r} = - \frac{\partial P}{\partial r} \quad (4-14)$$

derivando el primer término y ordenando la Ecuación 4-14, resulta

$$\frac{\partial P}{\partial r} = \rho \frac{A^2}{r^3} \quad (4-15)$$

Integrando la Ecuación 4-15, y considerando que  $P = P_0$  en  $r = r_1$ , en donde  $r_1$  es el radio interno del intercambiador de calor, se obtiene

$$P - P_0 = - \frac{\rho A^2}{2} \left[ \frac{1}{r_2^2} - \frac{1}{r_1^2} \right] \quad (4-16)$$

la cual es la expresión para la diferencia de presión.

La ecuación de balance de energía en coordenadas cilíndricas se presenta a continuación, considerando la densidad  $\rho$ , la viscosidad  $\mu$  y la conductividad térmica  $k$ , constantes.

$$\begin{aligned}
 & \rho C_v \left( \frac{\partial T}{\partial t} + v_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \\
 & k \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] + \\
 & 2 \mu \left\{ \left( \frac{\partial v_r}{\partial r} \right)^2 + \left[ \frac{1}{r} \left( \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + v_r \right) \right]^2 + \left( \frac{\partial v_z}{\partial z} \right)^2 \right\} + \\
 & \mu \left\{ \left( \frac{\partial v_\theta}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} \right)^2 + \left( \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{\partial v_r}{\partial z} \right)^2 + \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} + r \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{v_r}{r} \right) \right]^2 \right\}
 \end{aligned} \tag{4-17}$$

Tomando en cuenta que la velocidad es de la forma  $\vec{v} = (v_r(r), 0, 0)$  y que se tiene un estado estacionario:

$$\begin{aligned}
 & \rho C_v \left( v_r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = k \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] + \\
 & 2 \mu \left\{ \left( \frac{\partial v_r}{\partial r} \right)^2 + \left[ \frac{v_r}{r} \right]^2 \right\} + \mu \left\{ \left[ r \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{v_r}{r} \right) \right]^2 \right\}
 \end{aligned} \tag{4-18}$$

Esta ecuación se basa en la primera ley de la termodinámica. Ahora se simplifica la Ecuación 4-18 suponiendo que la disipación viscosa es despreciable comparada con los términos de convección y conducción de calor. De esta forma se obtiene la ecuación

$$\rho C_v \left( v_r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = k \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \tag{4-19}$$

Esta expresión establece que la temperatura varía debido a conducción y a convección únicamente. Ya que el sistema bajo consideración es simétrico respecto al eje z, es decir, respecto a rotaciones alrededor de dicho eje; la temperatura no dependerá de la coordenada  $\theta$  de modo que se puede suponer  $T = T(r, z)$ . Entonces la Ecuación 4-19 resulta

$$\rho C_v \left( v_r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = k \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (4-20)$$

o bien

$$\rho C_v \left( v_r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = k \left[ \frac{1}{r} \left( r \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (4-21)$$

nuevamente arreglando la Ecuación 4-21

$$\rho C_v \left( v_r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = k \left[ \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (4-22)$$

Considerando ahora que la transferencia de calor por conducción en dirección  $r$  es mucho menor que en la dirección  $z$ , debido a que se recibe el flujo de calor perpendicularmente a la placa

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \ll \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (4-23)$$

la Ecuación 4-22 se reduce a:

$$\frac{\rho C_v}{k} v_r \frac{\partial T}{\partial r} = \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (4-24)$$

donde la difusividad térmica se define como,

$$\alpha = \frac{k}{\rho C_v} \quad (4-25)$$

Entonces:

$$\frac{1}{\alpha} v_r \frac{\partial T}{\partial r} = \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (4-26)$$

Agrupando términos, se tiene:

$$\frac{v_r}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial r} - \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (4-27)$$

y factorizando

$$\left( \frac{v_r}{\alpha} - \frac{1}{r} \right) \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (4-28)$$

Ahora sustituyendo  $v_r$  de la Ecuación 4-4 en la Ecuación 4-28, resulta

$$\left( \frac{A}{\alpha r} - \frac{1}{r} \right) \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (4-29)$$

Rearreglando la Ecuación 4-29

$$\frac{1}{r} \left( \frac{A}{\alpha} - 1 \right) \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (4-30)$$

Si se define

$$B = \frac{A}{\alpha} - 1 \quad (4-31)$$

la Ecuación 4-30 resulta en:

$$\frac{B}{r} \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (4-32)$$

que es la ecuación de transferencia de calor que caracteriza al modelo propuesto y, por consiguiente, es la que se quiere resolver bajo ciertas condiciones de frontera.

Las condiciones de frontera que la Ecuación 4-32 debe satisfacer son las siguientes:

$$1) \frac{\partial T}{\partial z}(r,0) = 0 \quad (4-33)$$

La Ecuación 4-33 indica que la transferencia de calor es cero para todo  $r$  cuando  $z=0$ , es decir esta frontera es adiabática.

$$2) \frac{\partial T}{\partial z}(r, z_0) = \frac{q}{k} - \frac{h}{k} [T(r, z_0) - T_s] - \frac{\epsilon \sigma F}{k} [T^4(r, z_0) - T_s^4] \quad (4-34)$$

La Ecuación 4-34 indica el balance de energía en  $z = z_0$ . Allí se consideran las pérdidas de calor por convección y radiación a los alrededores así como la ganancia de calor  $q$  y la transferencia de energía por conducción hacia el fluido.

El significado físico de la ecuación

$$\frac{\partial T}{\partial z} = -\frac{h}{k} [T(r, z_0) - T_s] \quad (4-35)$$

es que la frontera de la superficie bajo consideración disipa calor por convección de acuerdo a la ley de enfriamiento de Newton (i.e. el flujo de calor es proporcional a la diferencia de temperaturas) hacia un medio ambiente a temperatura  $T_s$ .

El significado físico de la ecuación

$$\frac{\partial T}{\partial z} = -\frac{\varepsilon \sigma F}{k} [T^4(r, z_0) - T_s^4] \quad (4-36)$$

es que la frontera de la superficie bajo consideración disipa calor por radiación de acuerdo a la ley de Stefan-Boltzmann, (i.e. el flujo de calor es proporcional a la diferencia de temperaturas elevadas a la cuarta potencia) hacia un medio ambiente a temperatura  $T_s$ .

$$3) \quad T(r_1, z) = T_e \quad (4-37)$$

La Ecuación 4-37, indica una temperatura de entrada constante para todo  $z$ , cuando  $r$  toma el valor de  $r_1$ .

La Figura 4-3 muestra el sistema coordenado para la Ecuación 4-32 y las condiciones de frontera del problema.

Para este problema, las paredes de los platos son de grosor despreciable de modo que no es necesario resolver la ecuación de transferencia de calor dentro de los platos.

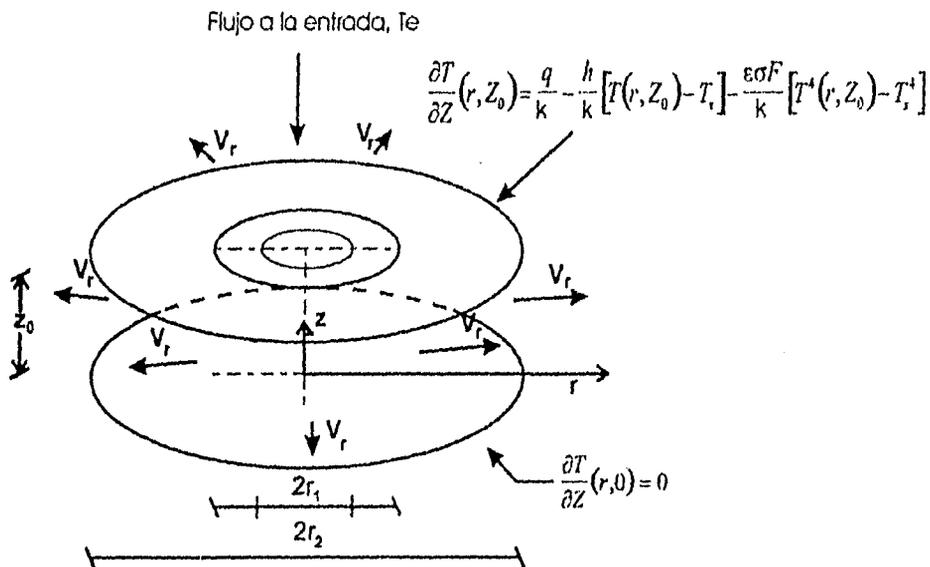


Figura 4-3 Flujo radial entre los planos del intercambiador

### 4.3 ANÁLISIS DIMENSIONAL

El análisis dimensional resulta útil en los trabajos experimentales en los que el número de variables significativas, en sí, representa una difícil tarea de correlación. Así, si se combinan las variables para formar un número menor de parámetros sin dimensión, se minimiza la tarea de reducción de los datos experimentales.

En este estudio, el análisis dimensional fué difícil de llevar a cabo. Esto debido a la condición de frontera que incluye los términos de pérdidas de calor convectivas y radiativas. El término radiativo, contiene el término de temperatura a la cuarta potencia. Por lo que la adimensionalización se vuelve compleja. Debido a esto, no se presenta el análisis dimensional.

## 5. MÉTODOS DE SOLUCIÓN

La Ecuación 4-32 puede resolverse por métodos analíticos o numéricos.

Los métodos analíticos permiten obtener expresiones matemáticas explícitas que son solución de la Ecuación diferencial parcial 4-32. La solución es exacta en todo el dominio de integración. En contraste con los métodos analíticos, los métodos numéricos pueden proveer solamente resultados aproximados en puntos discretos

### 5.1 SOLUCIÓN ANALÍTICA

Coble [10] resolvió analíticamente el problema definido por las Ecuaciones 4-22 a 4-25 con la salvedad de que simplificó la condición de frontera dada por la Ecuación 4-24, no considerando las pérdidas térmicas por convección ni radiación

Así el problema matemático que Coble resuelve [8] es el siguiente:

$$\frac{B}{r} \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (5-1)$$

La Ecuación 5-1 está sujeta a las siguientes condiciones de frontera:

$$1) \quad \frac{\partial T}{\partial z}(r, 0) = -\frac{q}{k} \quad (5-2)$$

$$2) \quad \frac{\partial T}{\partial z}(r, z_0) = 0 \quad (5-3)$$

$$3) \quad T(r_1, z) = T_e \quad (5-4)$$

La solución de la Ecuación 5-1 con las condiciones de frontera Ecuación 5-2, Ecuación 5-3 y Ecuación 5-4 es:

$$T(r, z) = T_e + \frac{q}{2kz_0B}(r^2 - r_1^2) + \frac{qz_0}{3k} + \frac{qz}{k} \left( \frac{z}{2z_0} - 1 \right) - \frac{2qz_0}{\pi^2k} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n^2} \exp \left\{ - \left[ \frac{n\pi}{z_0} \right]^2 \left[ \frac{r^2 - r_1^2}{2B} \right] \right\} \cos \frac{n\pi z}{z_0} \quad (5-5)$$

Así también presenta la solución analítica para el mismo problema, pero ahora considerando las pérdidas por convección, sin considerar las pérdidas por radiación. Cobble resuelve la misma Ecuación 5-1, pero ahora sujeta a las siguientes condiciones de frontera [9]:

$$1) \quad \frac{\partial T}{\partial z}(r, 0) = 0 \quad (5-6)$$

$$2) \quad \frac{\partial T}{\partial z}(r, z_0) = \frac{q}{k} - \frac{h}{k} [T(r, z_0) - T_s] \quad (5-7)$$

$$3) \quad T(r_1, z) = T_e \quad (5-8)$$

Así, ahora la solución de la Ecuación 5-1 con las condiciones de frontera 5-6, 5-7 y 5-8 es:

$$T(r,z) = T_e + \frac{q}{h} + 2 \left[ T_s - T_e - \frac{q}{h} \right] \sum_{n=1}^{\infty} \frac{Nu e^{-(\beta_n/z_0)^2(r^2-r_i^2/2\beta_n)} \cos(\beta_n Z/Z_0)}{[Nu(Nu+1) + \beta_n^2] \cos \beta_n} \quad (5-9)$$

dónde

-  $\beta_n$  = raíces de la ecuación,  $\beta_n \tan \beta_n = Nu$

-  $Nu = \frac{h z_0}{k}$

Mediante un programa de cómputo se evalúa la Ecuación 5-5 y la Ecuación 5-9.

## 5.2 SOLUCIÓN NUMÉRICA

Con el propósito de resolver el problema matemático más general considerando particularmente las pérdidas radiativas y el tamaño finito de la "imagen del sol", esto es, una distribución de calor de entrada tipo meseta, se obtuvo una solución numérica.

A diferencia de las soluciones analíticas, los cuales se resuelven para determinar la temperatura en cualquier punto de interés en la región a estudiar, las soluciones numéricas determinan la temperatura solamente en puntos discretos. Por lo que como primer paso hay que determinar los puntos discretos de trabajo, para así dividir el área en un número de pequeñas regiones. Estos puntos llevan por nombre punto nodal y el conjunto de estos puntos forma una malla. A estos puntos se les

asigna números enteros en dos dimensiones en el eje  $x$ , y en el eje  $y$  como  $m$  y  $n$  respectivamente [25].

Para determinar la distribución de temperatura numéricamente se escribe una ecuación para cada punto nodal de temperatura desconocida, es decir las ecuaciones diferenciales se transforman a un sistema de ecuaciones algebraicas. La solución de este grupo de ecuaciones se puede obtener simultáneamente para la temperatura de cada nodo.

La ecuación por resolver para este problema es una ecuación diferencial parcial lineal de tipo parabólica,

$$\frac{B}{r} \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (5-1)$$

dónde:

$$B = \frac{A}{\alpha} - 1$$

$$A = \frac{m'}{2\pi \rho z_0}$$

y

$$\alpha = \frac{k}{\rho C_p}$$

Con las condiciones de frontera:

$$1) \frac{\partial T}{\partial z}(r,0) = 0 \quad (5-10)$$

$$2) \frac{\partial T}{\partial z}(r,z_0) = \frac{q}{k} - \frac{h}{k} [T(r,z_0) - T_s] - \frac{\epsilon \sigma F}{k} [T^4(r,z_0) - T_s^4] \quad (5-11)$$

$$3) T(r_1, z) = T_s \quad (5-12)$$

La Figura 5.1 muestra el dominio de integración de la Ecuación 5-1 y las condiciones de frontera Ecuación 5-10, Ecuación 5-11 y Ecuación 5-12.

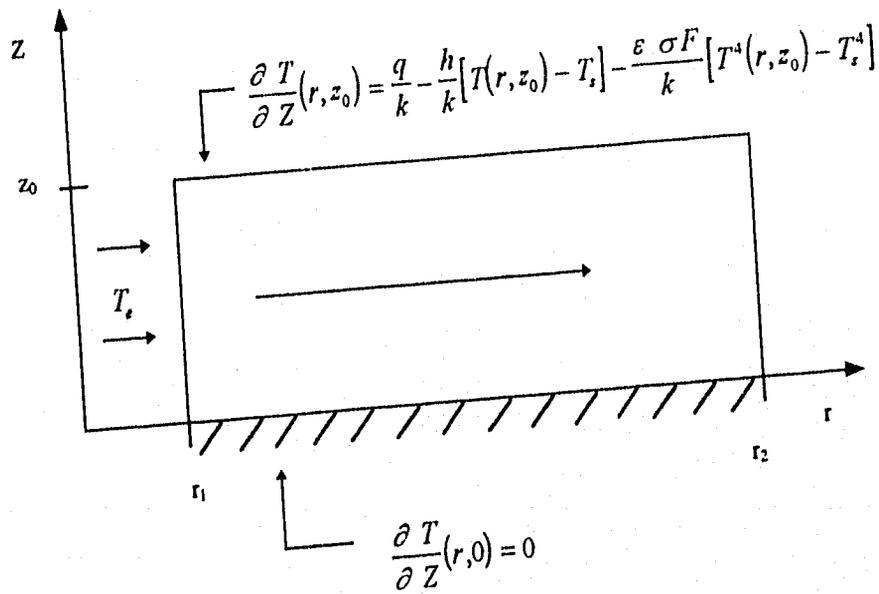


Figura 5-1 Esquema del dominio de integración y condiciones de frontera

### 5.2.1 DISCRETIZACION

La exactitud numérica de los cálculos dependen mucho del número de puntos nodales. Si este número es pequeño, los cálculos se pueden hacer sin uso de un programa de cómputo, pero su exactitud no será muy confiable, mientras que si el número de puntos nodales es grande, es decir la malla es más fina, y para su solución se utiliza un programa de cómputo, su exactitud será más confiable.

Se propone la siguiente discretización de las variables continuas  $r$  y  $z$ :

$$r = r_1 + (\Delta r \cdot n), \quad n = 0, 1, 2, \dots, N$$

$$z = \Delta z \cdot m, \quad m = 0, 1, 2, \dots, M$$

donde:

$\Delta r$  = incremento en  $r$

$\Delta z$  = incremento en  $z$

$n$  y  $m$  son índices y  $N$  y  $M$  son los valores máximos que pueden tomar  $n$  y  $m$  respectivamente.

Entonces la distribución de temperatura se obtendrá a partir de la solución de las ecuaciones de distribución de temperaturas para cada nodo:

$$T(r, z) = T(r_1 + (\Delta r \cdot n), \Delta z \cdot m) = T(n, m) = T_{n,m}$$

La Figura 5-2 muestra la malla representativa en la que se hizo el estudio numérico.

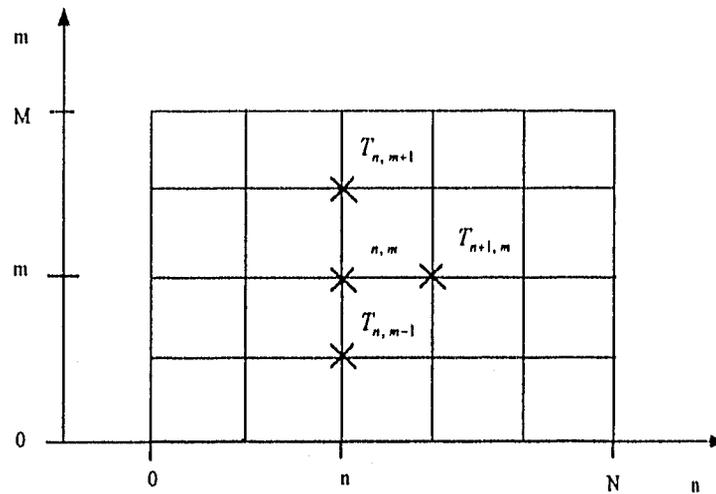


Figura 5-2 Esquema de la malla para el estudio numérico

A partir del esquema se puede determinar las ecuaciones para los nodos tanto exteriores como interiores. Puede partirse de las ecuaciones equivalentes para las derivadas parciales en diferencias finitas [29].

Diferencia Finita Adelantada

$$\frac{\partial T}{\partial r} = \frac{T_{n+1,m} - T_{n,m}}{\Delta r} \quad (5-13)$$

Diferencia Finita Centrada

$$\frac{\partial T}{\partial z} = \frac{T_{n,m+1} - T_{n,m-1}}{2 \Delta z} \quad (5-14)$$

Diferencia Finita Centrada

$$\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{T_{n,m+1} + T_{n,m-1} - 2T_{n,m}}{(\Delta z)^2} \quad (5-15)$$

Sustituyendo estas ecuaciones en la Ecuación 5-1:

$$\frac{B}{r_1 + \Delta r \cdot n} \frac{T_{n+1,m} - T_{n,m}}{\Delta r} = \frac{T_{n,m+1} + T_{n,m-1} - 2T_{n,m}}{(\Delta z)^2} \quad (5-16)$$

A partir de la Ecuación 5-16 se obtiene la ecuación de los nodos interiores del dominio de integración, fórmula general de la temperatura  $T_{n+1,m}$ :

$$T_{n+1,m} = T_{n,m} + \frac{r_1 \Delta r + (\Delta r)^2 \cdot n}{B (\Delta z)^2} [T_{n,m+1} + T_{n,m-1} - 2T_{n,m}] \quad (5-17)$$

El siguiente paso es encontrar las ecuaciones nodales en la frontera.

Aplicando la condición de frontera 1, Ecuación 5-10, en la Ecuación 5-14 para  $m=0$  se obtiene:

$$\frac{\partial T}{\partial z}(r,0) = \frac{T_{n,1} - T_{n,-1}}{2 \Delta z} = 0 \quad (5-18)$$

Así, esta ecuación resulta,

$$T_{n,1} = T_{n,-1} \quad (5-19)$$

Ahora aplicando la condición de frontera 1, Ecuación 5-10 en la Ecuación 5-17:

$$T_{n+1,0} = T_{n,0} + \left[ \frac{r_1 \Delta r + (\Delta r)^2 \cdot n}{B (\Delta z)^2} \right] \{T_{n,1} + T_{n,-1} - 2T_{n,0}\}$$

Aplicando la Ecuación 5-19, a la ecuación anterior resulta:

$$T_{n+1,0} = T_{n,0} + \left[ \frac{r_1 \Delta r + (\Delta r)^2 \cdot n}{B (\Delta z)^2} \right] \{2T_{n,1} - 2T_{n,0}\}$$

Reacomodando términos,

$$T_{n+1,0} = T_{n,0} + 2 \left[ \frac{r_1 \Delta r + (\Delta r)^2 \cdot n}{B (\Delta z)^2} \right] \{T_{n,1} - T_{n,0}\} \quad (5-20)$$

Dando la ecuación nodal para la condición de frontera adiabática 1).

Para la condición de frontera 2, Ecuación 5-11, en la Ecuación 5-14, y si en  $z = z_0 \rightarrow m = M$ , entonces se obtiene:

$$\frac{\partial T}{\partial z}(r, z_0) = \frac{T_{n,M+1} - T_{n,M-1}}{2 \Delta z} = \frac{q}{k} - \frac{h}{k} (T_{n,M} - T_s) - \frac{\varepsilon \sigma F}{k} (T_{n,M}^4 - T_s^4)$$

Despejando ahora el término  $T_{n,M+1}$ , la ecuación anterior queda como:

$$T_{n,M+1} = T_{n,M-1} + 2 \Delta z \left[ \frac{q}{k} - \frac{h}{k} (T_{n,M} - T_s) - \frac{\varepsilon \sigma F}{k} (T_{n,M}^4 - T_s^4) \right]$$

Ahora sustituyendo esta ecuación en la Ecuación 5-17 general se convierte en:

$$T_{n+1,M} = T_{n,M} + \frac{r_1 \Delta r + (\Delta r)^2 \cdot n}{B (\Delta z)^2} \left\{ 2T_{n,M-1} + 2\Delta z \left[ \frac{q}{k} - \frac{h}{k} (T_{n,M} - T_s) - \frac{\varepsilon \sigma F}{k} (T_{n,M}^4 - T_s^4) \right] - 2T_{n,M} \right\} \quad (5-21)$$

Resultando la ecuación nodal para la frontera en la que se esta recibiendo la radiación.

La condición de frontera 3, Ecuación 5-12 es:

$$T(r_1, Z) = T_e \quad (5-22)$$

la cual da para  $n = 0$  y  $m = m$ , la ecuación nodal para la frontera inicial:

$$T_{0,m} = T_e \quad (5-23)$$

Así tendremos cuatro grupos de ecuaciones nodales que serán resueltas por medio de un programa de cómputo. La Figura 5-3 muestra la ubicación de los nodos de estos cuatro grupos de ecuaciones nodales.

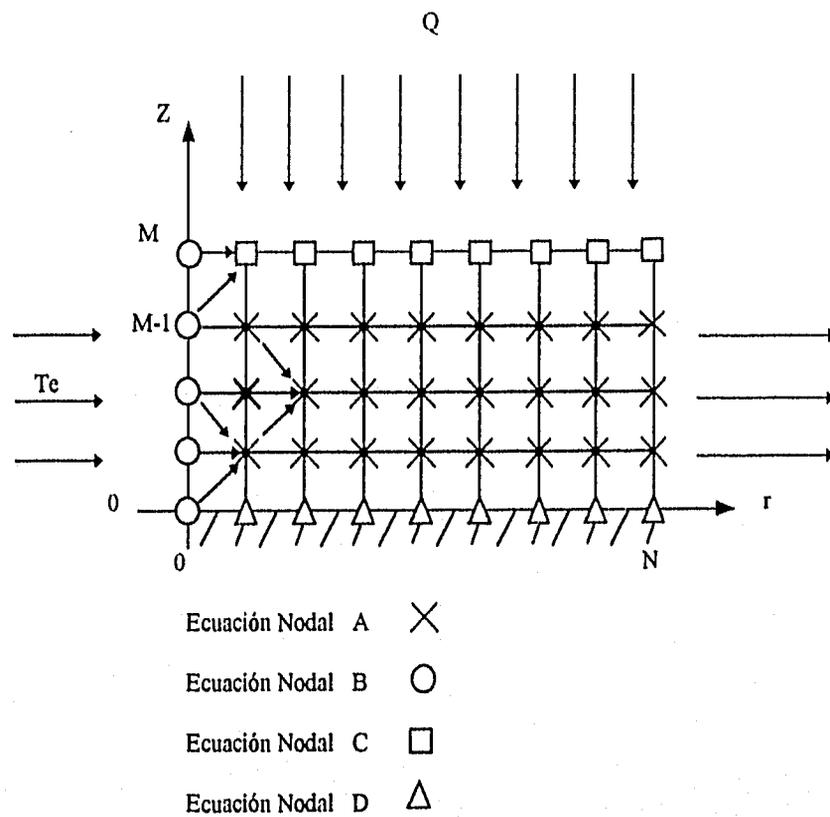


Figura 5-3 Esquema de la malla con los puntos nodales correspondientes a las ecuaciones nodales

A) Ecuación nodal para los puntos interiores del dominio (cruces en la Figura 5-3):

$$T_{n+1,m} = T_{n,m} + \frac{r_1 \Delta r + (\Delta r)^2 \cdot n}{B (\Delta z)^2} [T_{n,m+1} + T_{n,m-1} - 2T_{n,m}] \quad (5-17)$$

B) Ecuación nodal para la frontera inicial (círculos en la Figura 5-3):

$$T_{0,m} = T_s \quad (5-23)$$

C) Ecuación nodal para la frontera que absorbe radiación (cuadrados en la Figura 5-3):

$$T_{n+1,M} = T_{n,M} + \frac{r_1 \Delta r + (\Delta r)^2 \cdot n}{B (\Delta z)^2} \left\{ 2T_{n,M-1} + 2\Delta z \left[ \frac{q}{k} - \frac{h}{k} (T_{n,M} - T_s) - \frac{\varepsilon \sigma F}{k} (T_{n,M}^4 - T_s^4) \right] - 2 T_{n,M} \right\} \quad (5-21)$$

D) Ecuación nodal para la frontera adiabática (triángulos en la Figura 5-3):

$$T_{n+1,0} = T_{n,0} + 2 \left[ \frac{r_1 \Delta r + (\Delta r)^2 \cdot n}{B (\Delta z)^2} \right] \{ T_{n,1} - T_{n,0} \} \quad (5-20)$$

Las temperaturas iniciales y las temperaturas de frontera suministran los valores necesarios para iniciar los cálculos que proceden columna por columna, satisfaciendo los puntos extremos de cada columna y anteriores, a las condiciones de fronteras dadas. Se escribió un código numérico que permite hacer los cálculos [30] y [31], el cual se resuelve por el método explícito. Ver anexo.

### 5.2.2 ESTABILIDAD

Es importante mencionar la estabilidad del método numérico, así como que no debe ser oscilatoria, ya que la exactitud de los resultados a obtener deben ser confiables. Así, se asegura un mínimo de error en los cálculos computacionales de la solución. Y esto, se determina con el uso de la siguiente restricción [29],

$$\frac{r_1 \Delta r + (\Delta r)^2 \cdot N}{B (\Delta z)^2} \leq 0.25 \quad (5-24)$$

dicha expresión aparece en las ecuaciones nodales a resolver. Gamma  $\gamma$ , debe tener un valor límite superior de 0.25. Así para asegurar que la solución obtenida sea estable y no oscilatoria, en el momento de incluir el valor de gamma en la solución, se le asigna un valor de  $\gamma = 0.24$ .

El valor de gamma  $\gamma = 0.25$  es obtenido a partir de un estudio de convergencia realizado para determinar la independencia de malla, es decir el número de  $n$  y  $m$  a partir del cual los resultados no cambiaban significativamente al cambiar la malla. Se encontró que a partir de una malla de  $40 \times 576$  los resultados no variaban. Así, se utilizó una malla con estas dimensiones.

### 5.3 VALIDACION DE LA SOLUCIÓN NUMÉRICA

Debido a que la solución numérica implementada se basa en el modelo de la solución analítica de Cobble [9], la validación de la solución numérica se hizo tomando la Ecuación 5-9 desarrollada por Cobble [8], en la cual no se consideran las pérdidas radiativas.

Con el propósito de tener seguridad en el uso de la solución numérica del problema definido por las Ecuaciones 5-1, 5-8, 5-9 y 5-10, que incluye el efecto de

pérdidas radiativas, este problema fué reducido al que si acepta solución analítica y no se consideran las pérdidas radiativas.

Esto se consigue fácilmente haciendo en el programa de cómputo de la solución numérica  $\epsilon = 0$ , eliminando las pérdidas radiativas. Se compararon los resultados entre las dos soluciones para diferentes casos, encontrándose que la máxima diferencia porcentual entre ambos fue de 0.106 %.

En la Figura 5-4 se puede observar que las curvas para las dos soluciones tanto analítica como numérica coinciden. Se presentan dos casos tipos para la distribución de temperatura en función de  $r$  para  $z=0$  cm y para  $z=1$  cm, con un flujo másico de  $m'=0.00235$  kg/min, una temperatura de entrada  $T_e=25^\circ\text{C}$  y una concentración  $C_g=255$  soles. Se observa que las líneas coinciden.

Así, en vista de los resultados, y de la diferencia porcentual obtenida, se considera que la solución numérica implementada funciona adecuadamente, la cual permite tener confianza en su uso.

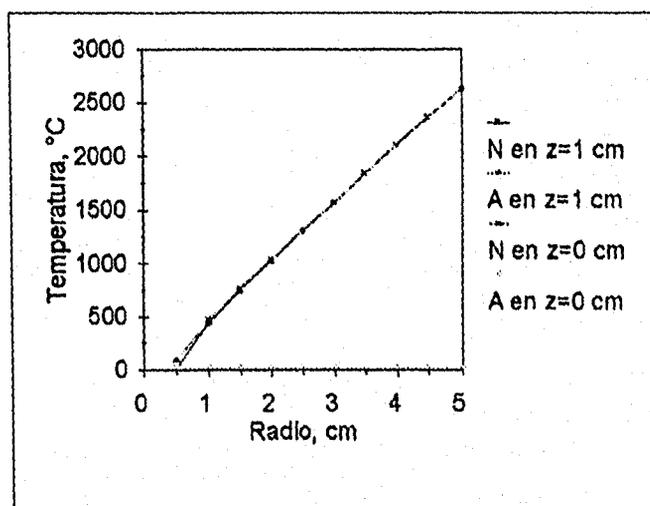


Figura 5-4 Validación de la solución numérica

## **6. ESTUDIO PARAMETRICO**

En este capítulo se presentan los resultados del estudio paramétrico que se realizó para determinar los materiales, las dimensiones y las condiciones de operación del receptor.

El estudio para definir las condiciones óptimas de diseño, se realizó con dos tipos de materiales, acero inoxidable y acero al carbón, y se proponen dos fluidos de trabajo, aceite térmico Móbil y aceite Therminol VP-1. Debido a las propiedades ya mencionadas anteriormente.

Para este estudio primero se pensó en el uso del agua como fluido, después fue descartada por tener propiedades físicas constantes sólo en el rango de temperaturas de 0 a 100°C. El agua arriba de los 100°C se convierte en vapor a una atmósfera de presión y, por lo tanto, el equipo tendría que estar diseñado para manejar alta presión.

### **6.1 CASO TÍPICO**

En esta sección se presenta lo que se ha denominado el caso típico de estudio definiendo un material y un fluido. Este caso permitirá mostrar las distribuciones de temperatura implementando la solución numérica de la Ecuación 5-1 sujeta a las condiciones de frontera definidas por las ecuaciones 5-8, 5-9 y 5-10 del capítulo anterior.

El caso típico considera que el receptor es de acero inoxidable con absorptancia  $\alpha$ , de 0.7 y emisividad  $\epsilon$ , de 0.7. El diámetro exterior efectivo  $2r_2$  del plato donde pasará el fluido de trabajo es de 10 cm, en el cual se asegura que la imagen solar quedará dentro del área dada y el diámetro  $2r_1$  del tubo de acceso del fluido a los platos es de 1 cm. El fluido de trabajo que se considera es el aceite térmico Móvil con una densidad  $\rho$ , de  $806.5 \text{ kg/m}^3$ , una capacidad calorífica  $C_p$ , de  $2470 \text{ J/kg K}$  y una conductividad térmica  $k$ , de  $0.132 \text{ W/m K}$ . El flujo másico que se supuso es de  $0.14 \text{ kg/min}$ . La temperatura ambiente  $T_{amb}$  es de  $25^\circ\text{C}$ . Se consideró una concentración  $C_g$  de 255 soles, es decir, la concentración de un sólo espejo. El valor de la radiación directa se tomó como  $G_b=900 \text{ W/m}^2$ . Es importante señalar que al tomar el flujo radiativo constante en todo el receptor de 10 cm de diámetro y una concentración de 255 soles, el área del espejo es  $A_A = A_R \times C_g = \pi (0.05)^2 255 = 2.0027 \text{ m}^2$  que contrasta con el espejo de 30 cm de diámetro que tiene un área de  $0.070 \text{ m}^2$ .

La Figura 6-1 muestra las distribuciones de temperatura del fluido en función del espesor  $z$  para distintos valores de  $r$  con temperaturas de entrada de  $100^\circ\text{C}$ . En esta gráfica se observa que la perturbación térmica penetra a partir de 0.5 cm del espesor para los diferentes valores de radio. Es decir, para el rango de 0 a 0.5 cm de espesor  $z$ , los valores de las temperaturas obtenidas para los diferentes valores de radio  $r$ , son iguales. También se observa que los valores más altos de temperatura corresponden al valor de  $r=5 \text{ cm}$  que corresponde al radio  $r_2$  que es lo que se espera.

La Figura 6-2 muestra las distribuciones de temperatura como función del radio  $r$  para distintos valores de  $z$  con temperaturas de entrada de  $100^\circ\text{C}$ . En esta Figura se puede observar que para el valor de  $z=1 \text{ cm}$ , que es el límite del espesor  $z$  donde se está recibiendo la radiación, se tienen los valores más altos. También se observa

que para  $z=0$  cm, dónde la pared es adiabática, la temperatura se mantiene constante.

Las gráficas de temperatura se presentan también en forma adimensional. La temperatura adimensional se define como:

$$T_{\text{adim}} = [T(r, z) - T_{\text{amb}}] / [T_{\text{max}} - T_{\text{amb}}]$$

dónde  $R=r/r_2$  y  $Z=z/z_0$  son las variables adimensionales,  $T_{\text{max}}$  es la temperatura máxima obtenida del fluido en el dominio de integración y  $T_{\text{amb}}$  es la temperatura ambiente.

La Figura 6-3 muestra la gráfica de la temperatura adimensional en función del espesor  $Z$ . Se muestran las distribuciones a varios radios adimensionales  $R$ . Esta gráfica muestra que la perturbación térmica producida por el flujo radiativo no penetra más allá de la mitad de la distancia entre placas, esto es,  $Z=z/z_0 = 0.5$ . La Figura 6-3 presenta comportamiento similar a la Figura 6-1.

La Figura 6-4 muestra la gráfica de la temperatura adimensional en función del radio  $R$  para varios valores adimensionales de espesores  $Z$ . Aquí se observa como la temperatura del fluido en contacto con la placa absorbadora de radiación es la que tiene la distribución de valores más altos. Esta gráfica está en correspondencia con la Figura 6-2.

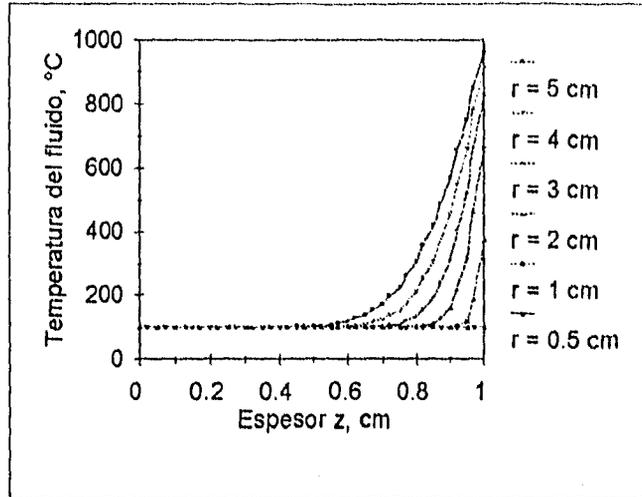


Figura 6-1 Distribución de temperatura en función del espesor  $z$  para diferentes valores de  $r$ ,  $T_e=100^{\circ}\text{C}$ ,  $m'=0.14$  kg/min,  $C_g=255$  soles, acero inoxidable y aceite térmico Móbil

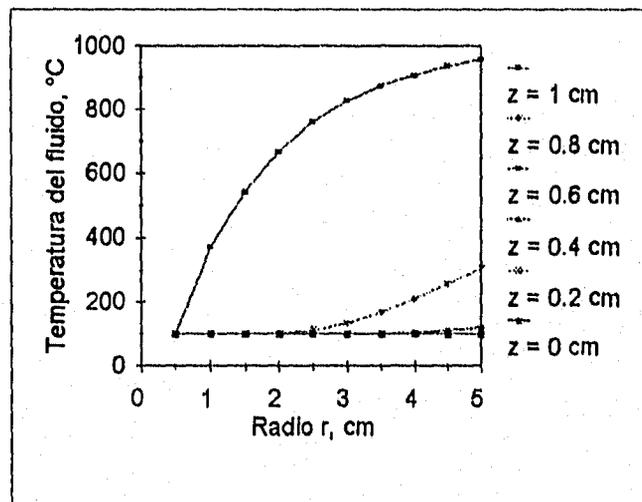


Figura 6-2 Distribución de temperatura en función del radio  $r$ , para diferentes valores de  $z$ ,  $T_e=100^{\circ}\text{C}$ ,  $m'=0.14$  kg/min,  $C_g=255$  soles, acero inoxidable y aceite térmico Móbil

Las siguientes gráficas presentan resultados para los mismos materiales, acero inoxidable y aceite térmico Móvil, pero ahora la concentración  $C_g$  tiene un valor de  $C_g = 4590$  soles es decir, para la concentración total de los 18 espejos con los que cuenta el sistema.

La Figura 6-5 muestra las distribuciones de temperatura en función del espesor  $z$  para distintos valores de  $r$  y la Figura 6-6 muestra las distribuciones de temperatura en función del radio  $r$  para distintos valores de  $z$ .

En las Figuras 6-5 y 6-6 se presenta el mismo comportamiento que en las Figuras 6-1 y 6-2 solo que obteniéndose valores de temperaturas más altos por la radiación recibida a partir de los 18 espejos que comprenden el sistema.

La Figura 6-7 muestra la gráfica de la temperatura adimensional en función de  $Z$ , para varios valores de  $R$ .

La Figura 6-8 muestra la gráfica de la temperatura adimensional en función de  $R$ , para varios valores de  $Z$ . En este caso, la diferencia con la Figura 6-4, consiste en que para  $Z=1$ , las temperaturas crecen muy rápido en función de  $R$ , debido a la alta concentración de energía.

El estudio anterior se hizo para todas las combinaciones posibles de materiales con fluidos. Las distribuciones de temperatura en función del espesor  $z$  para distintos valores del radio del receptor  $r$ , así como las distribuciones de temperatura en función de  $r$  para distintos valores de  $z$  presentaron el mismo comportamiento a los presentados en las figuras anteriores del caso típico.

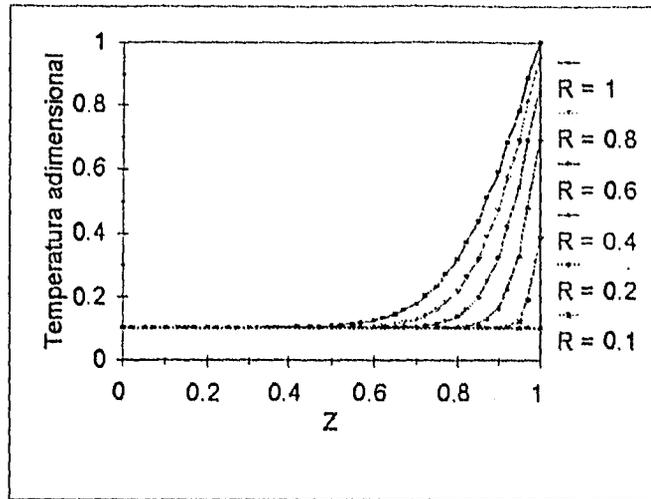


Figura 6-3 Temperatura adimensional en función del espesor Z para diferentes valores de R,  $T_e=100^\circ\text{C}$ ,  $m'=0.14$  kg/min,  $C_g=255$  soles, acero inoxidable y aceite térmico Móbil

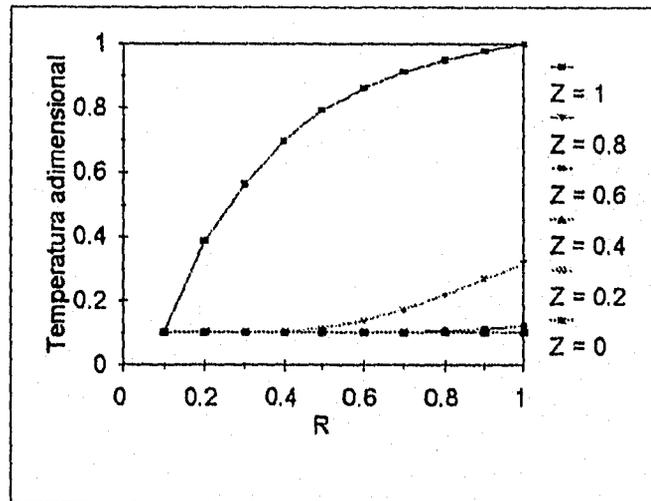


Figura 6-4 Temperatura adimensional en función del radio R para diferentes valores de Z,  $T_e=100^\circ\text{C}$ ,  $m'=0.14$  kg/min,  $C_g=255$  soles, acero inoxidable y aceite térmico Móbil

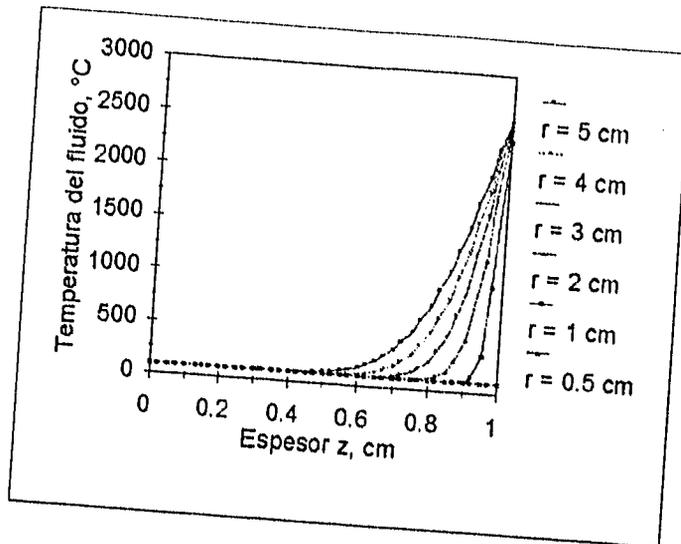


Figura 6-5 Distribución de temperatura en función del espesor  $z$ , para diferentes valores de  $r$ ,  $T_e=100^\circ\text{C}$ ,  $m'=0.14$  kg/min,  $C_s=4590$  soles, acero inoxidable y aceite térmico Móvil

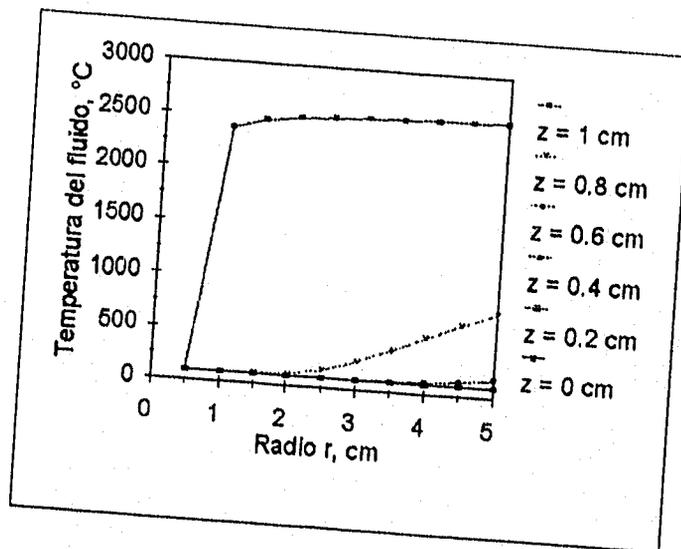


Figura 6-6 Distribución de temperatura en función del radio  $r$  para diferentes valores de  $z$ ,  $T_e=100^\circ\text{C}$ ,  $m'=0.14$  kg/min,  $C_s=4590$  soles, acero inoxidable y aceite térmico Móvil

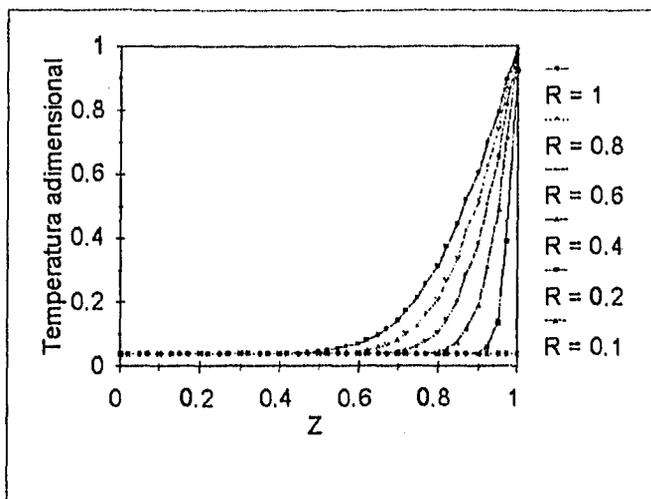


Figura 6-7 Temperatura adimensional en función del espesor  $Z$  para diferentes valores de  $R$ ,  $T_e=100^\circ\text{C}$ ,  $m'=0.14$  kg/min,  $C_s=4590$  soles, acero inoxidable y aceite térmico Móbil

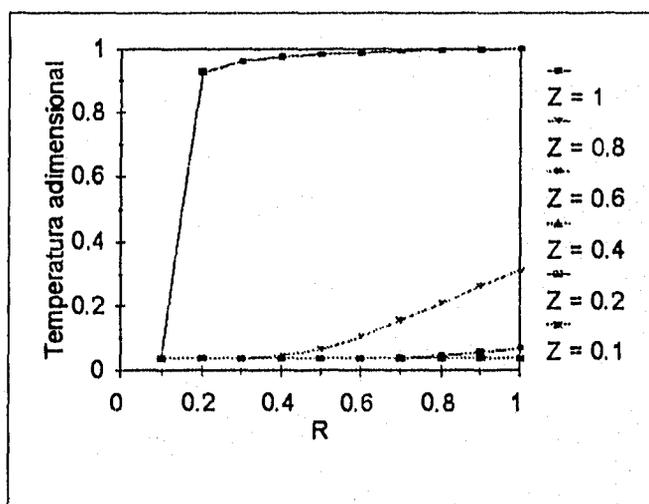


Figura 6-8 Temperatura adimensional en función del radio  $R$  para diferentes valores de  $Z$ ,  $T_e=100^\circ\text{C}$ ,  $m'=0.14$  kg/min,  $C_s=4590$  soles, acero inoxidable y aceite térmico Móbil

## 6.2 EFECTO DE LA CONCENTRACIÓN SOLAR EN EL CAMPO TÉRMICO

En esta sección se presenta una serie de gráficas, que muestran el efecto de la concentración solar sobre el campo de temperaturas. Los materiales que se usaron para el estudio fueron los del caso típico: acero inoxidable y aceite térmico Móvil con una  $T_e=100^\circ\text{C}$ .

En la Figura 6-9 se presenta la distribución de temperaturas del fluido en función del espesor  $z$  en  $r=5$  cm para las concentraciones de 4590 soles (correspondiente a los 18 espejos) y de 255 soles (correspondiente a un sólo espejo). Se observa que a partir de 0.5 cm se dispara la curva de 4590 soles, alcanzando temperaturas muy elevadas.

En la Figura 6-10 se presentan las distribuciones de temperaturas en función del radio  $r$  en  $z=1$  cm para las dos diferentes concentraciones de 255 soles y 4590 soles, es decir, 1 sólo espejo y todo el sistema de 18 espejos.

En las figuras presentadas anteriormente en general, se puede observar que la temperatura obtenida depende principalmente del flujo de radiación recibida, es decir de la concentración. Se observa que para una concentración de 255 soles se obtienen temperaturas finales de  $900^\circ\text{C}$  y para una concentración de 4590 soles, temperaturas del orden de  $2500^\circ\text{C}$ . Estas temperaturas son obtenidas en los límites del receptor en  $z=1$  cm donde se está recibiendo el flujo de calor radiativo, así como en  $r=5$  cm que es el radio del intercambiador.

En la Figura 6-9 se puede observar que a partir de  $z=0.5$  cm es cuando las curvas se separan por los 2 diferentes valores de concentración. Los valores de temperaturas son inferiores para la curva de 255 soles de concentración y valores superiores para una concentración de 4590 soles.

En la Figura 6-10 se observa que las dos curvas se separan desde un principio. Esto sucede porque es diferente el flujo de calor radiativo recibido, uno es proporcionado por 255 soles, es decir un sólo espejo, y el otro es por todo el sistema, 4590 soles. La curva para la concentración de 4590 soles presenta una elevación pronunciada para un radio menor de 1 cm. Es decir, en la dirección radial, para  $z=1$  cm (el fluido en contacto con el metal que recibe el flujo radiativo concentrado), el fluido se calienta rápidamente hasta alcanzar una temperatura casi constante. La curva para la concentración de 255 soles es más suave y por supuesto se obtienen valores menores de temperatura.

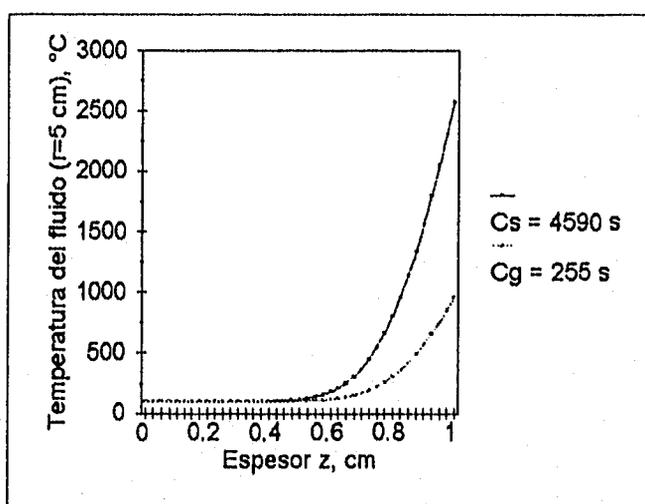


Figura 6-9 Temperatura en función de z para diferentes concentraciones en  $r=5$  cm,  $T_e=100^\circ\text{C}$

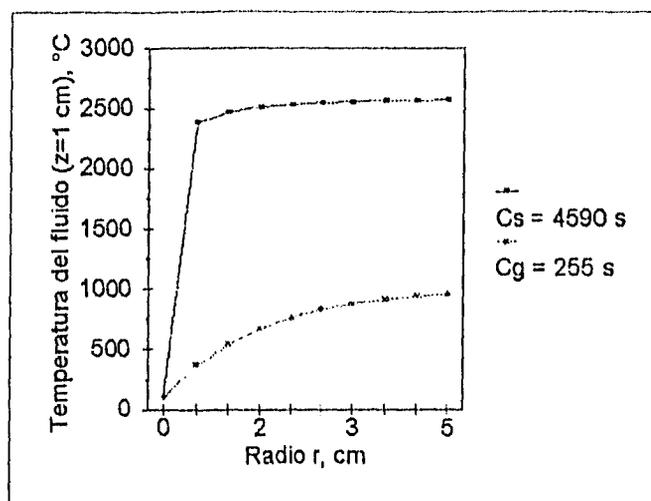


Figura 6-10 Temperatura en función de r para diferentes concentraciones, en  $z=1$  cm,  $T_e=100^\circ\text{C}$

### 6.3 CONDICIONES DE OPERACIÓN VARIANDO $m'$ Y $C_g$

En esta sección se presenta el comportamiento de la temperatura del fluido para diferentes concentraciones de radiación en función del flujo másico,  $m'$ . Dos valores de temperaturas se consideran relevantes: uno es la temperatura promedio del fluido a la salida del receptor y el otro es la temperatura máxima del metal, también a la salida del receptor. Dado un flujo másico  $m'$  y una concentración geométrica  $C_g$ , se obtuvo una distribución de temperaturas, una temperatura máxima  $T_{m\acute{a}x}$ , y una temperatura promedio  $T_{prom}$ . Los flujos másicos,  $m'$  y las concentraciones,  $C_g$ 's, se variaron, así, las siguientes figuras muestran el comportamiento  $T_{prom}$  y  $T_{m\acute{a}x}$  en función de  $m'$  y  $C_g$ .

La Figura 6-11 presenta el comportamiento de la temperatura promedio del fluido a la salida del intercambiador para distintas concentraciones en función del flujo másico. La variación de las temperaturas con respecto al flujo másico es pequeña no siendo así para las distintas concentraciones, pues se observa una gran diferencia en las temperaturas obtenidas.

Se observó que al incrementar el flujo másico, las temperaturas decrecen. Así también al incrementar la concentración de flujo radiativo, las temperaturas del fluido se incrementan.

En la Figura 6-12 se presenta la temperatura máxima del receptor igualmente para distintos valores de concentración en función del flujo másico. Se observa que la variación de las temperaturas es mínima con respecto al flujo másico para altas concentraciones, así como presentando una variación mayor con respecto al flujo másico para las bajas concentraciones. Sin embargo existe como se esperaba una fuerte dependencia de las concentraciones.

De estas figuras se puede concluir que el valor de flujo másico factible para la operación del sistema es el menor ya que la variación en función de ésta es muy pequeña. Se elige el que se puede operar al menor flujo másico, porque así la energía utilizada para crear el movimiento de éste por medio de una bomba es menor.

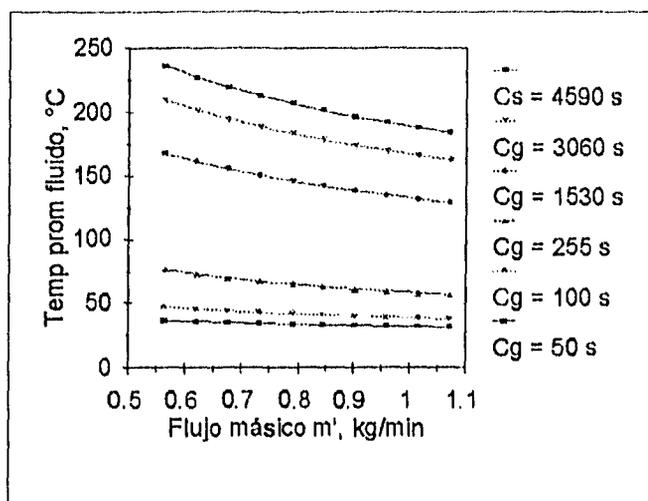


Figura 6-11 Temperatura promedio del fluido a la salida del receptor para diferentes valores de concentración en función del flujo másico,  $T_e=100^\circ\text{C}$ , acero inoxidable y aceite térmico Móbil

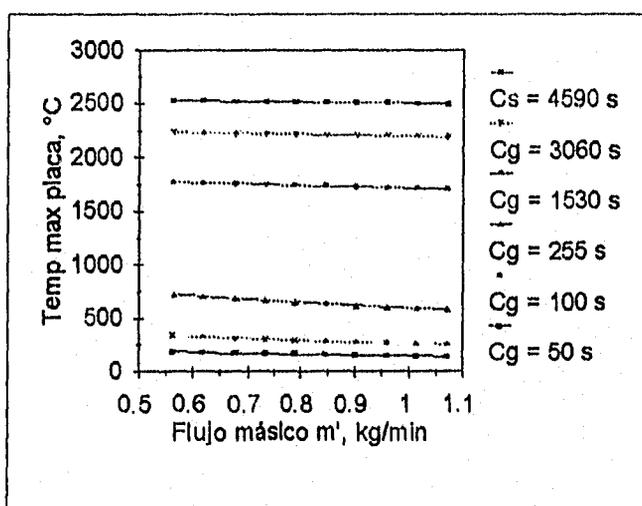


Figura 6-12 Temperatura máxima del plato absorbedor en función del flujo másico para diferentes valores de concentración,  $T_e=100^\circ\text{C}$ , acero inoxidable y aceite térmico Móbil

#### 6.4 CONDICIONES DE OPERACIÓN VARIANDO $m'$ Y H

También se presenta un estudio del comportamiento de las temperaturas con respecto a diferentes valores del coeficiente convectivo de transferencia de calor H para el aire.

En la Figura 6-13 se presenta el comportamiento de la temperatura promedio del fluido a la salida del receptor en función del flujo másico para diferentes valores del coeficiente convectivo de transferencia de calor H para el aire. Se consideran tres valores de H para el estudio, 5, 15 y 25 W/m<sup>2</sup> K. Estos están dentro del rango de valores 5-25 W/m<sup>2</sup> K para la convección natural [29]. En esta misma gráfica se presentan las líneas para dos diferentes concentraciones de 1 sólo espejo de 255 soles y para todo el sistema de 4590 soles.

En esta gráfica se observa que la variación de la temperatura promedio del fluido con respecto al flujo másico es pequeña así como para los diferentes valores de H, tanto para la concentración de 4590 soles como para la de 255 soles. No se distingue la variación con H indicando con esto, que H es un parámetro no crítico en el rango analizado.

En la Figura 6-14 se presenta el comportamiento de la temperatura máxima de placa en función del flujo másico para diferentes valores convectivos del aire H y para dos diferentes concentraciones. Se observa que el valor de H no modifica los valores obtenidos de las temperaturas para los flujos másicos estudiados para una concentración de 4590 soles, no siendo así para una concentración de 255 soles.

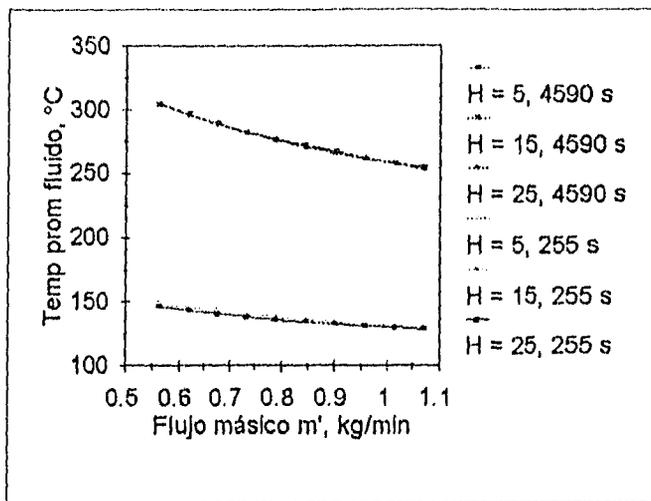


Figura 6-13 Temperatura promedio del fluido a la salida en función del flujo másico para diferentes coeficientes de transferencia H y concentraciones Cg's, Te=100°C

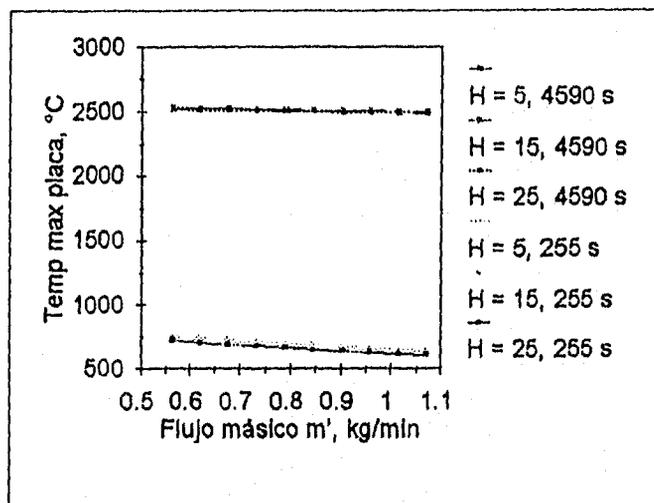


Figura 6-14 Temperatura máxima del plato absorbedor en función del flujo másico para diferentes coeficientes de transferencia H y concentraciones Cg's, Te=100°C

## 6.5 CONDICIONES DE OPERACIÓN VARIANDO $T_e$

En esta sección se presentan una serie de gráficas dónde se muestra la distribución de la temperatura considerando diferentes temperaturas de entrada del fluido.

La Figura 6-15 muestra las distribuciones de temperatura en función del espesor  $z$  con diferentes temperaturas de entrada, 25, 50, 75 y 100°C en  $r=5$  cm con una concentración de 255 soles. Se observa que independientemente del valor de temperatura de entrada, se obtiene al final la misma temperatura.

La Figura 6-16 presenta las distribuciones de temperatura en función del espesor  $z$  con diferentes temperaturas de entrada, 25, 50, 75 y 100°C en  $r=5$  cm para una concentración de 4590 soles. En esta gráfica se presenta el mismo comportamiento que la gráfica anterior, sólo que las temperaturas obtenidas son diferentes y más elevadas debido a que el flujo de calor recibido, la concentración es mayor con la que se está haciendo el estudio. Así se concluye que la temperatura de entrada no afecta a la temperatura promedio de salida.

El siguiente grupo de gráficas presenta un estudio del comportamiento de la temperatura promedio del fluido obtenidas a la salida del intercambiador, así como las temperaturas máximas de placa, es decir del fluido que está en contacto con la placa que recibe el flujo de calor radiativo.

La Figura 6-17 presenta las curvas para temperaturas promedio del fluido para diferentes temperaturas de entrada, para una concentración de 255 soles. Se observa que hay poca dependencia del flujo másico.

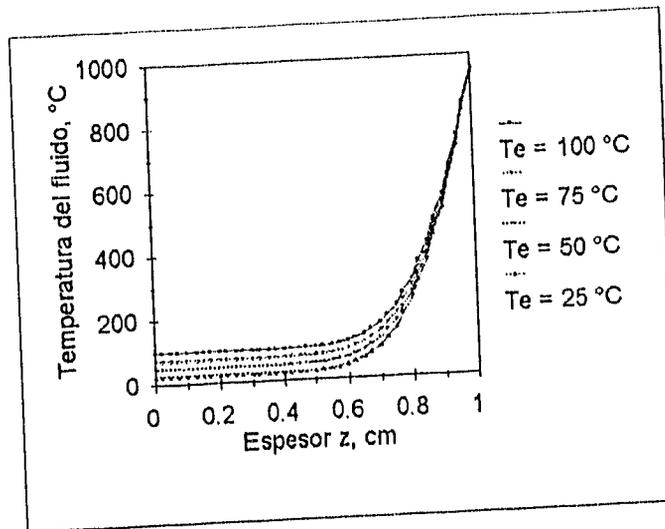


Figura 6-15 Distribución de temperatura en función del espesor z para diferentes temperaturas de entrada, en  $r=5$  cm,  $C_g=255$  soles

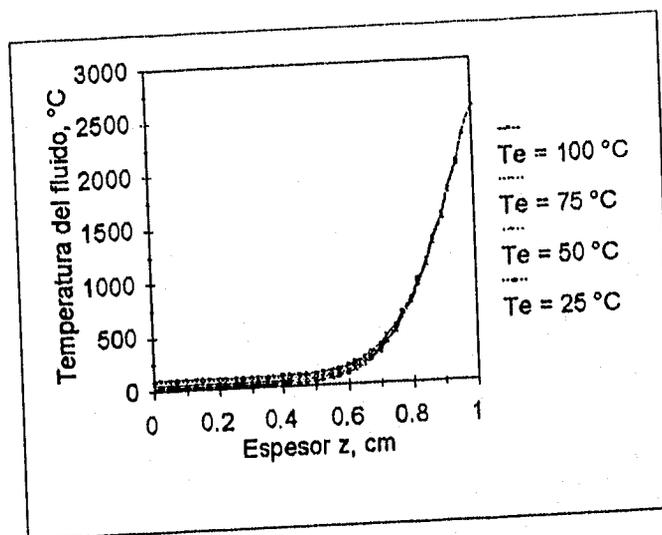


Figura 6-16 Distribución de temperatura en función del espesor z para diferentes temperaturas de entrada, en  $r=5$  cm,  $C_s=4590$  soles

La Figura 6-18 muestra las temperaturas máximas de placa en función del flujo másico para diferentes temperaturas de entrada con una concentración de 4590 soles. En esta gráfica se observa que la pequeña dependencia en función de la temperatura de entrada, en cambio en cuanto al flujo másico existe una mayor variación de las temperaturas obtenidas.

La Figura 6-19 muestra las curvas obtenidas para la temperatura promedio del fluido en función del flujo másico para diferentes temperaturas de entrada y una concentración de 4590 soles. Presentando estas curvas de una forma similar las dependencias en función de la temperatura de entrada y del flujo másico, poca dependencia, que las obtenidas para una concentración de 255 soles. Así también, la Figura 6-20 muestra las curvas que se obtienen para la temperatura máxima de placa en función del flujo másico para diferentes temperaturas de entrada.

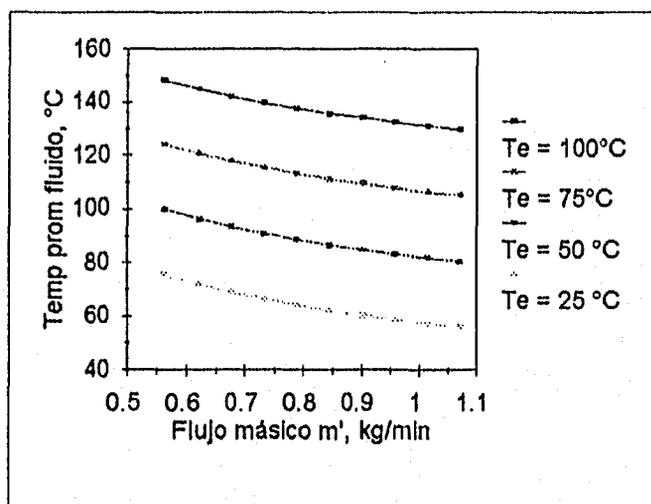


Figura 6-17 Temperatura promedio del fluido a la salida en función del flujo másico para diferentes temperaturas de entrada,  $C_g=255$  soles

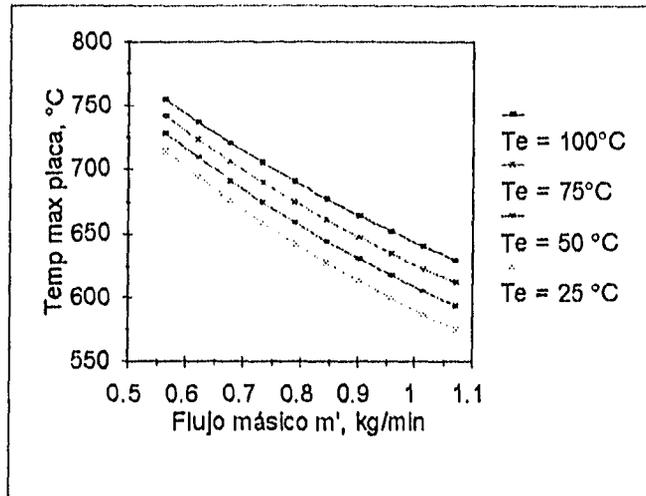


Figura 6-18 Temperatura máxima del plato absorbedor en función del flujo másico para diferentes temperaturas de entrada,  $C_g=255$  soles

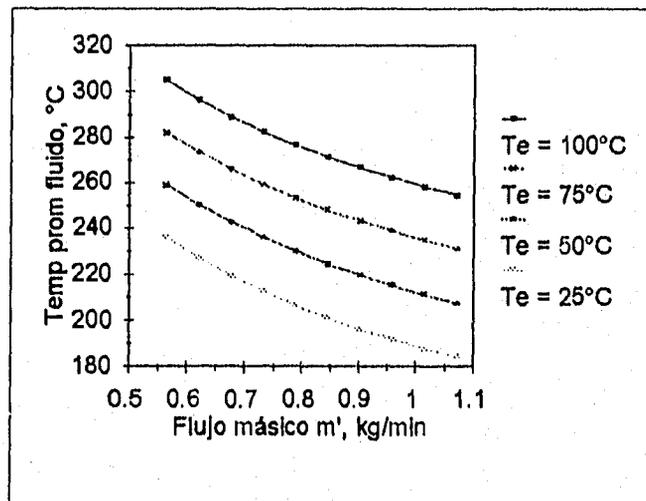


Figura 6-19 Temperatura promedio del fluido a la salida en función del flujo másico para diferentes temperaturas de entrada,  $C_s=4590$  soles

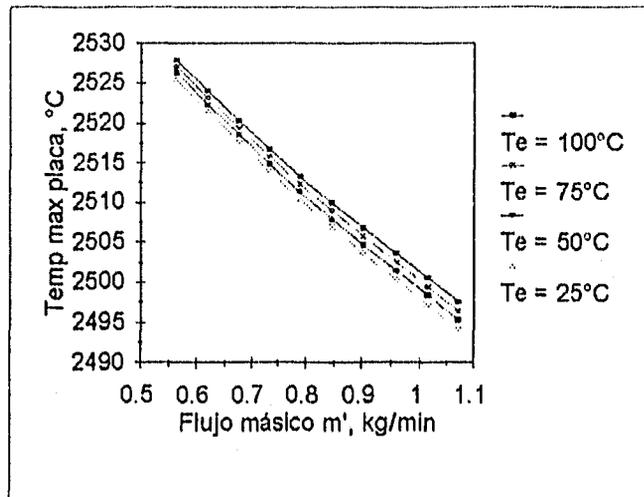


Figura 6-20 Temperatura máxima del plato absorbedor en función del flujo másico para diferentes temperaturas de entrada,  $C_s=4590$  soles

En ésta grafica se puede observar una menor dependencia en función de la temperatura de entrada comparada con la obtenida para 255 soles. En cuanto a la dependencia del flujo másico, también es menor en comparación con la obtenida para la de 255 soles.

## 6.6 EFECTO DEL MODELO DE ESCALON DE FLUJO DE CALOR INCIDENTE EN EL RECEPTOR

Se consideraron dos modelos de flujo radiativo concentrado en el receptor: el modelo A y el modelo B. En el modelo A, el flujo de calor se recibe a lo largo de todo el diámetro del receptor, es decir, es uniforme en todo el receptor, ver Figura 6-21. Para éste modelo se trabaja con un diámetro  $2r_2=10$  cm. Los estudios presentados en las secciones anteriores se basaron en este modelo.

En el modelo B se recibe el flujo de calor radiativo en lo que se considera la mancha solar, es decir en un diámetro más pequeño que el del receptor; fuera de éste diámetro no se está recibiendo flujo de calor, es decir se tiene una mancha solar concentrada en el plano focal. Por ello, se tiene un escalón de flujo de calor, es decir, una mancha solar con radio  $r_c$  que debe ser mayor al radio del orificio de acceso del fluido  $r_1$  y menor al radio del receptor  $r_2$ . Dónde  $r_1$  y  $r_2$  se tomaron como 0.5 y 5 cm respectivamente, igual al modelo A. El valor de  $r_c$  se tomó de 1 cm, siendo este número ligeramente mayor a 0.93 cm que es el radio ideal de la imagen solar. Ver Figura 6-22.

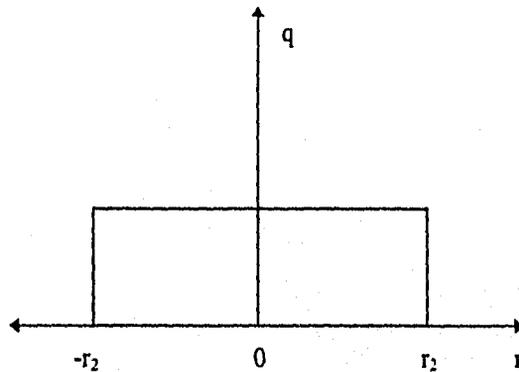


Figura 6-21 Flujo de calor concentrado uniforme en todo el receptor

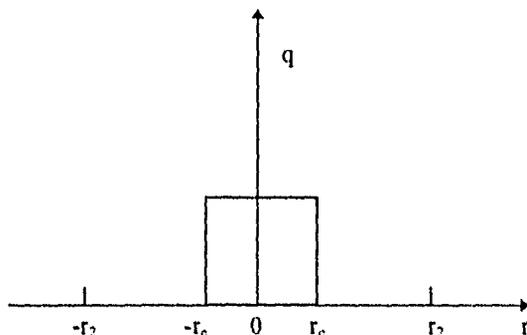


Figura 6-22 Flujo de calor concentrado tipo escalón

A continuación se presenta una serie de gráficas mostrando las distribuciones de temperatura en función de  $r$  para distintos valores de  $z$ . Así también, las distribuciones de temperatura en función de  $z$  para distintos valores de  $r$ . También se presentan gráficas comparando los dos modelos, sin escalón y con escalón. Y por último se presentan gráficas en función del flujo másico para distintos valores de coeficientes de transferencia  $H$ , y distintos valores de concentración para el modelo con escalón.

#### 6.6.1 DISTRIBUCIONES RADIALES Y AXIALES DE LAS TEMPERATURAS

El material para este estudio fue acero inoxidable, el fluido aceite térmico Móvil. En las Figuras 6-23 y 6-24 se presentan las distribuciones de temperatura en función de  $r$  para distintos valores de  $z$  para una concentración de 255 soles y 4590 soles, respectivamente. En las gráficas se puede observar que en  $r_c$  la temperatura es mayor, es decir, la temperatura da un gran salto y a medida que aumenta el radio la temperatura va disminuyendo. Esto es debido a que a partir de  $r_c$  no se recibe flujo radiativo. Para un radio  $r=1$  cm, se obtiene la mayor temperatura y, a medida

que se avanza en la dirección radial, la temperatura va disminuyendo asintóticamente hacia la temperatura de entrada.

En las Figuras 6-25 y 6-26 se presentan las distribuciones de temperaturas en función de  $z$  para distintos valores de radio  $r$ . En la primera se hace el estudio con una concentración de 255 soles y en la segunda con 4590 soles.

En estas gráficas se observa el mismo comportamiento de la temperatura para valores de  $r = 1$  cm, en este punto presenta una elevación de temperatura para luego disminuir conforme el radio aumenta. Presentándose este comportamiento cuando  $z$  toma el valor de 1 cm. Es decir en la sección del disco dónde se está recibiendo el flujo radiativo de calor.

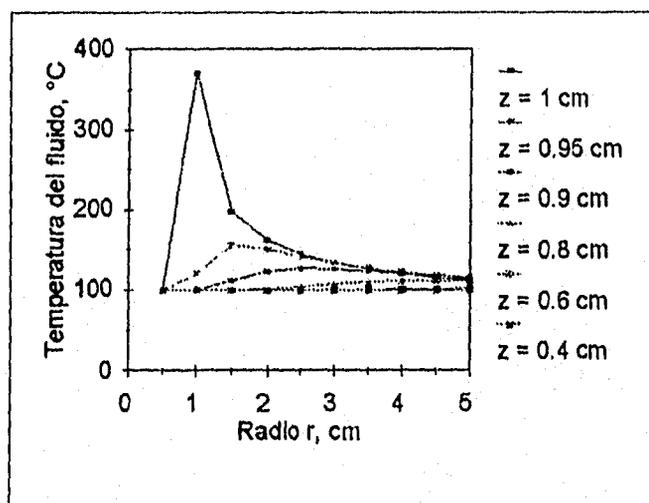


Figura 6-23 Distribución de temperatura en función del radio  $r$  para diferentes valores de  $z$ ,  $T_e=100^\circ\text{C}$ ,  $C_g=255$  soles

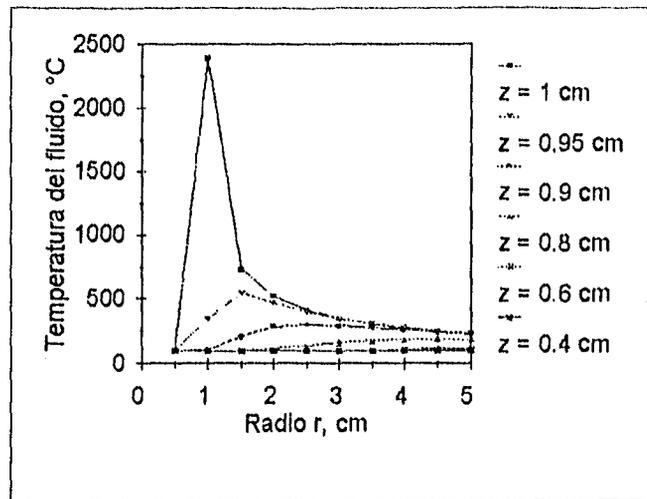


Figura 6-24 Distribución de temperatura en función del radio  $r$  para distintos valores de  $z$ ,  $T_e=100^\circ\text{C}$ ,  $C_s=4590$  soles

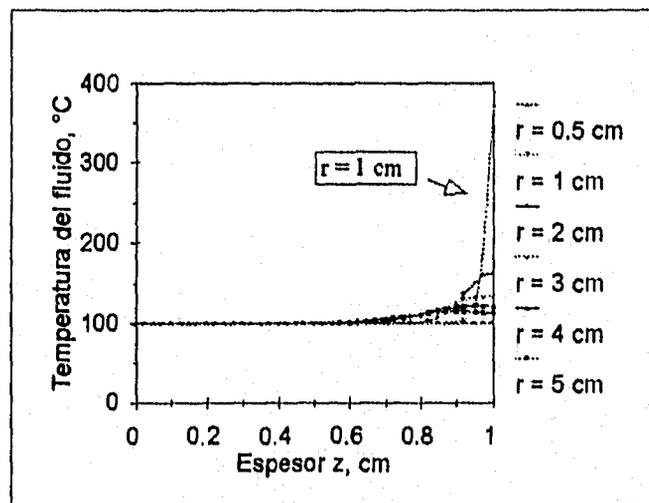


Figura 6-25 Distribución de temperatura en función del espesor  $z$  para diferentes valores de  $r$ ,  $T_e=100^\circ\text{C}$ ,  $C_g=255$  soles

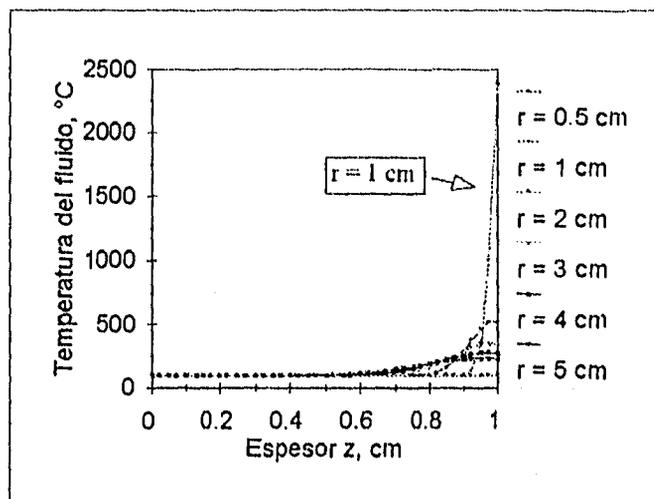


Figura 6-26 Distribución de temperatura en función del espesor z para diferentes valores de r,  $T_e=100^\circ\text{C}$ ,  $C_s=4590$  soles

### 6.6.2 COMPARACION DE LOS MODELOS

Se presenta ahora la comparación entre los dos modelos, sin escalón y con escalón. En el cual se puede apreciar claramente el efecto producido por la mancha solar.

Las Figuras 6-27 y 6-28 presentan una comparación entre los dos modelos, sin escalón y con escalón, de la distribución de temperatura en función del radio r cuando z toma el valor de 1 cm, es decir, en la placa donde se está recibiendo el flujo radiativo, para una concentración de 255 soles y 4590 soles, respectivamente.

En ambas gráficas se observa que en el disco de la mancha solar los dos modelos presentan el mismo comportamiento. A partir del  $r_c=1$  cm, los dos modelos difieren. En el primero, sin escalón, donde el flujo es constante en todo el

radio, la temperatura se mantiene constante con una pequeña elevación. En el segundo modelo, con escalón, a partir del radio  $r_c=1$  cm dónde se deja de recibir el flujo radiativo, las temperaturas del fluido disminuyen

Para el modelo con escalón en las distribuciones de temperatura presentan un escalón pronunciado debido al flujo de calor recibido sobre la mancha solar, a partir de  $r_c$  la temperatura empieza a disminuir, como se observa en las Figuras 6-27 y 6-28.

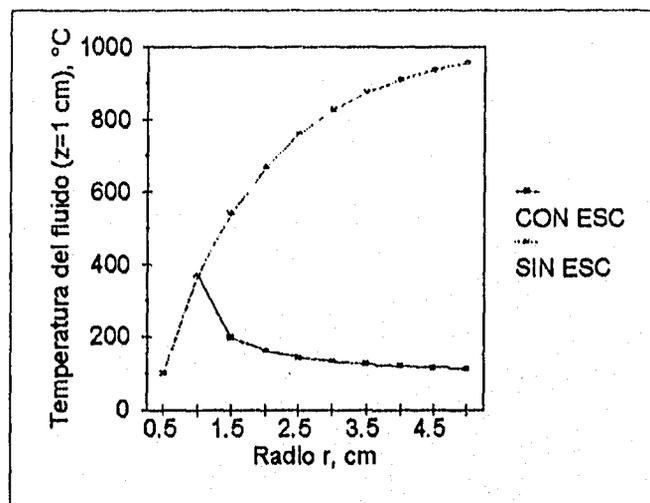


Figura 6-27 Distribución de temperatura en función del radio  $r$  con escalón y sin escalón, en  $z=1$ cm,  $T_e=100^\circ\text{C}$ ,  $C_g=255$  soles

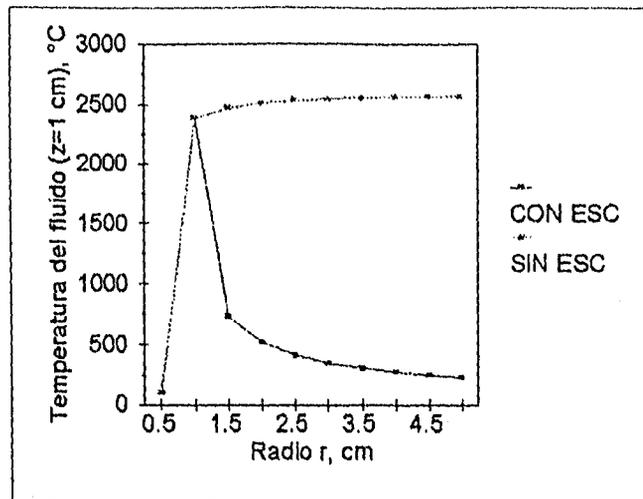


Figura 6-28 Distribución de temperatura en función del radio r, con escalón y sin escalón, en  $z=1\text{ cm}$ ,  $T_e=100^\circ\text{C}$ ,  $C_s=4590$  soles

### 6.6.3 CONDICIONES DE OPERACION

#### 6.6.3.1 Condiciones de operación variando $m'$ y $C_g$

En la Figura 6-29 se presentan las temperaturas promedio del fluido a la salida en función del flujo másico  $m'$ , para distintas concentraciones  $C_g$ 's. Se observa en esta gráfica que para concentraciones de 50, 100 y 255 soles, las temperaturas obtenidas son del mismo orden, y que éstas no dependen fuertemente del flujo másico de operación. Para concentraciones más altas, 1530, 3060 y 4590 soles, presentan un mismo comportamiento entre ellas, existiendo poca variación en las temperaturas promedio obtenidas. La dependencia en función del flujo másico es mayor en comparación con las curvas para 50, 100 y 255 soles.

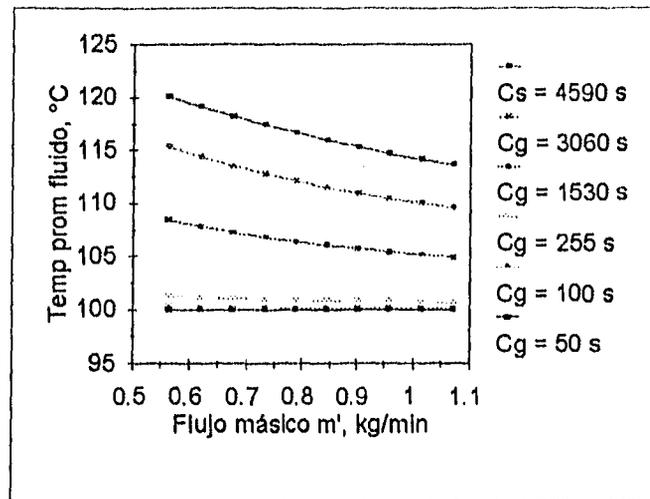


Figura 6-29 Temperatura promedio del fluido a la salida en función del flujo másico para diferentes concentraciones,  $T_e = 100^\circ\text{C}$

### 6.6.3.2 Condiciones de operación variando $m'$ y $H$

En la Figura 6-30 se grafica la temperatura promedio del fluido para distintos valores de coeficientes de transferencia convectivos del aire,  $H$ , en función del flujo másico  $m'$ . Se observa que su tendencia, es la que se espera, es decir a medida que aumenta el flujo másico la temperatura disminuye, siendo notorio este comportamiento para concentraciones de 4590 soles. En lo que se refiere a la dependencia del valor convectivo,  $H$ , entre mayor sea el coeficiente las temperaturas obtenidas son menores.

En la Figura 6-31 se presentan curvas para la temperatura máxima de placa en función del flujo másico para tres valores de coeficientes de transferencia  $H$  y dos concentraciones de 255 soles y 4590 soles. Las curvas presentan un comportamiento similar a las de la Figura 6-30.

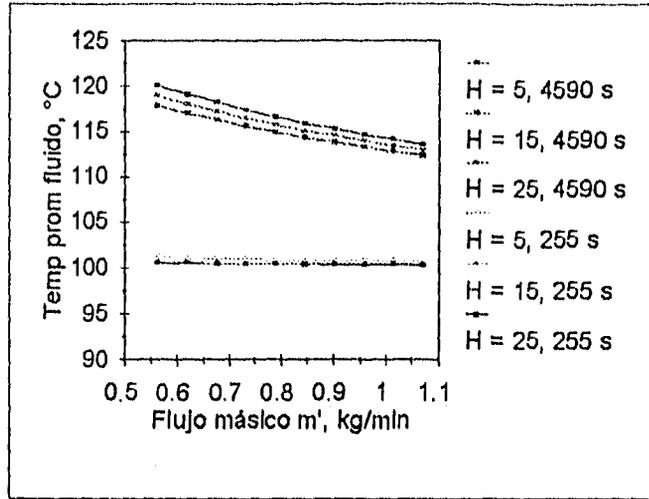


Figura 6-30 Temperatura promedio del fluido a la salida en función del flujo másico para diferentes coeficientes de transferencia H y concentraciones Cg's, en r=5cm, Tc=100°C

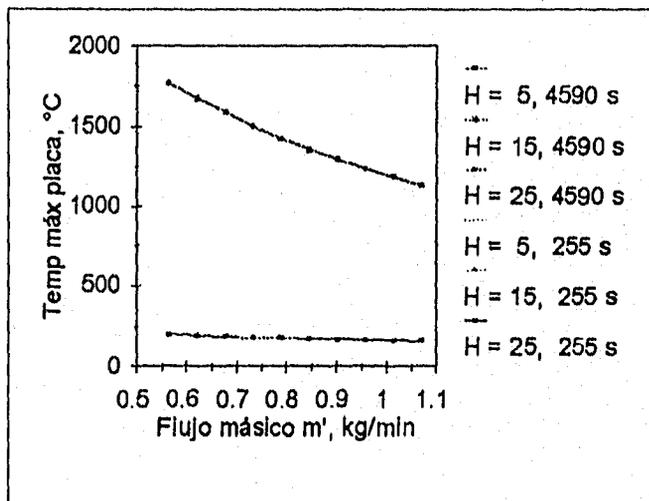


Figura 6-31 Temperatura máxima del plato absorbedor en función del flujo másico para diferentes coeficientes de transferencia H y concentraciones Cg's, en r=1cm, Tc=100°C

### 6.6.3.3 Condiciones de operación variando $T_e$

Las Figuras 6-32 y 6-33 presentan las distribuciones de temperatura promedio del fluido y temperatura máxima de placa respectivamente. Estas están en función del flujo másico para diferentes temperaturas de entrada y para una concentración de 255 soles. En la gráfica para la temperatura promedio del fluido se observa que no existe dependencia en cuanto al flujo másico. En cambio, para la temperatura máxima de placa si existe dependencia en función del flujo másico para las diferentes temperaturas de entrada.

Las Figuras 6-34 y 6-35 presentan las distribuciones de temperatura promedio del fluido y temperaturas máximas de placa respectivamente, para una concentración de 4590 soles. El comportamiento que presentan las Figuras 6-32 y 6-33 lo presentan las Figuras 6-34 y 6-35, sólo que en éstas últimas, los valores de temperatura obtenidos son mayores, debido a que la concentración es mayor.

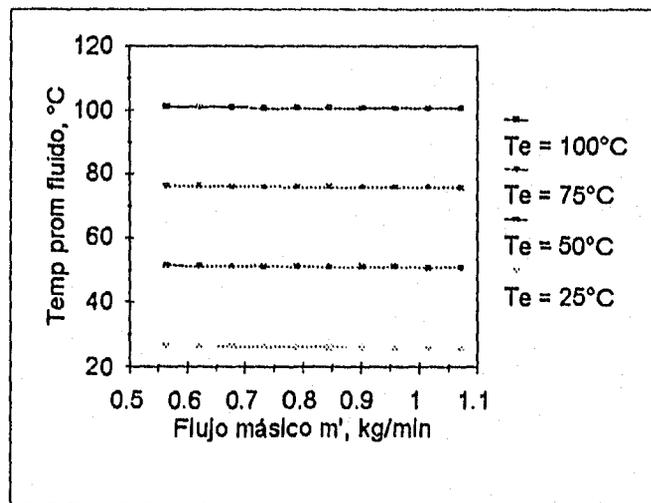


Figura 6-32 Temperatura promedio del fluido a la salida en función del flujo másico para diferentes temperaturas de entrada, en  $r=5\text{cm}$ ,  $C_g=255$  soles

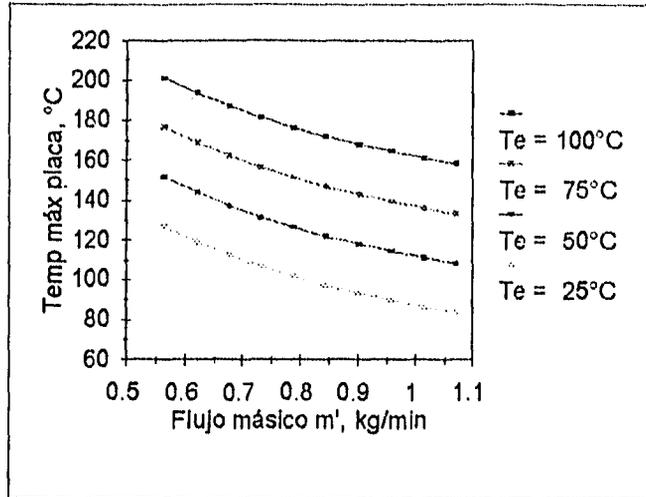


Figura 6-33 Temperatura máxima del plato absorbedor en función del flujo másico para diferentes temperaturas de entrada, en  $r=1\text{cm}$ ,  $C_g=255$  soles

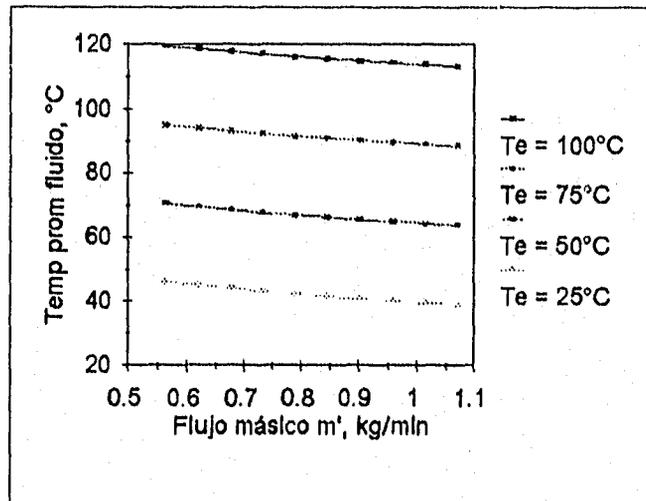


Figura 6-34 Temperatura promedio del fluido a la salida en función del flujo másico para diferentes temperaturas de entrada, en  $r=5\text{cm}$ ,  $C_s=4590$  soles

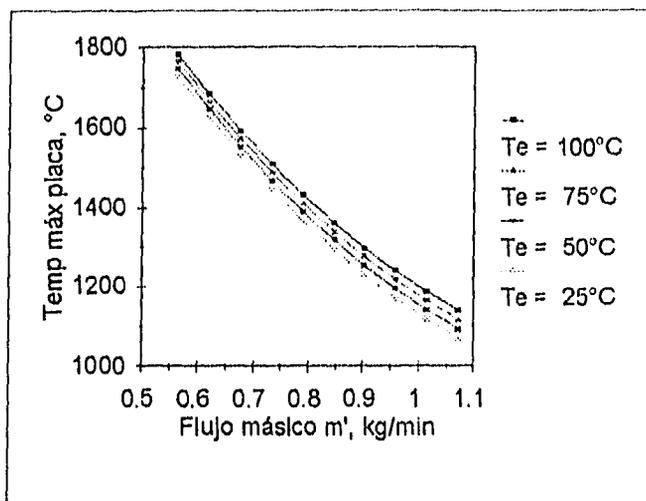


Figura 6-35 Temperatura máxima del plato absorbedor en función del flujo másico para diferentes temperaturas de entrada, en  $r=1\text{cm}$ ,  $C_s=4590$  soles

## 6.7 EFECTO DE LOS MATERIALES EN EL CAMPO TÉRMICO

En esta sección se presenta un estudio de los materiales usados: acero inoxidable y acero al carbón, en combinación con los aceites a usar: aceite térmico Móbil y aceite Therminol VP-1. Las combinaciones de materiales con aceites a usar son, (1) acero inoxidable con aceite Therminol VP-1 (AI-ATL), (2) acero inoxidable con aceite térmico Móbil (AI-ATM), (3) acero al carbón con aceite Therminol VP-1 (AC-ATL) y (4) acero al carbón con aceite térmico Móbil (AC-ATM).

La Figura 6-36 presenta las distribuciones de temperatura en función del radio  $r$ , en  $z=1$  cm, con una concentración de  $C_s=4590$  soles, una  $T_e=100^\circ\text{C}$  para las cuatro diferentes combinaciones de materiales y fluidos.

La Figura 6-37 muestra la distribución de temperaturas en función del espesor  $z$  en  $r=5$  cm, para las cuatro combinaciones de los materiales con los fluidos usados.

Este mismo estudio se realiza ahora para el modelo con escalón. La Figura 6-38 presenta las distribuciones de temperatura en función del radio  $r$ , en  $z=1$  cm. Este estudio fue para una concentración de  $C_s=4590$  soles, y una  $T_e=100^\circ\text{C}$ . Se presentan las curvas para las cuatro diferentes combinaciones de materiales y fluidos.

La Figura 6-39 presenta las distribuciones de temperaturas en función del espesor  $z$ , en  $r=1$  cm, para las cuatro combinaciones de los materiales con los fluidos usados. El estudio se realizó para una concentración de  $C_s=4590$  soles y una  $T_e=100^\circ\text{C}$ .

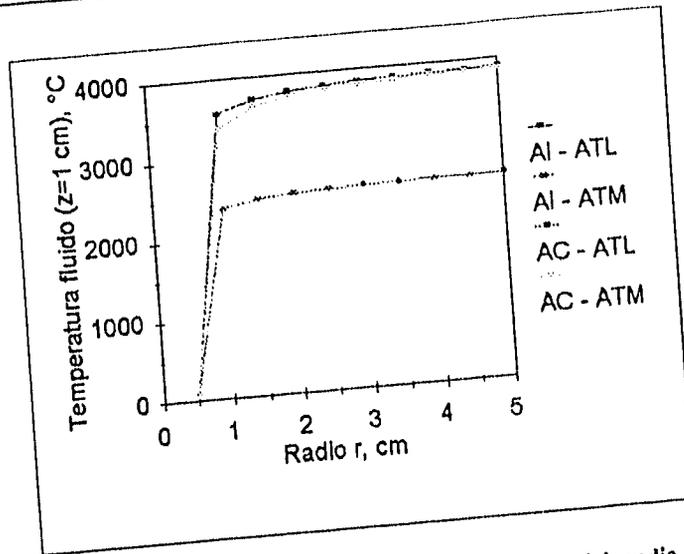


Figura 6-36 Distribución de temperatura en función del radio r para diferentes materiales y fluidos, modelo A, en  $z=1\text{cm}$ ,  $T_e=100^\circ\text{C}$ ,  $C_s=4590$  soles

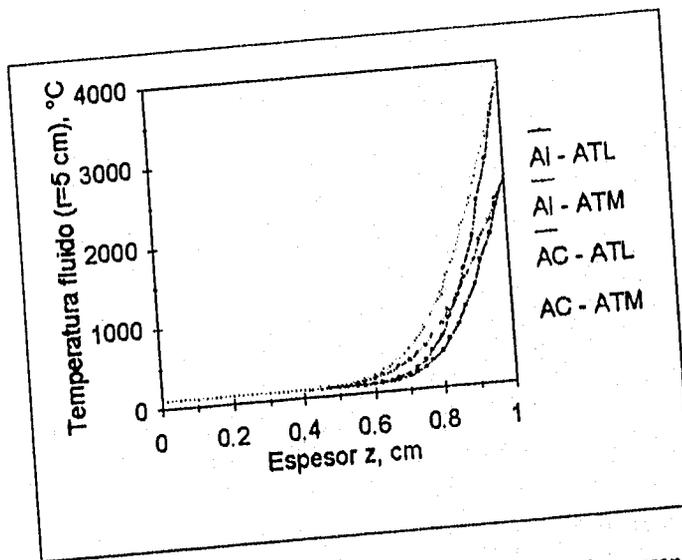


Figura 6-37 Distribución de temperatura en función del espesor z para diferentes materiales y fluidos, modelo A, en  $r=5\text{cm}$ ,  $T_e=100^\circ\text{C}$ ,  $C_s=4590$  soles

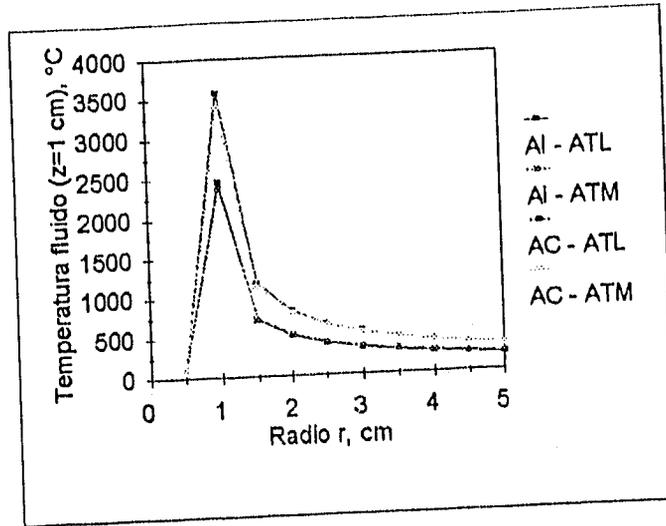


Figura 6-38 Distribución de temperatura en función del radio r para diferentes materiales y fluidos, modelo B, en  $z=1\text{cm}$ ,  $T_e=100^\circ\text{C}$ ,  $C_s=4590$  soles

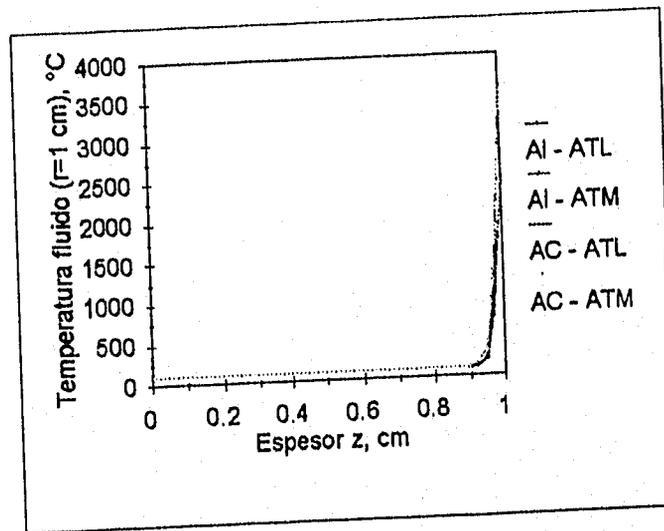


Figura 6-39 Distribución de temperatura en función del espesor z para diferentes materiales y fluidos, modelo B, en  $r=1\text{cm}$ ,  $T_e=100^\circ\text{C}$ ,  $C_s=4590$  soles

Las Figuras 6-36, 6-37, 6-38 y 6-39 son muy importantes porque se compara el comportamiento de las distribuciones de temperatura de las cuatro combinaciones posibles de materiales con los fluidos. En estas figuras se puede observar cual combinación es la que permite obtener mayores valores de temperatura.

La pareja metal-aceite que alcanza la temperatura máxima es la de acero al carbón y aceite Therminol VP-1, para ambos casos, con escalón y sin escalón. La pareja metal-aceite que alcanza la menor temperatura máxima es la de acero inoxidable y aceite térmico Móbil para ambos casos.

## 6.8 TABLAS DE RESULTADOS

Se presenta una serie de tablas de resultados obtenidos resumiendo el estudio realizado.

La Tabla 6-1 presenta los valores obtenidos de calor útil  $Q_u$  y eficiencia  $\eta$ , de las cuatro combinaciones de material y fluido posibles.

Los parámetros presentados en la Tabla 6-1 como temperatura máxima  $T_{máx}$ , calor útil  $Q_u$  y eficiencia  $\eta$ , son importantes para la elección del material para el diseño del intercambiador y del fluido de trabajo a usar.

Tabla 6-1 Comparación de materiales con modelo A, con  $T_e=100^\circ\text{C}$ ,  $m'=0.14\text{ kg/min}$ ,  
 $C_s=4590\text{ soles}$

Material	$T_{prom}$	$T_{m\acute{a}x}$	$Q_u$	$Q_o$	$\eta$
	$^\circ\text{C}$	$^\circ\text{C}$	kW	kW	%
(1) AI-ATL	396	2580	1.81	32.44	5.59
(2) AI-ATM	490	2572	2.24	32.44	6.92
(3) AC-ATL	551	3894	2.76	32.44	8.52
(4) AC-ATM	692	3875	3.41	32.44	10.52
$\Delta\%$	42.7	33.9	46.9		

La temperatura promedio  $T_{prom}$ , indica la temperatura media del fluido obtenida en  $r=5\text{ cm}$ . La temperatura máxima  $T_{m\acute{a}x}$  se refiere a la temperatura máxima alcanzada por el fluido en  $r=5\text{ cm}$  y en  $z=1\text{ cm}$ , es decir dónde se está recibiendo el flujo radiativo. El calor útil,  $Q_u$ , es el calor que está aprovechando el fluido y se calcula como:

$$Q_u = m' C_p (T_{prom}(r=5) - T_e)$$

$Q_o$  es el flujo radiativo que esta recibiendo la placa y se obtiene:

$$Q_o = A_r G_b$$

La eficiencia  $\eta$ , es la razón de estos dos valores. y se calcula como:

$$\eta = \frac{Q_u}{Q_o}$$

De acuerdo a la Tabla 6-1, si el criterio es usar los materiales que alcanzan la menor temperatura máxima, entonces la pareja metal-aceite debe ser la (2): Acero inoxidable y Aceite térmico Móvil. Resultados para esta pareja han sido previamente presentados en congreso [32] y [33]. Si queremos usar el receptor como captador de energía térmica, entonces el criterio es el de máxima eficiencia térmica, en este caso la pareja (4) Acero al carbón y Aceite Térmico Móvil debe ser elegida. Por las eficiencias tan bajas este receptor no es un buen captador térmico de la energía solar.

La Tabla 6-2 presenta los valores obtenidos de calor útil  $Q_u$  y eficiencia  $\eta$ , de las cuatro combinaciones de material y fluidos, pero ahora con el modelo B, es decir con la mancha solar en  $r_c = 1$  cm.

Para este caso, con escalón, todos los parámetros se obtienen de la misma forma excepto la temperatura máxima. En este caso la temperatura máxima  $T_{\max}$ , se refiere a la temperatura alcanzada por el fluido en  $r=1$  cm, el cuál es el radio de la imagen solar en el receptor y en  $z=1$  cm.

Los resultados mostrados en la tabla 6-2 conducen a las mismas conclusiones de la tabla 6-1.

Tabla 6-2 Comparación de materiales con modelo B, con  $T_e=100^\circ\text{C}$ ,  $m'=0.14\text{ kg/min}$ ,  $C_s=4590\text{ soles}$ 

Material	$T_{\text{prom}}$	$T_{\text{máx}}$	$Q_u$	$Q_o$	$\eta$
	$^\circ\text{C}$	$^\circ\text{C}$	kW	kW	%
(1) AI-ATL	126	2457	0.158	1.29	12.19
(2) AI-ATM	136	2385	0.208	1.29	16
(3) AC-ATL	146	3579	0.285	1.29	21.96
(4) AC-ATM	161	3390	0.352	1.29	27.15
$\Delta\%$	21.7	33	55		

En el DEFRAC lo que se quiere es enfriar la pantalla, por lo tanto, el criterio debe ser el de menor temperatura y la pareja de metal aceite que debe elegirse es la de acero inoxidable y aceite térmico móvil.

Haciendo un análisis de las distribuciones de temperatura en función del flujo másico para distintas concentraciones, se observa que a mayor concentración mayor temperatura obtenida, y a medida que aumenta el flujo másico disminuye la temperatura, lo cual es lo que se espera. Este comportamiento se observa con los dos modelos.

Para los valores de temperatura promedio obtenidos en  $r=5\text{ cm}$ , es decir a la salida del receptor, son bajas para todos los casos de concentraciones. Así, si el

criterio es usar la menor potencia en la bomba, se debe de utilizar el menor flujo másico,  $\dot{m}'=0.55 \text{ kg/min}$ .

Sin embargo, es claro que las temperaturas máximas de placa si dependen de la concentración de flujo radiativo solar. Aquí el criterio que debemos de usar es el de evitar temperaturas superiores a los de fusión del material, en este caso se utilizó para esta corrida el acero inoxidable AISI 304, cuya temperatura de fusión es de  $1670^\circ\text{C}$  ( $1943 \text{ K}$ ) por lo cual es necesario reducir la concentración solar, para este caso debe de ser no mayor de  $C_g=1530$  soles (6 espejos).

## 7. CONCLUSIONES

En este trabajo se presentó un modelo matemático que permite predecir el comportamiento térmico del fluido de un receptor de placas planas paralelas con flujo radial, ubicado en la zona focal del sistema de concentración denominado DEFRAAC. Se supuso que el fluido de trabajo es un fluido ideal, de modo que todos los efectos viscosos fueron despreciados tanto en la ecuación de balance de momento como en la de energía. El modelo fué resuelto numéricamente y permitió hacer un estudio paramétrico para determinar tanto los parámetros de diseño como de operación del receptor.

En la literatura no se encontraron antecedentes que trataran el problema de solución de la ecuación de calor para este tipo de intercambiador con este tipo de condiciones de frontera donde se consideran las pérdidas por convección y radiación. Solamente se encontró una solución analítica pero sin considerar estas condiciones de frontera. La ecuación de calor se resolvió mediante un método explícito de diferencias finitas con el que fué posible obtener la solución numérica del sistema de ecuaciones. Se utilizó este método por la condición de frontera de pérdidas de calor por radiación que involucra un factor a la cuarta potencia. Se implementó un programa de cómputo para resolver el sistema de ecuaciones. Y se comparó la solución numérica con la analítica dando un error máximo de 0.106 % en el caso en el que sólo existen pérdidas por convección.

En este trabajo se propone un intercambiador de calor de placas planas paralelas con flujo radial para ser usado como receptor en el DEFRAC.

Del estudio paramétrico realizado se puede concluir lo siguiente:

Condiciones de diseño:

Los materiales elegidos con el fin de usar el absorbedor como captador de energía térmica son los que forman la pareja (4) AC-ATM, es decir acero al carbón con el fluido aceite Térmico Móvil, porque ésta es la que presenta mayor calor útil y por lo tanto mayor eficiencia.

Es importante considerar la temperatura máxima alcanzada, manteniéndola por debajo de la temperatura de fusión si el receptor se hace funcionar como un enfriador. Para este modo de operación, se debe proponer la pareja (2) AI-ATM, acero inoxidable y aceite Térmico Móvil ya que presenta la mínima temperatura máxima alcanzada.

El fluido con el que se debe de operar es el aceite Térmico Móvil para ambos casos. Este fluido resultó el elegido ya que con el se obtiene mayor eficiencia, así como la menor temperatura máxima. Se debe de considerar que la temperatura de operación óptima recomendada por los fabricantes se encuentra en el rango de 12°C a 400°C.

Para la elección de los materiales se consideraron varios criterios. Los materiales deberán de soportar altas temperaturas y ser resistentes a la oxidación, por lo que aleaciones con el cromo y cobalto resultan adecuados. Así también se sugiere que sean de fácil adquisición y económicamente factibles.

Los metales acero inoxidable y acero al carbón con los que se llevó a cabo el ejercicio no resisten las altas temperaturas consideradas en este estudio, ya que exceden los valores de las temperaturas de fusión. Existen materiales que soportan temperaturas por encima de los 2000 °C como son los metales refractarios entre los cuales están, el Columbio (2415°C), Molibdeno (2610°C), Tántalo (2996°C) y el Tugsteno (3400°C). Estos materiales tienen la desventaja de tener una elevada rapidez de oxidación así como un elevado grado de fragilidad a bajas temperaturas, y además su precio es elevado.

La geometría propuesta del receptor es: radio interno  $r_1 = 0.5$  cm, radio externo  $r_2 = 5$  cm y un espesor de  $z_0 = 1$  cm. Entre mayor sea el radio externo del receptor las temperaturas tienden a mantenerse constantes por lo que el receptor funcionaría como una aleta, es decir como un dissipador de calor. Si se considera la imagen solar, la temperatura tiene un valor máximo y ésta decrece cuando el radio se incrementa.

#### Condiciones de operación

De los resultados obtenidos en el estudio, se concluye que con los materiales propuestos para la operación no se debe utilizar el sistema completo, compuesto de los 18 espejos, ya que se obtienen temperaturas por encima de las de fusión. Se recomienda operarlo con una concentración de 1530 soles o menor, es decir 6 espejos o menos o bien, con un tiempo mínimo de exposición. Para operar el sistema completo con tiempos prolongados de exposición, tendrán que utilizarse materiales que soporten altas temperaturas, como las que se mencionaron previamente.

Las temperaturas obtenidas a la salida del receptor, es decir para  $r_2 = 5$  cm, no presentan dependencia significativa para las diferentes temperaturas de entrada estudiadas, es decir, que si se está circulando el fluido, las temperaturas a la salida

no presentarán una elevación adicional, cuando opera en el rango de temperaturas de entrada de 25 a 100°C.

Se recomienda operar el sistema con la menor razón de flujo con el fin de usar una energía baja para la bomba, ya que no hay gran variación en las temperaturas de salida obtenidas.

Es importante dimensionar y conocer las características del receptor que se va a utilizar. El receptor que se utilice debe de corresponder al tamaño de la imagen solar para que las pérdidas de calor del absorbedor sean las menores posibles.

La aportación de este trabajo reside en haber obtenido resultados numéricos de los perfiles de temperatura en el fluido dentro del intercambiador, con el fin de poder establecer las condiciones de diseño y de operación del receptor.

Se sugiere continuar el trabajo ampliando el estudio paramétrico para un mayor rango de flujos máxicos, precisar la concentración real del DEFRAC y usarla como un parámetro fijo. Para conocer la concentración real del DEFRAC, habrá que determinarla experimentalmente y de esta manera seleccionar el material que soporte las altas temperaturas que serán generadas en el receptor. Sin embargo, se sugiere construir un primer receptor pantalla de acuerdo a los criterios ya especificados.

En lo que se refiere al modelo matemático se puede mejorar considerando los efectos viscosos para tener un estudio mas real.

## REFERENCIAS

1. R. Mazarrosa,  
La energía,  
Scientific American,  
Ed. Alianza, España, (1982).
2. M. Treviño,  
Programa nacional de ahorro de energía eléctrica para el período  
1995-2000,  
Boletín IIE, Vol. 20, Núm. 1, p. 7, (1996).
3. E. Hernández y R. Martínez,  
La variación anual en México de la radiación solar directa sobre  
planos verticales orientados hacia los cuatro puntos cardinales,  
CIM-UNAM, México, pp. 1-2, (1977).
4. A. Castellanos y M. Escobedo,  
La energía solar en México, situación actual y perspectivas,  
Centro de Ecodesarrollo, México, (1980).
5. E. Hernández,  
Factibilidad del aprovechamiento en México de la energía solar  
para satisfacer requerimientos habitacionales,  
CIM-UNAM, México, p. 13, (1978).
6. J.A. Duffie, W.A. Beckman,  
Solar engineering of thermal processes,  
2nd. Ed.,  
John Wiley & Sons, Inc., New York, USA, (1991).

7. T.R. Mancini, J.M. Chavez y G.J. Kolb,  
Solar thermal power today and tomorrow,  
Mechanical Engineering, Vol. 116, No. 8, pp 74-79, (1994).
8. M.H. Cobble,  
Circular flat plate heat exchanger for solar concentrator,  
Solar Energy, 6 (4) 164-167, (1962).
9. M.H. Cobble,  
Heat exchangers for solar concentrators,  
Solar Energy, 7 (1) 18-21, (1963).
10. E. Lorenzini y M. Spiga,  
Thermal analysis in the focal spot of a solar furnace,  
SolarEnergy, 22 515-520, (1979).
11. W. B. Stine y C.G. McDonald,  
Cavity receiver convective heat loss,  
Solar World Congress Kobe,  
International Solar Energy Society, Japan, pp. 1318-1323,  
(1989).
12. A. Steinfeld,  
Apparent absorptance for diffusely and specularly reflecting  
spherical cavities,  
J. Heat Mass Transfer, 34 (7) 1895-1897, (1991).
13. T. R. Mancini,  
Analysis and design of two stretched-membrane parabolic dish  
concentrators,  
Journal of Solar Energy Engineering, 113 180-186, (1991).

14. A. Steinfeld y M. Schubnell,  
Maximizing the energy conversion efficiency of a solar cavity-receiver,  
6th. Int. Symp. Solar Thermal Concentrating Technologies,  
Mojacar, Spain, (1992).
15. A. Steinfeld, A. Imhof y E.A. Fletcher,  
High temperature solar receivers with internal infrared mirrors,  
6th. Int. Symp. Solar Thermal Concentrating Technologies,  
Mojacar Spain, (1992).
16. M. Schubnell,  
Sunshape and its influence on the flux distribution in imaging solar concentrators,  
Journal of Solar Energy Engineering, 114 260-266, (1992).
17. K.O. Lund,  
A note on axial-flow sensible-heat solar-dynamic receivers,  
Journal of Heat Transfer, 116 273-275, (1994).
18. A. Kribus,  
Optical performance of conical windows for concentrated solar radiation,  
Journal of Solar Energy Engineering, 116 47-52, (1994).
19. J. Galindo and E. Bilgen,  
Flux and temperature distribution in the receiver of parabolic solar furnaces,  
Solar Energy, 33 (2) 125-135, (1994).
20. A.H. Oskam, S. Higuera, J. Cervantes y C.A. Estrada G.,  
Diseño y construcción de un dispositivo para el estudio de flujos radiativos concentrados,  
XVIII Reunión Nacional de Energía Solar,  
Hermosillo, Sonora, México, pp 272-275, (1994).

21. C.A. Estrada, E. Higuera, A. Oskam y J.G. Cervantes,  
Dispositivo para el Estudio de Flujos Radiativos Concentrados:  
DEFRAC,  
XIX Semana Nacional de Energía Solar,  
La Paz, BCS, México, pp 183-186, (1995).
22. A. Rabl,  
Concentring collectors,  
Solar Energy Technology Handbook, Engineering Fundamental,  
Parte A, USA, pp 258-264, (1980).
23. W. C. Dickinson and P.N. Cheremisinoff,  
Solar Energy Technology Handbook, Engineering Fundamental,  
Parte A, USA, (1980).
24. E.E. Anderson,  
Fundamentals of Solar Energy Conversion,  
Addison-Wesley, USA, (1983).
25. W.B. Stine and R.B. Diver,  
A compendium of Solar Dish/Stirling Technology,  
Sandia National Laboratories  
Report SAND93-7026 UC-236, USA, (1994).
26. S.E. Higuera,  
Sistema de concentración de radiación solar con 18 espejos parabólicos  
para estudio de campos radiativos (construcción y puesta en operación)  
Tesis para obtener el grado de Ingeniero Mecánico-Eléctricista,  
Fac. de Estudios Superiores, Cuautitlán, UNAM, (1996).
27. J. Villeneuve,  
Fluides thermiques organiques,  
Ecole Polytechnique  
Report J2380-1, Canada, pp 1-8, (1965).

28. R.B. Bird, W.E. Stewart, E.N. Lightfoot,  
Transport Phenomena,  
John Wiley & Sons, New York, USA, (1960).
29. F. Incropera,  
Introduction to Heat Transfer,  
2da. Ed.,  
John Wiley & Sons, New York, USA, (1990).
30. S.C. Chapra, R.P. Canale,  
Métodos Numéricos para Ingenieros con aplicaciones en  
computadoras personales,  
McGraw Hill, México, D.F., (1987).
31. M.L. Jamen,  
Métodos Numéricos Aplicados a la Computación Digital con  
Fortran,  
Representaciones y Servicios de Ingeniería, S. A., México, D.F.,  
(1984).
32. C.A. Estrada Gasca, M.E. Rueda and J. Cervantes,  
Thermal Analysis of a Flat Circular Receiver for 'Corflumes',  
7th International Symposium on Transport Phenomena in  
Manufacturing Processes,  
Acapulco, México, pp 289-293, (1994).
33. M.E. Rueda, C.A. Estrada, J.G. Cervantes,  
Análisis térmico para el diseño de un receptor circular plano para  
el DEFRAC,  
XVIII Reunión Nacional de Energía Solar,  
Hermosillo, Sonora, México, (1994).

## ANEXOS

### 1.1 PROGRAMAS DE COMPUTO

#### 1.1.1 DISTRIBUCION DE TEMPERATURAS COMO FUNCION DEL RADIO R Y ESPESOR Z

C PROGRAMA SOLS.FOR AGOSTO 9, 1994  
C RECIBIDOR CIRCULAR PLANO DE FLUJO RADIAL. SOLUCION ANALITICA DEL  
C PROBLEMA TERMICO. DISTRIBUCION DE TEMPERATURAS COMO FUNCION DE -  
C R y Z  
C CONDICION DE FRONTERA CONVECTIVA Y RADIATIVA  
C SOLUCION EXPLICITA

C PROGRAMADOR: MA. ELENA RUEDA CORNEJO

C  
C -----MAIN PROGRAM  
DIMENSION TN(2304), TNM1(40), ZM(50), RN(1000), PRN(9), TP(1000)  
REAL R1, R2, DELTR, DELTZ, Qo, B, K, H  
INTEGER N, M, NN, MM  
DATA PRN/0,01,0.015,0.02,0.025,0.03,0.035,0.04,0.045,0.05/  
OPEN(6,FILE='SOLS.FAE',STATUS='new')

C  
C -----> PARAMETERS  
C CONSTANTES PROGRAMA  
EPS = 0.0000001

C FLUIDO: AGUA  
C Capacidad Calorifica, Cp = 4190.0 J/Kg K  
C Cp = 4190.0  
C Densidad, RHO = 1000.0 kg/m3  
C RHO = 1000.0  
C Conductividad Termica, agua K = 0.623 W/m K  
C K = 0.623  
C ALPHA = K/RHO/Cp  
C Flujo Masico, FM = 0.0023 kg/seg  
C FM = 0.0023\*2  
C GOTO 5

C FLUIDO: ACEITE  
C Capacidad Calorifica, Cp = 2471.0 J/Kg K  
Cp = 2471  
C Densidad, RHO = 806.5 kg/m3

RHO = 806.5  
 C Conductividad Termica. K = 0.132 W/m K  
 K = 0.132  
 ALPHA = K/RHO/Cp  
 C Flujo Masico. FM = 0.0023 kg/seg <----- FLUJO MASICO  
 FM = 0.0094/4

C GEOMETRIA  
 5 PI = 3.141592  
 C Ancho del recibidor, Z0 = 0.01 m  
 Z0 = 0.01  
 C Radio interior. R1 = 0.005 m  
 R1 = 0.005  
 C Radio exterior. R2 = 0.05 m  
 R2 = 0.05

C PARAMETROS ECUACIONES  
 A = FM/2./PI/RHO/Z0  
 B = A/ALPHA-I  
 GAMMA = 0.24  
 C Coeficiente convectivo Placa - Aire. H = 5. W/m2 K  
 H = 5.

C CONCENTRACION; C <----- CONCENTRACION  
 C Concentracion de l espejo C = 255  
 C C = 255.  
 C Concentracion del Sistema. 18 espejos C = 4600.  
 C = 4600.  
 C Radiacion Directa Normal. Gbn = 900. W/m2  
 Gbn = 900.  
 E = 0.15  
 C Absortividad del Recibidor, ABSORT = .7  
 ABSORT = .15  
 C Reflectividad del Recibidor, REF = .95  
 REF = .95  
 Qo = Gbn\*C\*ABSORT\*REF  
 C Cte. de Stefan-Boltzmann. SIGM = 5.67E-08 W/m2K4  
 SIGM = 5.67E-08  
 F = 1

C TEMPERATURAS FIJAS  
 TR = 273.15  
 TS = 25.+TR  
 TE = 100.+TR  
 C WRITE(\*,\*) CP, RHO, K, ALPHA, A, B, GAMMA, H

C-----  
 C CALCULO DE INCREMENTOS ESPACIALES  
 C GOTO 10  
 C CASO 1 se calcula deltz

```

C NN = 10
C DELTR = (R2-R1)/FLOAT(NN)
C DELZ = ((R1*DELTR)+(FLOAT(NN)*DELTR**2))/(0.24*B)
C DELTZ = SQRT(DELZ)
C MM = AINT(Z0/DELTZ)+1
C DELTZ = Z0/MM
C DO 10 M=0, MM
C   ZM(M)=(DELTZ*M)
C 10 CONTINUE
C GOTO 20

C CASO 2 se calcula deltr
C do 5 i=0, 10
C   MM=5*2**i
C   do 5, j=0, 10
C     NN = 9*2**j      <----- NN y MM
C     NN = 576
C     MM = 40
C     DELTZ = Z0/FLOAT(MM)
C     DELTR = GAMMA*B*DELTZ**2/R2
C     NN = NINT((R2-R1)/DELTR)+1
C     DELTR = (R2-R1)/FLOAT(NN)
C     GAMMAF = (R1*DELTR+DELTR**2*FLOAT(NN))/B/DELTZ/DELTZ
C     <-----VECTOR ZM(M)
C     DO 20 M=0, MM
C       ZM(M)= DELTZ*FLOAT(M)
C     20 CONTINUE
C     <-----VECTOR RN(N)
C     DO 25 N=0, NN
C       RN(N) = R1 + DELTR*FLOAT(N)
C     25 CONTINUE
C     <-----
C     WRITE(6,99) GAMMAF
C     WRITE(6,100) MM,DELTZ,NN,DELTR
C     WRITE(6,200) 0.0, (ZM(M)*100., M=0,MM)

C Distribucion de Temperaturas: T=T(R,Z) <----- T=T(R,Z)
C ECUACION NODAL B: FRONTERA INICIAL
C DO 26 M = 0, MM
C   TN(M) = TE
C 26 CONTINUE
C   WRITE(6,200) RN(0)*100., (TN(M)-TR, M=0,MM)

C LOOP PRINCIPAL
L=1
TPAV = 0.0
DO 40 N = 0, NN
C ECUACION NODAL C: FRONTERA ABSORBEDORA DE RADIACION
C1 = (R1*DELTR+FLOAT(N)*DELTR*DELTR)/B/DELTZ/DELTZ
C2 = Qo/K
C3 = H*(TN(MM)-TS)/K

```

```

C4 = E*SIGM*F*(TN(MM)**4-TS**4)/K
TNM1(MM) = TN(MM)+2.*C1*(TN(MM-1)+DELTZ*(C2-C3-C4)-TN(MM))
TPAV = TPAV + TNM1(MM)

C   ECUACION NODAL D: FRONTERA ADIABATICA
    TNM1(0) = TN(0) + 2.*C1*(TN(1)-TN(0))

C   ECUACION NODAL A: PUNTOS INTERIORES DEL DOMINIO
    DO 30 M=1, MM-1
        TNM1(M) = TN(M) + C1*(TN(M+1)+TN(M-1)-2.*TN(M))
    30 CONTINUE
C -----> IMPRESION
C   WRITE(6,*) PRN(L),N,RN(N)
    IF(ABS(PRN(L)-RN(N)).LT.EPS) THEN
        WRITE(6,200) RN(N)*100., (TNM1(M)-TR, M=0,MM)
        L=L+1
    ELSE
        CONTINUE
    ENDIF
    DO 40 M=0, MM
        TN(M)=TNM1(M)
    40 CONTINUE
    TPAV = TPAV/FLOAT(NN+1)

C Temperatura Promedio: Tav <----- Tav(salida)
    TAV=0.0
    DO 50 M=0, MM
    50 TAV = TAV + TN(M)
    TAV=TAV/FLOAT(MM+1)
    WRITE(6,210) RN(NN)*100., TAV-TR
    WRITE(6,220) ZM(MM)*100., TPAV-TR

C FORMATOS DE IMPRESION <----- FORMATOS
    99 FORMAT(2X, 'GAMMAF =', 1F6.4)
    100 FORMAT (2X, 'MM = ', I3, 2X, 'DELT Z = ', F14.8, 2X, 'NN = ', I3, 2X,
        1 'DELT R = ', F15.8/)
    150 FORMAT (1X, I4, 2X, 2F9.4)
    200 FORMAT (1X, F6.2, 2X, 4F7.2)
    210 FORMAT (2X, 'RN = ', F7.4, 2X, 'Tav fluido (salida) = ', F11.3)
    220 FORMAT (2X, 'ZM = ', F7.4, 2X, 'Tav plato (z=1.0) = ', F11.3)
    60 CLOSE(6, STATUS='KEEP')
    STOP

    END

```



DELTFM = FM/10.  
DO 60 LF = 1, 10

## C GEOMETRIA

5 PI = 3.141592  
C Ancho del receptor. Z0 = 0.01 m  
Z0 = 0.01  
C Radio interior. R1 = 0.005 m  
R1 = 0.005  
C Radio exterior. R2 = 0.05 m  
R2 = 0.05

## C PARAMETROS ECUACIONES

A = FM/2./PI/RHO/Z0  
B = A/ALPHA-1  
GAMMA = 0.24  
C Coeficiente convectivo Placa - Aire. H = 5. W/m2 K  
H = 5.

## C CONCENTRACION: C &lt;----- CONCENTRACION

C = 4590.  
C Radiacion Directa Normal. Gbn = 900. W/m2  
Gbn = 900.  
C Emisividad del acero. E = 0.7  
E = 0.7  
C Reflectividad. REF = .95  
REF = .95  
C Absortividad. ABSORT = .7  
ABSORT = .7  
Qo = Gbn\*C\*ABSORT\*REF  
C Cte. de Stefan-Boltzmann. SIGM = 5.67E-08 W/m2K4  
SIGM = 5.67E-08  
F = 1

## C TEMPERATURAS FIJAS

TR = 273.15  
TS = 25.+TR  
TE = 25.+TR  
C WRITE(\*,\*) CP, RHO, K, ALPHA, A, B, GAMMA, H

C-----  
C CALCULO DE INCREMENTOS ESPACIALES

C GOTO 10  
C CASO 1 se calcula deltz  
C NN = 10  
C DELTR = (R2-R1)/FLOAT(NN)  
C DELZ = ((R1\*DELTR)+(FLOAT(NN)\*DELTR\*\*2))/(0.24\*B)  
C DELTZ = SQRT(DELZ)  
C MM = AINT(Z0/DELTZ)+1  
C DELTZ = Z0/MM  
C DO 10 M=0, MM

```

C   ZM(M)=(DELTZ*M)
C 10 CONTINUE
C   GOTO 20

C CASO 2 se calcula deltr
C   do 5 i=0, 10
C     MM=5*2**i
C     do 5, j=0, 10
C       NN = 9*2**j      <----- NN y MM
NN = 576
MM = 40
DELTZ = Z0/FLOAT(MM)
C   DELTR = GAMMA*B*DELTZ**2/R2
C   NN = NINT((R2-R1)/DELTR)+1
DELTZ = (R2-R1)/FLOAT(NN)
GAMMAF = (R1*DELTR+DELTR**2*FLOAT(NN))/B/DELTZ/DELTZ
C   <----- VECTOR ZM(M)
DO 20 M=0, MM
  ZM(M)= DELTZ*FLOAT(M)
20 CONTINUE
C   <----- VECTOR RN(N)
DO 25 N=0, NN
  RN(N) = R1 + DELTR*FLOAT(N)
25 CONTINUE
C   <----- IMPRESION ZM(0)
C   WRITE(6,99) GAMMAF
C   WRITE(6,100) MM,DELTZ,NN,DELTR
C   WRITE(6,200) 0.0, (ZM(M)*100., M=0,MM)

C
C Distribucion de Temperaturas: T=T(R,Z) <----- T=T(R,Z)

C ECUACION NODAL B: FRONTERA INICIAL
DO 26 M = 0, MM
  TN(M) = TE
26 CONTINUE
C   <----- IMPRESION RN(0)
C   WRITE(6,200) RN(0)*100., (TN(M)-TR, M=0,MM)

C LOOP PRINCIPAL
L=1
TPAV = 0.0
DO 40 N = 1, NN
C   ECUACION NODAL C: FRONTERA ABSORBEDORA DE RADIACION
C1 = (R1*DELTR+FLOAT(N)*DELTR*DELTR)/B/DELTZ/DELTZ
C2 = Qo/K
C3 = H*(TN(MM)-TS)/K
C4 = E*SIGM*F*(TN(MM)**4-TS**4)/K
TNMI(MM) = TN(MM)+2.*C1*(TN(MM-1)+DELTZ*(C2-C3-C4)-TN(MM))
TPAV = TPAV + TNMI(MM)

```

```

C   ECUACION NODAL D: FRONTERA ADIABATICA
    TNM1(0) = TN(0) + 2.*C1*(TN(1)-TN(0))

C   ECUACION NODAL A: PUNTOS INTERIORES DEL DOMINIO
    DO 30 M=1, MM-1
        TNM1(M) = TN(M) + C1*(TN(M+1)+TN(M-1)-2.*TN(M))
    30 CONTINUE

C   -----> IMPRESION
C   WRITE(6,*) PRN(L),N,RN(N)
    IF(ABS(PRN(L)-RN(N)),LT.EPS) THEN
C   WRITE(6,200) RN(N)*100., (TNM1(M)-TR, M=0,MM)
        L=L+1
    ELSE
        CONTINUE
    ENDIF
    DO 40 M=0, MM
        TN(M)=TNM1(M)
    40 CONTINUE
    TPAV = TPAV/FLOAT(NN+1)
    TPMAX = TN(MM)

C Temperatura Promedio: Tav      <----- Tav(salida)
    TAV=0.0
    DO 50 M=0, MM
    50 TAV = TAV + TN(M)
        TAV=TAV/FLOAT(MM+1)
C   WRITE(6,210) RN(NN)*100., FM*60., TAV-TR
C   WRITE(6,220) ZM(MM)*100., TPAV-TR, TPMAX-TR
    WRITE(6,230) FM*60., TAV-TR, TPAV-TR, TPMAX-TR
        FM = FM + DELTFM
    60 CONTINUE

C FORMATOS DE IMPRESION <----- FORMATOS
    99 FORMAT(/2X,'GAMMAF =', 1F6.4)
    100 FORMAT (2X,'MM = ',13.2X,'DELT Z = ',F14.8,2X,'NN = ',13, 2X,
        1 'DELT R = ', F15.8/)
    150 FORMAT (1X,14,2X, 2F9.4)
    200 FORMAT (1X, F6.2, 2X, 41F7.2)
    210 FORMAT (2X,'RN = ',F7.4,2X,'FM = ',F9.7,2X,
        1 'Tav fluido (salida) = ',F11.3)
    220 FORMAT (2X,'ZM = ',F7.4,2X,'Tav plato (z=1.0) = ',F11.3,
        1 2X,'TPmax (R=5,z=1) = ',F11.3)
    230 FORMAT (2X,F9.6,2X,3F12.2)
    CLOSE(6,STATUS='KEEP')
    STOP
    END

```



C GEOMETRIA

5 PI = 3.141592  
 C Ancho del receptor, Z0 = 0.01 m  
 Z0 = 0.01  
 C Radio interior, R1 = 0.005 m  
 R1 = 0.005  
 C Radio exterior, R2 = 0.05 m  
 R2 = 0.05

C PARAMETROS ECUACIONES

A = FM/2./PI/RHO/Z0  
 B = A/ALPHA-1  
 GAMMA = 0.24  
 C Coeficiente convectivo Placa - Airc, H = 2.78 W/m2 K <----- H  
 H = 10.

C CONCENTRACION: C <----- CONCENTRACION

C = 4590.  
 C Radiacion Directa Normal, Gbn = 900. W/m2  
 Gbn = 900.  
 C Emisividad de Acero, E = 0.7  
 E = 0.7  
 C Reflectividad, REF = .95  
 REF = .95  
 C Absortividad, ABSORT = .7  
 ABSORT = .7  
 Qo = Gbn\*C\*REF\*ABSORT  
 C Cte. de Stefan-Boltzmann, SIGM = 5.67E-08 W/m2K4  
 SIGM = 5.67E-08  
 F = 1

C TEMPERATURAS FIJAS

TR = 273.15  
 TS = 25.+TR  
 TE = 25.+TR  
 C WRITE(\*,\*) CP, RHO, K, ALPHA, A, B, GAMMA, H

C-----  
 C CALCULO DE INCREMENTOS ESPACIALES

C GOTO 10  
 C CASO I se calcula deltz  
 C NN = 10  
 C DELTR = (R2-R1)/FLOAT(NN)  
 C DELZ = ((R1\*DELTR)+(FLOAT(NN)\*DELTR\*\*2))/(0.24\*B)  
 C DELTZ = SQRT(DELZ)  
 C MM = AINT(Z0/DELTZ)+1  
 C DELTZ = Z0/MM  
 C DO 10 M=0, MM  
 C ZM(M)=(DELTZ\*M)  
 C 10 CONTINUE  
 C GOTO 20

```

C CASO 2 se calcula deltr
C  do 5 i=0, 10
C  MM=5*2**I
C  do 5, j=0, 10
C  NN = 9*2**J      <----- NN y MM
NN = 576
MM = 40
DELTZ = Z0/FLOAT(MM)
C  DELTR = GAMMA*B*DELTZ**2/R2
C  NN = NINT((R2-R1)/DELTR)+1
DELTR = (R2-R1)/FLOAT(NN)
GAMMAF = (R1*DELTR+DELTR**2*FLOAT(NN))/B/DELTZ/DELTZ
C  <-----VECTOR ZM(M)
DO 20 M=0, MM
  ZM(M)= DELTZ*FLOAT(M)
20 CONTINUE
C  <-----VECTOR RN(N)
DO 25 N=0, NN
  RN(N) = R1 + DELTR*FLOAT(N)
25 CONTINUE
C  <----- IMPRESION ZM(0)
C  WRITE(6.99) GAMMAF
C  WRITE(6.100) MM,DELTZ,NN,DELTR
C  WRITE(6.200) 0.0, (ZM(M)*100., M=0,MM)

C
C Distribucion de Temperaturas: T=T(R,Z) <----- T=T(R,Z)
C ECUACION NODAL B: FRONTERA INICIAL
DO 26 M = 0, MM
  TN(M) = TE
26 CONTINUE
C  <----- IMPRESION RN(0)
C  WRITE(6.200) RN(0)*100., (TN(M)-TR, M=0,MM)

C LOOP PRINCIPAL
L=1
TPAV = 0.0
DO 40 N = 1, NN
C  ECUACION NODAL C: FRONTERA ABSORBEDORA DE RADIACION
C1 = (R1*DELTR+FLOAT(N)*DELTR*DELTR)/B/DELTZ/DELTZ
C2 = Qo/K
C3 = H*(TN(MM)-TS)/K
C4 = E*SIGM*F*(TN(MM)**4-TS**4)/K
TNMI(MM) = TN(MM)+2.*C1*(TN(MM-1)+DELTZ*(C2-C3-C4)-TN(MM))
TPAV = TPAV + TNMI(MM)

C  ECUACION NODAL D: FRONTERA ADIABATICA
TNMI(0) = TN(0) + 2.*C1*(TN(1)-TN(0))

C  ECUACION NODAL A: PUNTOS INTERIORES DEL DOMINIO

```

```

DO 30 M=1, MM-1
  TNM1(M) = TN(M) + C1*(TN(M+1)+TN(M-1)-2.*TN(M))
30 CONTINUE
C -----> IMPRESION
C   WRITE(6,*) PRN(L),N,RN(N)
   IF(ABS(PRN(L)-RN(N)).LT.EPS) THEN
C     WRITE(6,200) RN(N)*100., (TNM1(M)-TR, M=0,MM)
     L=L+1
     ELSE
     CONTINUE
     ENDIF
     DO 40 M=0, MM
     TN(M)=TNM1(M)
40 CONTINUE
   TPAV = TPAV/FLOAT(NN+1)
   TPMAX = TN(MM)
C Temperatura Promedio: Tav <----- Tav(salida)
   TAV=0.0
   DO 50 M=0, MM
50   TAV = TAV + TN(M)
   TAV=TAV/FLOAT(MM+1)
C   WRITE(6,210) RN(NN)*100., FM*60., TAV-TR
C   WRITE(6,220) ZM(MM)*100., TPAV-TR, TPMAX-TR
   WRITE(6,230) FM*60., TAV-TR, TPAV-TR, TPMAX-TR
   FM = FM + DELTFM
60 CONTINUE

C FORMATOS DE IMPRESION <----- FORMATOS
99 FORMAT(/2X, 'GAMMAF =', 1F6.4)
100 FORMAT (2X, 'MM = ', 13.2X, 'DELT Z = ', F14.8, 2X, 'NN = ', 13. 2X,
1     'DELT R = ', F15.8/)
150 FORMAT (1X, 14.2X, 2F9.4)
200 FORMAT (1X, F6.2, 2X, 41F7.2)
210 FORMAT (2X, 'RN = ', F7.4, 2X, 'FM = ', F9.7, 2X,
1     'Tav fluido (salida) = ', F11.3)
220 FORMAT (2X, 'ZM = ', F7.4, 2X, 'Tav plato (z=1.0) = ', F11.3,
1     2X, 'TPmax (R=5, z=1) = ', F11.3)
230 FORMAT (2X, F9.6, 2X, 3F12.2)
CLOSE(6, STATUS='KEEP')
STOP
END

```



```

Z0 = 0.01
C  Radio interior, R1 = 0.005 m
R1 = 0.005
C  Radio exterior, R2 = 0.05 m
R2 = 0.05
C  Radio de mancha solar, RC = 0.01 m
RC = 0.01

C PARAMETROS ECUACIONES
A = FM/2./PI/RHO/Z0
B = A/ALPHA-1
GAMMA = 0.24
C  Coeficiente convectivo Placa - Aire, H = 2.78 W/m2 K
H = 5.

C CONCENTRACION; C <----- CONCENTRACION
C  Concentracion de 1 espejo C = 255
C  C = 255.
C  Concentracion del Sistema, 18 espejos C = 4600.
C = 4600.
C  Radiacion Directa Normal, Gbn = 900. W/m2
Gbn = 900.
E = 0.7
C  Absortividad del Recibidor, ABSORT = .7
ABSORT = .7
C  Reflectividad del Recibidor, REF = .95
REF = .95
Qo = Gbn*C*ABSORT*REF
C  Cte. de Stefan-Boltzmann, SIGM = 5.67E-08 W/m2K4
SIGM = 5.67E-08
F = 1

C TEMPERATURAS FIJAS
TR = 273.15
TS = 25.+TR
TE = 25.+TR
C  WRITE(*,*) CP, RHO, K, ALPHA, A, B, GAMMA, H

C-----
C CALCULO DE INCREMENTOS ESPACIALES
C  GOTO I0
C CASO I se calcula deltz
C  NN = 10
C  DELTR = (R2-R1)/FLOAT(NN)
C  DELZ = ((R1*DELTR)+(FLOAT(NN)*DELTR**2))/(0.24*B)
C  DELTZ = SQRT(DELZ)
C  MM = AINT(Z0/DELTZ)+1
C  DELTZ = Z0/MM
C  DO I0 M=0, MM
C    ZM(M)=(DELTZ*M)
C I0 CONTINUE

```

```

C GOTO 20

C CASO 2 se calcula deltr
C do 5 i=0, 10
C MM=5*2**i
C do 5, j=0, 10
C NN = 9*2**j <----- NN y MM
NN = 576
MM = 40
DELTZ = Z0/FLOAT(MM)
C DELTR = GAMMA*B*DELTZ**2/R2
C NN = NINT((R2-R1)/DELTR)+1
DELTR = (R2-R1)/FLOAT(NN)
GAMMAF = (R1*DELTR+DELTR**2*FLOAT(NN))/B/DELTZ/DELTZ
C <-----VECTOR ZM(M)
DO 20 M=0, MM
ZM(M)= DELTZ*FLOAT(M)
20 CONTINUE
C <-----VECTOR RN(N)
DO 25 N=0, NN
RN(N) = R1 + DELTR*FLOAT(N)
25 CONTINUE
C <-----
WRITE(6,99) GAMMAF
WRITE(6,100) MM,DELTZ,NN,DELTR
WRITE(6,200) 0.0, (ZM(M)*100., M=0,MM)

C Distribucion de Temperaturas: T=T(R,Z) <----- T=T(R,Z)
C ECUACION NODAL B: FRONTERA INICIAL
DO 26 M = 0, MM
TN(M) = TE
26 CONTINUE
WRITE(6,200) RN(0)*100., (TN(M)-TR, M=0,MM)

C LOOP PRINCIPAL
L=1
TPAV = 0.0
DO 40 N = 0, NN
C ECUACION NODAL C: FRONTERA ABSORBEDORA DE RADIACION
C1 = (R1*DELTR+FLOAT(N)*DELTR*DELTR)/B/DELTZ/DELTZ
C2 = Q0/K
C3 = H*(TN(MM)-TS)/K
C4 = E*SIGM*F*(TN(MM)**4-TS**4)/K
IF (RN(N) .LE. RC) A=1.
IF (RN(N) .GT. RC) A=0.0
TNM1(MM) = TN(MM)+2.*C1*(TN(MM-1)+DELTZ*(A*C2-C3-C4)-TN(MM))
TPAV = TPAV + TNM1(MM)

C ECUACION NODAL D: FRONTERA ADIABATICA
TNM1(0) = TN(0) + 2.*C1*(TN(1)-TN(0))

```

```

C   ECUACION NODAL A: PUNTOS INTERIORES DEL DOMINIO
DO 30 M=1, MM-1
    TNMI(M) = TN(M) + C1*(TN(M+1)+TN(M-1))-2.*TN(M)
30  CONTINUE
C   -----> IMPRESION
C   WRITE(6,*) PRN(L),N,RN(N)
    IF(ABS(PRN(L)-RN(N)).LT.EPS) THEN
        WRITE(6,200) RN(N)*100., (TNMI(M)-TR, M=0,MM)
        L=L+1
    ELSE
        CONTINUE
    ENDIF
    DO 40 M=0, MM
        TN(M)=TNMI(M)
40  CONTINUE
    TPAV = TPAV/FLOAT(NN+1)

C Temperatura Promedio: Tav      <----- Tav(salida)
    TAV=0.0
    DO 50 M=0, MM
50  TAV = TAV + TN(M)
    TAV=TAV/FLOAT(MM+1)
    WRITE(6,210) RN(NN)*100., TAV-TR
    WRITE(6,220) ZM(MM)*100., TPAV-TR

C FORMATOS DE IMPRESION <----- FORMATOS
99  FORMAT(2X, 'GAMMAF =', 1F6.4)
100 FORMAT (2X, 'MM = ',13,2X, 'DELT Z = ',F14.8,2X, 'NN = ',13, 2X,
1   'DELT R = ', F15.8/)
150 FORMAT (1X,14,2X, 2F9.4)
200 FORMAT (1X, F6.2, 2X, 41F7.2)
210 FORMAT (2X, 'RN = ',F7.4,2X, 'Tav fluido (salida) = ',F11.3)
220 FORMAT (2X, 'ZM = ',F7.4,2X, 'Tav plato (z=1.0) = ',F11.3)
60  CLOSE(6,STATUS='KEEP')
    STOP
    END

```



C CONCENTRACION: C

C = 255.

C G = 1000. W/m<sup>2</sup>

G = 900.

$Q_0 = C * G$

C TEMPERATURAS FIJAS

TA = 25.

TE = 25.

C Distribucion de Temperaturas: T=T(R,Z)

LZ = 5

JR = 9

DELTZ = Z0/LZ

DELTR = (R2-R1)/JR

R12 = R1\*R1

Z = 0.0

DO 30 L=1, LZ+1

R=R1

DO 20 J = 1, JR+1

VR(J) = R

R22 = R\*R

TER1 = (Q0/2./K/Z0/B)\*(R22-R12)

TER2 = Q0\*Z0/3/K

TER3 = (Q0\*Z/K)\*(Z/2./Z0-1)

TER4 = (2.\*Q0\*Z0)/K/PI/PI

SUM = 0.0

Do 10 N= 1, 50

F1 = (N\*PI/Z0)\*\*2

F2 = (R22-R12)/2./B

F3 = COS(N\*PI\*Z/Z0)

F4 = EXP(-F1\*F2)\*F3/N\*\*2

SUM = SUM + F4

10 CONTINUE

TZ(J) = TE+TER1+TER2+TER3-(TER4\*SUM)

R=R+DELTR

20 CONTINUE

WRITE(6,100) 100\*Z, (TZ(J), J=1, JR+1)

Z = Z + DELTZ

30 CONTINUE

WRITE(6,100) LZ\*1., (100.\*VR(J), J=1, JR+1)

100 FORMAT(2X, F6.1, 10F10.4)

CLOSE(6,STATUS='KEEP')

STOP

END

**1.1.6 DISTRIBUCION DE TEMPERATURAS COMO FUNCION DEL RADIO R Y ESPESOR Z. SOLUCION NUMERICA. CONDICION DE FRONTERA CONVECTIVA**

C PROGRAMA SOLSV.FOR AGOSTO 9, 1994  
C RECIBIDOR CIRCULAR PLANO DE FLUJO RADIAL. SOLUCION ANALITICA DEL  
C PROBLEMA TERMICO. DISTRIBUCION DE TEMPERATURAS COMO FUNCION DE -  
C R y Z  
C CONDICION DE FRONTERA CONVECTIVA Y RADIATIVA  
C SOLUCION EXPLICITA

C PROGRAMADOR: MA. ELENA RUEDA CORNEJO

C

C -----MAIN PROGRAM

DIMENSION TN(2304), TNMI(40), ZM(50), RN(1000), PRN(9), TP(1000)

REAL R1, R2, DELTR, DELTZ, Qo, B, K, H

INTEGER N, M, NN, MM

DATA PRN/0.01,0.015,0.02,0.025,0.03,0.035,0.04,0.045,0.05/

OPEN(6,FILE='SOLSV.FAC',STATUS='new')

C

C -----> PARAMETERS

C CONSTANTES PROGRAMA

EPS = 0.000001

C FLUIDO: AGUA

C Capacidad Calorifica, Cp = 4190.0 J/Kg K

C Cp = 4190.0

C Densidad, RHO = 1000.0 kg/m<sup>3</sup>

C RHO = 1000.0

C Conductividad Termica, agua K = 0.623 W/m K

C K = 0.623

C ALPHA = K/RHO/Cp

C Flujo Masico, FM = 0.0023 kg/seg

C FM = 0.0023\*2

C GOTO 5

C FLUIDO: ACEITE

C Capacidad Calorifica, Cp = 2471.0 J/Kg K

Cp = 2471.0

C Densidad, RHO = 806.5 kg/m<sup>3</sup>

RHO = 806.5

C Conductividad Termica, K = 0.132 W/m K

K = 0.132

ALPHA = K/RHO/Cp

C Flujo Masico, FM = 0.0023 kg/seg <----- FLUJO MASICO

FM = 0.0094/4

C GEOMETRIA

```

5 PI = 3.141592
C Ancho del receptor, Z0 = 0.01 m
  Z0 = 0.01
C Radio interior, R1 = 0.005 m
  R1 = 0.005
C Radio exterior, R2 = 0.05 m
  R2 = 0.05

C PARAMETROS ECUACIONES
  A = FM/2./PI/RHO/Z0
  B = A/ALPHA-1
  GAMMA = 0.24
C Coeficiente convectivo Placa - Aire. H = 5. W/m2 K
  H = 0.

C CONCENTRACION; C <----- CONCENTRACION
C Concentracion de 1 espejo C = 255
  C = 255.
C Concentracion del Sistema. 18 espejos C = 4600.
  C = 4600.
C Radiacion Directa Normal. Gbn = 900. W/m2
  Gbn = 900.
  E = 0
C Absortividad del Receptor. ABSORT = .7
  ABSORT = 1
C Reflectividad del Receptor. REF = .95
  REF = 1
  Qo = Gbn*C*ABSORT*REF
C Cte. de Stefan-Boltzmann. SIGM = 5.67E-08 W/m2K4
  SIGM = 5.67E-08
  F = 1

C TEMPERATURAS FIJAS
  TR = 273.15
  TS = 25.+TR
  TE = 25.+TR
C WRITE(*,*) CP, RHO, K, ALPHA, A, B, GAMMA, H

C-----
C CALCULO DE INCREMENTOS ESPACIALES
C GOTO 10
C CASO 1 se calcula deltz.
C NN = 10
C DELTR = (R2-R1)/FLOAT(NN)
C DELZ = ((R1*DELTR)+(FLOAT(NN)*DELTR**2))/(0.24*B)
C DELTZ = SQRT(DELZ)
C MM = AINT(Z0/DELTZ)+1
C DELTZ = Z0/MM
C DO 10 M=0, MM
C   ZM(M)=(DELTZ*M)
C 10 CONTINUE

```

```

C GOTO 20

C CASO 2 se calcula deltr
C do 5 i=0, 10
C MM=5*2**i
C do 5, j=0, 10
C NN = 9*2**j <----- NN y MM
NN = 576
MM = 40
DELTZ = Z0/FLOAT(MM)
C DELTR = GAMMA*B*DELTZ**2/R2
C NN = NINT((R2-R1)/DELTR)+1
DELTZ = (R2-R1)/FLOAT(NN)
GAMMAF = (R1*DELTR+DELTR**2*FLOAT(NN))/B/DELTZ/DELTZ
C <-----VECTOR ZM(M)
DO 20 M=0, MM
ZM(M)= DELTZ*FLOAT(M)
20 CONTINUE
C <-----VECTOR RN(N)
DO 25 N=0, NN
RN(N) = R1 + DELTR*FLOAT(N)
25 CONTINUE
C <-----
WRITE(6,99) GAMMAF
WRITE(6,100) MM,DELTZ,NN,DELTR
WRITE(6,200) 0.0, (ZM(M)*100., M=0,MM)

C Distribucion de Temperaturas: T=T(R,Z) <----- T=T(R,Z)
C ECUACION NODAL B: FRONTERA INICIAL
DO 26 M = 0, MM
TN(M) = TE
26 CONTINUE
WRITE(6,200) RN(0)*100., (TN(M)-TR, M=0,MM)

C LOOP PRINCIPAL
L=1
TPAV = 0.0
DO 40 N = 0, NN
C ECUACION NODAL C: FRONTERA ABSORBEDORA DE RADIACION
C1 = (R1*DELTR+FLOAT(N)*DELTR*DELTR)/B/DELTZ/DELTZ
C2 = Qo/K
C3 = H*(TN(MM)-TS)/K
C4 = E*SIGM*F*(TN(MM)**4-TS**4)/K
TNMI(MM) = TN(MM)+2.*C1*(TN(MM-1)+DELTZ*(C2-C3-C4)-TN(MM))
TPAV = TPAV + TNMI(MM)

C ECUACION NODAL D: FRONTERA ADIABATICA
TNMI(0) = TN(0) + 2.*C1*(TN(1)-TN(0))

C ECUACION NODAL A: PUNTOS INTERIORES DEL DOMINIO
DO 30 M=1, MM-1

```

```
      TNM1(M) = TN(M) + C1*(TN(M+1)+TN(M-1)-2.*TN(M))
30  CONTINUE
C -----> IMPRESION
C   WRITE(6,*) PRN(L),N,RN(N)
   IF(ABS(PRN(L)-RN(N)).LT.EPS) THEN
     WRITE(6,200) RN(N)*100., (TNM1(M)-TR, M=0,MM)
     L=L+1
   ELSE
     CONTINUE
   ENDIF
   DO 40 M=0, MM
     TN(M)=TNM1(M)
40  CONTINUE
   TPAV = TPAV/FLOAT(NN+1)

C Temperatura Promedio: Tav      <----- Tav(salida)
   TAV=0.0
   DO 50 M=0, MM
50  TAV = TAV + TN(M)
   TAV=TAV/FLOAT(MM+1)
   WRITE(6,210) RN(NN)*100., TAV-TR
   WRITE(6,220) ZM(MM)*100., TPAV-TR

C FORMATOS DE IMPRESION <----- FORMATOS
99  FORMAT(2X, 'GAMMAF =', 1F6.4)
100 FORMAT (2X,'MM =',I3,2X,'DELT Z =',F14.8,2X,'NN =',I3, 2X,
1  'DELT R =', F15.8/)
150 FORMAT (1X,I4,2X, 2F9.4)
200 FORMAT (1X, F6.2, 2X, 4F7.2)
210 FORMAT (2X,'RN =',F7.4,2X,'Tav fluido (salida) =',F11.3)
220 FORMAT (2X,'ZM =',F7.4,2X,'Tav plato (z=1.0) =',F11.3)
60  CLOSE(6,STATUS='KEEP')
   STOP
   END
```