



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
ENERGÍA – SOLAR FOTOTÉRMICA

ESTUDIO EXPERIMENTAL DE UN RECEPTOR CALORIMÉTRICO A
ESCALA PARA UN SISTEMA TERMOSOLAR DE TORRE CENTRAL

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

PRESENTA:
IRVING CRUZ ROBLES

TUTOR PRINCIPAL
DR. CLAUDIO A. ESTRADA GASCA, IER – UNAM

TEMIXCO, MORELOS, MÉXICO. ENERO, 2016



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.

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco

Secretario: Dr. Camilo Alberto Arancibia Bulnes

Vocal: Dr. Claudio Alejandro Estrada Gasca

1^{er}. Suplente: Dr. Jesús Fernando Hinojosa Palafox

2^{d o}. Suplente: Dr. Carlos Alberto Pérez Rábago

LUGAR DONDE SE REALIZÓ LA TESIS:
INSTITUTO DE ENERGÍAS RENOVABLES

TUTOR DE TESIS:

DR. CLAUDIO ALEJANDRO ESTRADA GASCA

FIRMA

Agradecimientos:

A mis padres Roberto y María Guadalupe. Sin duda, siempre tendrán mi mayor admiración. Gracias por la formación y el cariño que me han dado.

Al Instituto de Energías Renovables (IER) y al Laboratorio Nacional de Sistemas de Concentración Solar y Química Solar (LACYQS), por permitirme el uso de sus instalaciones para realizar este trabajo.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT), por la beca que me fue otorgada durante mis estudios de maestría.

Al Dr. Claudio A. Estrada Gasca, director de tesis, por su amable trato y una excelente dirección que me permitió concluir esta meta profesional. Le agradezco por integrarme a un grupo del cual estoy aprendiendo, también por su apoyo y enseñanzas.

Al Dr. Carlos Alberto Pérez Rábago, de quien he aprendido mucho durante la realización de este trabajo, su invaluable colaboración fue fundamental.

A los miembros de mi jurado, Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco, Dr. Camilo Alberto Arancibia Bulnes, Dr. Jesús Fernando Hinojosa Palafox, Dr. Carlos Alberto Pérez Rábago, por la amable atención que tuvieron conmigo, así como el tiempo que prestaron para revisar el trabajo y sugerir cambios para mejorarlo.

Al Ing. José de Jesús Quiñones Aguilar y al Dr. Alejandro Ordaz Flores, por su apoyo e importante participación en este trabajo.

Al Dr. Rafael Campos Amezcua, por solucionar mis dudas cuando realicé el trabajo basado en simulación computacional.

Al Dr. Luar Moreno Álvarez, por sus pertinentes recomendaciones para el tratamiento de resultados experimentales.

Al Dr. Ricardo Arturo Pérez Enciso, por sus aportaciones técnicas en la labor experimental.

Debo decir que aquí encontré amistades a las que estimo profundamente. Gracias a esos amigos que me han apoyado e hicieron sumamente ameno mi paso por este posgrado.

Contenido

<i>Nomenclatura</i>	1
<i>Resumen</i>	4
<i>Abstract</i>	6
Capítulo 1 Introducción.....	8
1.1 LACYQS y el CEToC.....	8
1.2 Métodos para medición de potencia radiativa	10
1.3 Proyecto para medición de potencia en el CEToC	13
1.4 HoSIER como instrumento experimental	14
1.5 Objetivos	16
Capítulo 2 Marco Teórico.....	18
2.1 Descripción del problema físico	18
2.2 Balance de energía	19
2.3 Eficacia de la superficie aleteada	23
2.4 Flujo de calor en una aleta.....	25
2.5 Transferencia de calor en la superficie interna.....	27
2.6 Temperatura media, o de bulto	32
2.7 Diferencia de temperatura media logarítmica	33
2.8 Validación de las ecuaciones para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor.....	35
2.9 Numero de Biot.	38
2.10 Temperatura en la placa receptora y pérdida de potencia hacia el ambiente.	39
2.11 Análisis temporal del receptor calorimétrico.	41
Capítulo 3 Diseño Experimental	45
3.1 Receptor calorimétrico a escala.	45
3.2 Instrumentación del receptor calorimétrico.	47
3.3 Esquema de experimentación.....	51
3.4 Diseño experimental.....	53
3.5 Tratamiento superficial del receptor.....	54
3.6 Ubicación del receptor calorimétrico.	55
3.7 Cálculo de la potencia suministrada por el concentrador.	57
3.8 Procedimiento experimental.	58

Capítulo 4	Análisis de Resultados Experimentales	60
4.1	Síntesis de resultados generales: flujo 7.8 litros por minuto.	60
4.1.1	Potencia calorimétrica y total.....	61
4.1.2	Temperatura de placa.	62
4.1.3	Temperatura de agua.....	63
4.1.4	Temperatura de aletas.	64
4.2	Desempeño térmico del receptor calorimétrico.....	67
4.2.1	Resultados paramétricos: temperatura de agua.....	67
4.2.2	Resultados paramétricos: temperatura de placa.	70
4.3	Eficiencia global del receptor calorimétrico.	72
4.4	Parámetros de evaluación de la superficie interna.....	75
4.4.1	Coeficiente de transferencia de calor.	75
4.4.2	Efectividad de aletas.	78
4.4.3	Eficacia de la superficie.	78
4.4.4	Eficiencia de la superficie interna.	80
4.5	Análisis temporal.	82
4.5.1	Transitorio de la temperatura de agua salida.	82
4.5.2	Transitorio de la temperatura promedio de placa.	85
4.6	Pérdidas globales en la superficie del receptor.	87
4.7	Crecimiento térmico de la placa inherente al DT del agua.	90
Capítulo 5	Solución Numérica en ANSYS FLUENT	91
5.1	Base del modelo en Fluent.....	91
5.2	Integración de la geometría del receptor y mallado.	92
5.3	Tratamiento de condiciones experimentales.	93
5.4	Comparación de las simulaciones con los datos experimentales.....	97
5.5	Comparación de las soluciones con un receptor sin aletas.....	98
5.6	Operación del receptor a temperatura de placa constante.....	99
Capítulo 6	Conclusiones y Recomendaciones	100
6.1	Conclusiones	100
6.2	Recomendaciones	102
<i>Referencias</i>		103
<i>Anexo 1: Ecuaciones diferenciales para el cálculo de incertidumbres</i>		105

TABLA 2-1 VARIACIÓN DE LAS PROPIEDADES FÍSICAS DEL AGUA EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA. (FUENTE: INCROPERA FRANK P., FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR, 1999).	30
TABLA 4-1 COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR E INCERTIDUMBRES.	77
TABLA 4-2 VALOR DE LOS PARÁMETROS DE EVALUACIÓN E INCERTIDUMBRES.	81
Tabla 5-1 COMPARACIÓN DE RESULTADOS EXPERIMENTALES Y NUMÉRICOS.	96
FIGURA 1-1 INSTALACIONES DEL LABORATORIO NACIONAL DE SISTEMAS DE CONCENTRACIÓN SOLAR Y QUÍMICA SOLAR: A) HOsier, b) PSTFAR, c) CETOC. FUENTE: www.concentrationsolar.org.mx y http://psh.isi.uson.mx	9
FIGURA 1-2 RECEPTOR CALORIMÉTRICO A ESCALA PARA EL CETOC: A) DISEÑO ESTRUCTURAL, B) SIMULACIÓN EN ANSYS FLUENT.	14
FIGURA 1-3 HOsier: A) CONCENTRADOR, B) ATENUADOR, C) HELIOSTATO.	15
FIGURA 2-1 ESQUEMA DE FUNCIONAMIENTO DEL RECEPTOR CALORIMÉTRICO.	19
FIGURA 2-2 VARIACIÓN h PARA VALORES ABSOLUTOS DE $\epsilon_0 h$.	31
FIGURA 2-3 SOBREESTIMACIÓN DE $qb1$ EN FUNCIÓN DEL COEFICIENTE h .	36
FIGURA 2-4 SOBREESTIMACIÓN DE $qSA1$ EN FUNCIÓN DE h .	37
FIGURA 2-5 AJUSTE DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR.	37
FIGURA 2-6 PORCENTAJE DE PARTICIPACIÓN DE ALETAS Y BASE EN FUNCIÓN DEL h .	38
FIGURA 3-1 RECEPTOR CALORIMÉTRICO A ESCALA PARA EVALUACIÓN EN EL HOsier.	46
FIGURA 3-2 SUPERFICIE INTERNA ALETEADA.	46
FIGURA 3-3 CAJA DEL RECEPTOR CALORIMÉTRICO.	47
FIGURA 3-4 FLUJOS DE SALIDA Y CONEXIONES HIDRÁULICAS PARA MEZCLADO.	47
FIGURA 3-5 CALIBRACIÓN DE TERMOPARES CON UN POZO TÉRMICO.	48
FIGURA 3-6 UBICACIÓN DE TERMOPARES EN LA PLACA RECEPTORA, VISTA FRONTAL AL CONCENTRADOR.	48
FIGURA 3-7 A) UBICACIÓN DE LAS ALETAS ELEGIDAS. B) INSTRUMENTACIÓN DE LA ALETA.	49
FIGURA 3-8 POZOS TÉRMICOS DENTRO DE LA CAVIDAD DEL RECEPTOR.	49
FIGURA 3-9 BARRENOS PARA TERMOPARES EN LA ZONA POSTERIOR DE LA PIEZA DE CAVIDAD.	50
FIGURA 3-10 TERMOPARES A LA ENTRADA Y SALIDAS DE FLUJO.	50
FIGURA 3-11 CALIBRACIÓN DE LOS TRANSDUCTORES DE PRESIÓN.	51
FIGURA 3-12 ESQUEMA GENERAL DE EXPERIMENTACIÓN.	52
FIGURA 3-13 SUPERFICIE TRATADA CON SANDBLASTING.	54
FIGURA 3-14 RECEPTOR ESMALTADO CON ZYNOLITE.	55
FIGURA 3-15 BLANCO LAMBERTIANO.	55
FIGURA 3-16 CONJUNTO DE IMÁGENES DE DISTRIBUCIÓN RADIATIVA SOBRE LA SUPERFICIE A DIEZ DISTANCIAS DEL PUNTO FOCAL: A) 0 CM; B) 1 CM; C) 2 CM; D) 3 CM; F) 4 CM; G) 5 CM; H) 6 CM; I) 7 CM; J) 8 CM; K) 9 CM; L) 10 CM.	56
FIGURA 3-17 CONJUNTO DE IMÁGENES CAPTURADAS AL MEDIR EL FACTOR DE HORNO. A) APERTURA = 5 %, DNI = 788 W/M^2 , FLUJO = 345 KW/M^2 , F.H. = 0.31; B) APERTURA = 10 %, DNI = 787 W/M^2 , FLUJO = 699 KW/M^2 , F.H. = 0.31; C) APERTURA = 15 %, DNI = 787 W/M^2 , FLUJO = 1078 KW/M^2 , F.H. = 0.32; D) APERTURA = 20 %, DNI = 788 W/M^2 , FLUJO = 1458 KW/M^2 , F.H. = 0.32.	58
FIGURA 4-1 DISTRIBUCIÓN DEL FLUJO RADIATIVO SOBRE LA SUPERFICIE, ESCALA DE GRISES.	61
FIGURA 4-2 POTENCIA CALORIMÉTRICA Y TOTAL EN LA SERIE DE PRUEBAS A UN FLUJO DE 7.8 LITROS POR MINUTO.	62
FIGURA 4-3 TEMPERATURA DE PLACA, CONDICIONES: FLUJO 7.8 LTS/MIN, Q= 5563 W.	62
FIGURA 4-4 TEMPERATURA DE LOS FLUJOS DE SALIDA, CONDICIONES: FLUJO 7.8 LTS/MIN, Q= 5563 W.	63
FIGURA 4-5 TEMPERATURA DE MEZCLA, CONDICIONES: FLUJO 7.8 LTS/MIN, Q= 5563 W.	64
FIGURA 4-6 DISTRIBUCIÓN TÉRMICA DE LA ALETA INFERIOR, CONDICIONES: FLUJO 7.8 LTS/MIN, Q= 5563 W.	65
FIGURA 4-7 DISTRIBUCIÓN TÉRMICA DE LA ALETA SUPERIOR, CONDICIONES: FLUJO 7.8 LTS/MIN, Q= 5563 W.	65

FIGURA 4-8 TEMPERATURA DE ALETAS Y FLUJOS DE SALIDA PRÓXIMOS, CONDICIONES: FLUJO 7.8 LT/MIN, Q= 5563 W.	66
FIGURA 4-9 CRITERIO PARA PROMEDIAR LA ZONA DE ESTABILIDAD.	67
FIGURA 4-10 RESULTADOS PARAMÉTRICOS DEL ΔT DEL AGUA, TRATAMIENTO: SUPERFICIE SANDBLASTEADA.	68
FIGURA 4-11 RESULTADOS PARAMÉTRICOS DEL ΔT DEL AGUA, TRATAMIENTO: ACABADO CON ZYNOLITE.	69
FIGURA 4-12 RESULTADOS PARAMÉTRICOS DEL ΔT DEL AGUA, COMPARACIÓN DE TRATAMIENTOS.	69
FIGURA 4-13 RESULTADOS PARAMÉTRICOS DE LA TEMPERATURA PROMEDIO DE PLACA, TRATAMIENTO: SUPERFICIE SANDBLASTEADA.	70
FIGURA 4-14 RESULTADOS PARAMÉTRICOS DE LA TEMPERATURA PROMEDIO DE PLACA, TRATAMIENTO: ACABADO CON ZYNOLITE.	71
FIGURA 4-15 RESULTADOS PARAMÉTRICOS DE LA TEMPERATURA PROMEDIO DE PLACA, COMPARACIÓN DE TRATAMIENTOS.	72
FIGURA 4-16 EFICIENCIA GLOBAL DEL RECEPTOR CALORIMÉTRICO CON ACABADO DE SANDBLASTING.	73
FIGURA 4-17 EFICIENCIA GLOBAL DEL RECEPTOR CALORIMÉTRICO CON ACABADO DE SANDBLASTING.	74
FIGURA 4-18 PROBLEMAS DE DISCREPANCIA EN LOS RESULTADOS DE EFICIENCIA GLOBAL.	74
FIGURA 4-19 COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR CALCULADO CON EL MÉTODO CALORIMÉTRICO.	76
FIGURA 4-20 DIFERENCIA DE TEMPERATURA SUPERFICIAL ENTRE LOS TRATAMIENTOS SUPERFICIALES DE SANDBLASTING Y ZYNOLITE.	77
FIGURA 4-21 EFECTIVIDAD DE ALETA, CÁLCULO PARA TODAS LAS CONDICIONES EXPERIMENTALES.	78
FIGURA 4-22 EFICACIA DE SUPERFICIE, CÁLCULO PARA TODAS LAS CONDICIONES EXPERIMENTALES.	79
FIGURA 4-23 EFICIENCIA DE LA SUPERFICIE INTERNA, CÁLCULO PARA TODAS LAS CONDICIONES EXPERIMENTALES.	80
FIGURA 4-24 CALCULO DE PARÁMETROS DE EVALUACIÓN CON UN RANGO AMPLIADO DE h	82
FIGURA 4-25 TRANSITORIO DE CALENTAMIENTO DEL AGUA CON UN FLUJO DE 7.8 LITROS POR MINUTO, ACABADO DE SANDBLASTING.	83
FIGURA 4-26 TRANSITORIO DE CALENTAMIENTO DEL AGUA CON UN FLUJO DE 8 LITROS POR MINUTO, ACABADO CON ZYNOLITE.	83
FIGURA 4-27 DIFERENCIA EN LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES CON LA FUNCIÓN TEMPORAL, ACABADO DE ZYNOLITE. ..	84
FIGURA 4-28 TRANSITORIO DE CALENTAMIENTO DEL AGUA CON TRES FLUJOS DISTINTOS, ACABADO DE SANDBLASTING. ..	84
FIGURA 4-29 NUMERO DE BIOT PARA LAS DISTINTAS CONDICIONES EXPERIMENTALES.	85
FIGURA 4-30 TRANSITORIO DE CALENTAMIENTO INDIVIDUAL DE PLACA CON UN FLUJO DE 7.8 LITROS POR MINUTO Y UNA APERTURA DE ATENUADOR DE 40%, ACABADO DE SANDBLASTING.	86
FIGURA 4-31 TRANSITORIO DE CALENTAMIENTO PROMEDIO DE PLACA CON UN FLUJO DE 7.8 LITROS POR MINUTO Y UNA APERTURA DE ATENUADOR DE 40%, ACABADO DE SANDBLASTING.	86
FIGURA 4-32 TRANSITORIO DE CALENTAMIENTO PROMEDIO DE PLACA CON FLUJOS DE 7.8, 6 Y 4 LITROS POR MINUTO PARA POTENCIAS CALORIMÉTRICAS DE 2156, 2444 Y 2644 W RESPECTIVAMENTE, ACABADO DE SANDBLASTING.	87
FIGURA 4-33 POSIBLES PÉRDIDAS POR CONVECCIÓN EN EL RECEPTOR CALORIMÉTRICO A ESCALA.	88
FIGURA 4-34 PROSPECCIÓN DE POSIBLES PÉRDIDAS DE CALOR POR CONVECCIÓN EN UNA SUPERFICIE DE 1 m ² , FLUJO PARALELO.	89
FIGURA 4-35 PROSPECCIÓN DE POSIBLES PÉRDIDAS DE CALOR POR CONVECCIÓN EN UNA SUPERFICIE DE 1 m ² , FLUJO CRUZADO.	89
FIGURA 4-36 CRECIMIENTO DE LA TEMPERATURA DE PLACA CONTRASTADO CON EL DT DEL AGUA.	90
Figura 5-1 INTEGRACIÓN GEOMÉTRICA DEL RECEPTOR CALORIMÉTRICO A LA PLATAFORMA DE ANSYS FLUENT: A) CORTE TRANSVERSAL, B) CORTE FRONTAL.	92
FIGURA 5-2 MALLA UTILIZADA PARA SIMULACIÓN.	93
FIGURA 5-3 CONDICIÓN Y SOLUCIÓN TÉRMICA DE FLUENT: A) PERFIL DEL FLUJO DE CALOR, B) DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURA EN EL RECEPTOR.	94
FIGURA 5-4 A) TEMPERATURA DE CONTACTO, B) TEMPERATURA DEL FLUJO.	95

FIGURA 5-5 RENDERING DE TEMPERATURA DEL FLUJO.	95
FIGURA 5-6 DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURA EN ALETAS.	96
FIGURA 5-7 DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURA EN ALETAS: A) RESULTADOS NUMÉRICOS, B) DATOS EXPERIMENTALES.....	96
FIGURA 5-8 DISTRIBUCIÓN HOMOGÉNEA DEL FLUJO DE CALOR SOBRE LA SUPERFICIE DEL RECEPTOR.....	97
FIGURA 5-9 COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS NUMÉRICOS Y EXPERIMENTALES EN UNA SERIE DE 6 PRUEBAS.	98
FIGURA 5-10 COMPARACIÓN DEL DESEMPEÑO TÉRMICO DE UN RECEPTOR SIN ALETAS CONTRA EL ORIGINAL.	98
FIGURA 5-11 COMPORTAMIENTO GLOBAL DEL RECEPTOR CALORIMÉTRICO CON UNA CONDICIÓN DE TEMPERATURA CONSTANTE EN LA SUPERFICIE.	99

Nomenclatura.Balance de energía

A_e	Área de la superficie del receptor expuesta a la radiación concentrada
c	Calor específico
C_p	Calor específico a presión constante
C_v	Calor específico a volumen constante
E	Energía del sistema
$\frac{dE}{dt}$	Cambio temporal de energía en el sistema
h	Coeficiente de transferencia de calor
m	Masa del sistema
$\dot{m}$	Flujo másico de agua
q	Flujo neto de calor
q_{cal}	Potencia calorimétrica
q_{in}	Flujo de calor que entra al sistema
q_{out}	Flujo de calor que sale del sistema
q_{PC}	Potencia perdida por convección
q_{PR}	Potencia perdida por emisividad
q_T	Potencia incidente en el receptor
T	Temperatura
T_a	Temperatura ambiente
T_{in}	Temperatura de entrada de agua
T_{out}	Temperatura de salida de agua
T_s	Temperatura de superficie del receptor
T_{sky}	Temperatura de cielo
u	Energía interna específica
w	Flujo de trabajo

Transferencia de calor en la superficie interna del receptor

A_0	Área de la superficie base
A_{0B}	Área de la superficie base sin aletas
A_A	Área total de la aleta
A_c	Área de la sección transversal de la aleta
A_T	Área total de contacto de la superficie interna
$\bar{h}$	Coeficiente promedio de transferencia de calor
k	Conductividad térmica del sólido
L	Longitud de la aleta
L_c	Longitud característica de la aleta

N	Número de aletas
p	Perímetro de la aleta
q_0	Transferencia de calor en una base sin aletas
q_b''	Flujo de calor a través de la base de una aleta
q_x''	Flujo de calor longitudinal en la aleta
q_y''	Flujo de calor transversal en la aleta
q_b	Potencia total transferida por una aleta
q_{b1}	Potencia transferida por una aleta con el modelo de aleta larga
q_{b2}	Potencia transferida por una aleta con el modelo de transferencia en el extremo
q_{SA}	Potencia transferida por la superficie interna al flujo de agua
q_{SA1}	Potencia transferida en un sistema aleteado con el modelo de aleta larga
q_{SA2}	Potencia transferida en un sistema aleteado con el modelo de transferencia en el extremo
T_B	Temperatura de la superficie expuesta al flujo de agua
T_∞	Temperatura ambiente provocada por el flujo interno

Transferencia de calor en un flujo interno

A	Área de la pared de un sistema de transferencia de calor
i	Entalpía específica
$i_{x+dx} - i_x$	Incremento de entalpía en un volumen de control
H	Entalpía del sistema
P	Presión del sistema
q_p''	Flujo de calor en la pared de un sistema de transferencia de calor
T_m	Temperatura media del flujo de agua
U	Energía interna del sistema
U_F	Velocidad promedio del flujo
u_F	Velocidad local del flujo
V	Volumen del sistema

Pérdida de calor por convección

L_P	Longitud de placa
k_a	Conductividad térmica del aire
$\overline{Nu}_L$	Nusselt promedio
Pr	Prandtl
Re_L	Reynolds
T_{PC}	Temperatura promedio de placa

Transferencia de calor temporal

A_p	Área de conducción de la placa
Bi	Número de Biot
i_{in}	Entalpía específica a la entrada del flujo
i_{out}	Entalpía específica a la salida del flujo
L_{cp}	Longitud característica de la placa receptora
$\dot{m}_{in}$	Flujo másico a la entrada
$\dot{m}_{out}$	Flujo másico a la salida
q'''	Fuente de calor
T_i	Temperatura inicial

Otros

ΔT_{out}	Diferencia térmica entre la superficie y la salida del flujo
ΔT_{in}	Diferencia térmica entre la superficie y la entrada del flujo
ΔT_{ml}	Diferencia de temperatura media logarítmica
FH	Factor de Horno
G_b	Irradiación normal directa

Letras griegas

α_d	Difusividad térmica del sólido
α	Absortancia
ε	Emisividad de la superficie
ϵ_0	Eficacia de la superficie proyectada en la base
ϵ_A	Eficacia de la superficie proyectada en la base
ϵ_s	Eficiencia de la superficie interna
η	Eficiencia global del receptor calorimétrico
η_A	Eficiencia de la aleta
θ	Exceso de temperatura
ρ	Densidad
σ	Constante de Stefan – Boltzmann
τ_f	Tiempo característico en el calentamiento del flujo
τ	Tiempo característico en el calentamiento de la placa

Resumen

En este trabajo se llevó a cabo la evaluación de un receptor calorimétrico de placa plana mediante una serie de pruebas experimentales realizadas en el Horno Solar del Instituto de Energías Renovables (HoSIER), perteneciente al Laboratorio Nacional de Sistemas de Concentración Solar y Química Solar (LACYQS). El dispositivo se basó en el calorímetro diseñado particularmente para el Campo Experimental de Torre Central (CEToC), el cual es parte de LACYQS y se ubica en Hermosillo, Sonora. La singularidad de este diseño contra otros dispositivos calorimétricos fue la integración de aletas al interior. No obstante y a pesar de que se respetaron las principales relaciones internas de superficie, el receptor se escaló y se modificó para adaptarlo al sistema óptico del HoSIER. El dispositivo se construyó, instrumentó y puso en operación para las campañas de experimentación.

Para evaluar el desempeño del receptor calorimétrico se estableció como principal propósito conocer su eficiencia global. Este indicador fue estimado a partir de un sencillo pero útil análisis estadístico de los resultados experimentales. Se abarcaron todas las condiciones de operación empleadas, estas fueron: flujos máscos de agua de 4, 6 y 8 litros por minuto, y 6 aperturas graduales en el mecanismo de atenuación del sistema concentrador, consiguiendo así una variación en la potencia incidente en cada caso. Para la primera serie de pruebas realizadas se mantuvo intacto el tratamiento de sandblasteado en la superficie externa del receptor, así se obtuvo una eficiencia del 55 % con una desviación estándar del ± 3 %; en una segunda fase del trabajo se aplicó un recubrimiento de Zynolite a la superficie logrando que este parámetro llegara a un valor de $95 \% \pm 2 \%$.

Se trabajaron los datos experimentales para generar un conjunto de graficas paramétricas, estas permiten visualizar con facilidad el comportamiento térmico del dispositivo. En ellas se compara la potencia incidente en la superficie del receptor, la diferencia de temperatura a la entrada y salida del flujo, la temperatura promedio de placa y las condiciones de gasto volumétrico, en ambos acabados superficiales.

Un tema fundamental de este trabajo es el análisis del desempeño de la superficie interna aleteada. Por ello dentro del marco teórico desarrollado se establecieron parámetros para evaluarla, estos fueron: la efectividad de la aleta, la eficacia de la superficie y la eficiencia total de la superficie interna. Para las condiciones operativas el primero tuvo un rango que va de 6.2 a 9.6, el segundo de 1.59 a 1.99 y el tercero de 0.54 a 0.69, esto obedece a que son variables dependientes del coeficiente promedio de transferencia de calor, a su vez este último depende de las condiciones experimentales como se expresa en la ecuación para calcularlo obtenida por calorimetría. Estos resultados indican que la base teórica es correcta al utilizar un modelo unidimensional para la transferencia de calor en aletas; que

resulta positivo adherir aletas al interior del receptor; y que es posible optimizar geométricamente las relaciones de superficie interna para incrementar el flujo de calor.

Otro tema cubierto es el transitorio de calentamiento tanto de la placa receptora como del flujo másico del agua. El modelo analítico propuesto en el marco teórico se comparó con los datos experimentales obteniendo resultados satisfactorios; se acoplaron apropiadamente ambas curvas en los casos estudiados. No obstante se señala que durante el proceso de calentamiento el coeficiente promedio de transferencia de calor se modifica temporalmente, variando así los tiempos característicos que determinan las pendientes de la curva.

La eficacia de la superficie es un parámetro importante porque describe una razón entre el flujo de calor a través de una superficie aleteada y una sin aletas con la misma área de base; su estimación corresponde a dos dispositivos que operan bajo el mismo coeficiente promedio de transferencia de calor. Sin embargo, bajo condiciones experimentales similares no es físicamente posible que esto ocurra para dispositivos con distinta geometría interna, y como se explica en el análisis de resultados, la diferencia impacta significativamente en la temperatura promedio de placa, siendo esta última el motivo por el cual se plantea este tipo de diseño.

Para valorar lo anterior se trabajó un modelo computacional sobre la plataforma de ANSYS FLUENT, adaptando la geometría del receptor calorimétrico. La primera acción fue comparar los resultados generales de una serie de simulaciones contra los datos experimentales, para ello se programaron las condiciones de potencia y flujo utilizadas en las pruebas reales; las aproximaciones fueron razonables permitiendo validar el modelo empleado. Después de esto, se compararon bajo condiciones similares los resultados numéricos de ANSYS FLUENT con geometrías internas distintas, el calorímetro original contra uno similar pero sin aletas, el resultado fue una tendencia creciente en la diferencia de temperatura promedio de la placa receptora en función de la potencia absorbida, confirmando el planteamiento establecido en el análisis de resultados.

El propósito de este proyecto radica en la validación del modelo de ANSYS FLUENT empleado para evaluar el receptor calorimétrico diseñado acorde a las características del CEToC. Con base en el conjunto de trabajos experimentales y computacionales llevados a cabo dentro de esta tesis es posible afirmar la eficacia de este modelo. Así mismo, se ratifica que la integración de aletas optimiza el desempeño térmico de un receptor de placa plana, siendo este el propósito del diseño. Por último, se presentan las consideraciones operativas observadas que sirven como referente para la operación de dispositivos del mismo tipo.

Abstract

In this work we carried out the evaluation of a flat plate calorimetric receiver by experimental tests performed on the IER-UNAM solar furnace (HoSIER). The HoSIER belong to the National Laboratory of Solar Concentration and Solar Chemistry Systems (LACYQS). The device was based on the calorimeter designed for the Central Tower Experimental Field (CETOC), that is part of LACYQS and is located in Hermosillo, Sonora. The novelty of this design, versus others calorimetric devices, is the internal integration of fins, even when the major internal surface relationships were respected. The receiver was scaled and modified to suit the optical system of the HoSIER, instrumented and set up for the experimentation campaigns.

To evaluate the device's performance, the overall efficiency was established as the main parameter; this indicator was calculated with a simple but useful statistical analysis of the experimental results. All operating conditions used were covered, which were: water mass flows of 4, 6 and 8 liters per minute, and 6 gradual openings in the attenuation mechanism achieving a variation of incident radiation for each flow case. For the first series of tests the sandblasted exterior surface treatment was maintained, obtaining an efficiency of 55 % with a standard deviation of ± 3 %; in a second stage a coating of Zynolite was applied, reaching a value of 95% ± 2 %.

The experimental data was handled to generate a set of parametric graphs that display the thermal behavior of the device. These graphs include the incident solar power, the inlet and outlet flow temperature difference, the mean plate temperature and the volumetric flow rate conditions for both cases of surface treatment.

The work focuses on the performance of the finned internal surface; therefore, parameters for evaluating it were established inside the developed theoretical framework. These parameters are the effectiveness of the fin, the efficacy of the projected surface and the overall efficiency of inner surface. The first operating condition ranged from 6.2 to 9.6, the second from 1.59 to 1.99 and the third from 0.54 to 0.69. This follows because they are dependent variables to the mean heat transfer coefficient. The latter depends on the experimental conditions. These results indicate that: it is correct to use a one-dimensional theoretical basis to model the heat transfer on fins; that the integration of fins inside the receiver is beneficial; and that it is possible to increase the heat flow by modifying the inner relationship of the surface.

Another topic covered was the heating transient of both the receiver plate and the mass flow. We compared the analytical model proposed in the theoretical framework with the experimental data obtaining satisfactory results. However, during the heating process the

mean heat transfer coefficient varies temporarily, thus varying the characteristic times that determine the slopes of the curves.

The efficacy of the surface is an important parameter because it is the ratio between the heat flux through a finned surface and the heat flux through a surface without fins, and its estimate corresponds to two devices operating under the same heat transfer coefficient. However, under similar experimental conditions, it cannot happen to two devices with different internal geometry. As explained in the results' analysis, the difference lies on the mean temperature of the plate, being this the main reason for this design.

To assess the above, we worked on the ANSYS FLUENT platform where we adapted the structural geometry of the calorimeter and developed a model. The first action was to compare the overall results of simulations against experimental data. For that purpose, we programed the power and flow conditions used in the actual testing. The results allowed us to validate the model with reasonable approximations. Next, under similar conditions and using the numeric results from ANSYS fluent with different internal geometries, we compared the original calorimeter with a similar device without fins. The result is an increasing trend of the plate temperature difference as function of absorbed power. With these, we confirmed the approach from the results' analysis.

The basis that gave rise to this project lies in the validation of ANSYS FLUENT model used for evaluating the calorimetric receiver designed for the CEToC. Based on the set of experimental and computational work carried out in this thesis is possible to assert the effectiveness of this model. It also confirms that the integration of fins optimizes the thermal performance of a flat plate receiver. Finally, all operational considerations observed serve as reference for the operation of the same type of devices presented.

Capítulo 1 **Introducción**

Este capítulo expone el contexto que da origen al proyecto de tesis. Se da una breve reseña sobre el Laboratorio Nacional de Sistemas de Concentración Solar y Química Solar (LACYQS) y el Campo Experimental de Torre Central (CEToC). En seguida, se abordan algunos antecedentes sobre medición de potencia en sistemas de concentración solar. Después de esto, se expone brevemente el proyecto de construcción de un receptor calorimétrico, el cual es un objetivo en el programa de transición del Campo de Prueba de Heliostatos (CPH) al CEToC. En otra sección, se explica el concepto y la importancia de los hornos solares como instrumentos en el desarrollo científico y tecnológico, así mismo se describen las características del Horno Solar del Instituto de Energías Renovables (HoSIER). Por último se establecen los objetivos de este trabajo.

1.1 LACYQS y el CEToC

El proyecto del Laboratorio Nacional de Sistemas de Concentración solar y Química Solar (LACYQS) nace con el propósito de construir una red de grupos de investigación que mediante el diseño construcción y operación de tres instalaciones solares avance en el desarrollo de dichas tecnologías en México. Generando con ello conocimiento científico y tecnológico, y formando a la vez recursos humanos de alto nivel en el área. Las tres instalaciones mencionadas, **FIGURA 1-1**, son: el Horno Solar del IER (HoSIER), la Planta Solar Piloto para el Tratamiento Fotocatalítico de Aguas Residuales (PSTFAR) y el Campo de Pruebas de Helióstatos (CPH) [Estrada C. A. et al, LACYQS; Informe Técnico Final Para CONACYT, 2010].

Entre estas instalaciones, el interés del proyecto se enfoca en el CPH, ubicado en el kilómetro 21 de la carretera Hermosillo - Bahía Kino, en el acceso del Departamento de Agronomía de la Universidad de Sonora (UNISON). Esta instalación en su primera etapa se integra por un conjunto de heliostatos, una torre con cabina de experimentación y una sala de control. El objetivo de la infraestructura es llevar a cabo investigación aplicada y desarrollo tecnológico encaminado a optimizar el rendimiento óptico de los heliostatos, su

diseño, fabricación, montaje y lo relacionado con su instrumentación [www.concentrationsolar.org.mx].

En la segunda etapa de LACYQS el objetivo general es avanzar en el conocimiento de las tecnologías para el aprovechamiento de la energía solar, repotenciando la infraestructura previamente desarrollada. Dentro de este marco, uno de los proyectos es la transformación del CPH en el Campo Experimental de Torre Central (CETOC), su principal meta es alcanzar una potencia de 1 MW térmico [www.concentrationsolar.org.mx] mediante la incorporación de 650 m² de heliostatos a los ya existentes, obteniendo así una totalidad de 1190 m² [Estrada C. A. et al, LACYQS; Segundo Informe Técnico Parcial Para CONACYT, 2013]. Con ello y otros trabajos de expansión en las instalaciones se busca ofrecer servicios de diseño, prueba y evaluación de componentes y subsistemas propios de aplicaciones solares de alta concentración de flujo radiativo como: seguidores, heliostatos, receptores, sistemas de almacenamiento térmico y sistemas de control.



a)



b)



c)

FIGURA 1-1 INSTALACIONES DEL LABORATORIO NACIONAL DE SISTEMAS DE CONCENTRACIÓN SOLAR Y QUÍMICA SOLAR: A) HoSIER, B) PSTFAR, c) CETOC. FUENTE: www.concentrationsolar.org.mx y <http://psh.isi.uson.mx>

El desarrollo de tecnologías para el aprovechamiento eficaz de la energía solar comprende diversas líneas de investigación y sobre todo un esfuerzo notable de colaboración. Con el CEToC se abre la posibilidad de generar conocimiento con aplicación dentro de este sector energético, siendo así un precursor y cimiento para la creación y el fortalecimiento de la industria nacional correspondiente.

Para que la misión del CEToC sea una realidad resulta indispensable atender y cubrir ciertas características, permitiendo así su transformación en un laboratorio con nivel de investigación. Dentro de ellas, el conocimiento de la potencia radiativa proporcionada por el campo de heliostatos es un factor fundamental. Para medir esta característica de los sistemas de concentración se han desarrollado algunos métodos, los cuales se presentan en la siguiente sección.

1.2 Métodos para medición de potencia radiativa

Como base para el diseño de receptores, aplicados a sistemas solares de concentración, se debe determinar el flujo de calor y la temperatura de los mismos al ser expuestos a altas densidades de flujo radiativo. Los diseños deben tener un criterio de reducción en las pérdidas de potencia hacia el ambiente, por consecuencia se optimiza su eficiencia térmica. Esta puede ser definida como la razón entre la tasa de potencia absorbida y la radiación total que incide en la apertura del receptor [Ballestrín J. et al; 2012].

En la actualidad, no se ha establecido una norma internacional para medir la potencia del flujo radiativo incidente en la zona focal de las plantas solares de potencia. Por ello, a través de los años se han desarrollado técnicas e instrumentos capaces de llevar a cabo esta tarea.

Comúnmente se utilizan dos tipos de dispositivos para cuantificar el flujo de calor en sistemas de concentración, estos son radiómetros y calorímetros. Ambos trabajan bajo la exposición directa de la radiación solar incidente. Por otra parte, para caracterizar espacialmente el flujo radiativo se ha venido desarrollado una técnica que emplea cámaras CCD (por su acrónimo en inglés Charge Coupled Device) y blancos reflexivos difusos ubicados en la región focal.

Los radiómetros son instrumentos que proporcionan una medida puntual de intensidad radiativa dentro del spot solar, por lo cual deben ser instalados en una zona de particular interés. Tienen la característica de generar una respuesta eléctrica dependiente del flujo radiativo incidente, es por esto que pueden funcionar mediante termopares o fotodiodos.

El más conocido de los radiómetros es el de lámina circular o tipo Gardon [Gardon R., 1952]. Su transductor es un termopar diferencial que convierte la diferencia de temperatura entre el centro y la circunferencia del disco en una señal eléctrica que va de 0 a 10 mV. El diámetro de este último varía con el rango de irradiancia para el cual es fabricado, el material estándar es constatan y en la parte expuesta es depositado un recubrimiento alta absorción. Es soportado por un cilindro de cobre que es refrigerado con la finalidad de servir como sumidero de calor, lo cual le da la posibilidad de ser empleado por un largo periodo de tiempo. Dado su pequeño tamaño, tiene respuestas menores a 1 segundo [Ballestrín J. et al, 2006].

La calibración de estos equipos es un tema fundamental. En ese contexto, se han realizado trabajos que comparan los resultados con distintos patrones de referencia, entre ellos: el uso de un cuerpo negro en conjunto con un pirómetro, el uso del radiómetro Kendall (prototipo desarrollado por el Laboratorio de Propulsión Jet de la NASA) y un sensor tipo Gardon con una constante de calibración corregida utilizada por el CIEMAT. En las conclusiones del estudio llevado a cabo se destaca una máxima diferencia de 10 % entre los diferentes sensores, para densidades energéticas superiores a 1500 kW/m^2 [Guillot E. et al, 2013]. En general, los fabricantes utilizan el método de cuerpo negro y establecen que la precisión de los instrumentos calibrados de esta forma tienen una incertidumbre de $\pm 3 \%$ [Ballestrín J., 2003].

Entre los radiómetros también se encuentra el microsensor de flujo de calor. Este es fabricado mediante técnicas de deposición de películas delgadas, provocando que el sensor tenga un espesor menor a 2 mm, con lo cual su tiempo de respuesta resulta menor a 10 ms. Esta tecnología puede operar a temperaturas mayores de $850 \text{ }^{\circ}\text{C}$. De igual forma que en los sensores tipo Gardon, la cara expuesta es recubierta con un material de alta absorción. Otra característica peculiar es su posibilidad de medir temperatura, lo que permite corregir la medida de flujo de radiativo. El sensor es un termopar diferencial y su señal es proporcional a la radiación incidente. Gracias a sus características, estos microsensors han sido implementados en instrumentos que permiten medir y mapear el spot solar sobre la región focal. El sistema denominado Direct Heat Flux Measurement System (MDF) es utilizado en la Plataforma Solar de Almería [Ballestrín J., 2004].

Los calorímetros son dispositivos que operan bajo el principio de transferencia de calor. Cuando el flujo radiativo llega a la región focal es absorbido por un receptor que es superficialmente tratado para obtener una alta absorción. Este eleva su temperatura y por efecto convectivo con un flujo interno refrigerante, por lo regular agua, se remueve el calor absorbido. La técnica de calorimetría consiste en medir, mediante un balance energético, la potencia extraída por el fluido; en especial, es necesario reducir al mínimo

las incertidumbres en las medidas del gasto volumétrico y el diferencial de temperatura entre la entrada y salida [Estrada C. A., 2007].

Un buen diseño de los calorímetros debe considerar el transporte casi total de la potencia solar incidente al medio refrigerante, proporcionando así una medición absoluta [Estrada C. A. et al, 2008]. Esto se logra disminuyendo las pérdidas que se dan por la reflexión del flujo radiativo o bien por efectos convectivos y radiativos con el ambiente. Las soluciones prácticas a estos problemas son modificaciones geométricas y la operación del receptor a una temperatura superficial cercana al ambiente.

Para mantener esta temperatura cercana al ambiente es utilizada una técnica llamada “Calorimetría de agua fría”, que puede ser aplicada variando el gasto volumétrico dependiendo del flujo radiativo incidente. Con esta condición de frontera en el receptor se simplifica de manera significativa el balance energético.

Esta técnica ha sido validada utilizando calorímetros de placa plana en trabajos experimentales y computacionales. Es concluyente que la calorimetría de agua fría es útil para evaluar el desempeño térmico de sistemas de concentración solar de foco puntual, se obtiene más eficacia al emplear receptores de alta conductividad térmica como el cobre [Jaramillo O. A., 2008].

Existen varios trabajos dirigidos a evaluar térmicamente los sistemas de foco puntual desarrollados en el IER utilizando calorímetros de placa plana, en particular el Dispositivo para el Estudio de Flujos Radiativos Concentrados (DEFAC) [Estrada C. A. et al, 1995] fue analizado por Cruz F. et al [1997], Acosta R. et al [1999] y Jaramillo O. A. [2008]. Así mismo, en la primera etapa de construcción del HoSIER fue realizada una campaña experimental con la misma finalidad utilizando una pantalla lambertiana [Licurgo J., 2012].

En los receptores planos se ha demostrado que las pérdidas de potencia hacia el ambiente son mínimas comparadas con la extraída por el flujo refrigerante. A pesar de esto se llegan a presentar temperaturas puntuales excesivamente mayores a la temperatura ambiente [Acosta R.; 2001], lo cual se debe al hecho de que en un sistema de foco puntual la distribución del flujo radiativo genera gradientes térmicos pronunciados.

Otro modelo de calorímetros son los de cavidad, los cuales atienden el problema anterior eliminando el contacto directo de la superficie receptora con el exterior. Un buen diseño de estos instrumentos pueden aumentar su absorptancia aparente [Pérez C. A. et al; 2003]. Sin embargo, a pesar de ser menores, siguen existiendo pérdidas de potencia por emisión radiativa y efectos convectivos a través de la apertura del receptor. Estos dispositivos también han sido empleados para evaluar térmicamente la potencia del DEFAC [Pérez C. A., 2006] y del HoSIER [Pérez Enciso R.; 2015].

En la caracterización del perfil de flujo radiativo se usa ampliamente un método que implica el empleo de cámaras CCD y receptores difusos. Al incidir la radiación en estos objetivos es reflejada obedeciendo la ley del coseno de Lambert. Esta establece que el nivel de intensidad de la componente reflejada depende del ángulo de incidencia. Es por ello que la superficie debe ser trabajada previamente para contar con las propiedades ópticas requeridas. La imagen captada por la cámara registra un gran número de puntos espaciales en forma de píxeles, por lo que da una distribución relativa del flujo sobre ese plano. La imagen debe ser calibrada utilizando dispositivos de medición como el Gardon para cuantificar la densidad energética en un punto específico o pixel, que posteriormente es utilizado como referencia. El error máximo analizado al medir experimentalmente con esta técnica va de - 6.2 a + 10.6 % [Ulmer et al; 2002].

Considerando estos métodos, un grupo de trabajo de la UNISON llevó a cabo una revisión bibliográfica referente a receptores en sistemas de torre central. A partir de esto, se eligió el tipo de intercambiador de calor a desarrollar y posteriormente se diseñó acorde a las características del CEToC [Piña Ortiz A., 2013].

1.3 Proyecto para medición de potencia en el CEToC

Como ya se mencionó, una meta importante del CEToC es la disponibilidad de un receptor calorimétrico que permita medir la potencia radiativa suministrada por el sistema de heliostatos instalados. En el proceso de análisis para definir este dispositivo, el grupo de la UNISON realizó trabajos de simulación en dos tipos de intercambiadores: receptores de cavidad y receptores externos de placa plana [Estrada C. A. et al, LACYQS; Segundo Informe Técnico Parcial Para CONACYT, 2013].

Debido a la deficiente remoción de calor en un receptor sencillo, dentro del concepto de placa plana se incorporó un sistema aleteado en la superficie interna, con este ajuste se incrementó la tasa de transferencia de calor promovida por el flujo refrigerante. Otro estudio para el diseño del dispositivo calorimétrico fue el dimensionamiento del receptor. Esto se hizo analizando la potencia contenida en diferentes áreas de la distribución radiativa sobre el plano, mediante capturas de imágenes del spot solar en una pantalla Lambertiana ubicada sobre la torre central. También se consideró el efecto de desplazamiento aleatorio provocado por las cargas de viento sobre los heliostatos [Estrada C. A. et al, LACYQS; Segundo Informe Técnico Parcial Para CONACYT, 2013].

Una propuesta del receptor calorimétrico es presentada con las siguientes características [Piña Ortiz A., 2013]: superficie receptora de 1 m^2 , cuatro entradas y salidas de 3.18 cm de diámetro, 704 superficies extendidas (aletas) de 9 cm de largo y 0.95 cm de diámetro. Este diseño fue evaluado con simulaciones bajo ciertas condiciones de frontera y operativas

mostrando resultados satisfactorios en la reducción de la temperatura de placa. En consecuencia y dadas las ventajas que esto representa, se puso a consideración la construcción de este dispositivo.

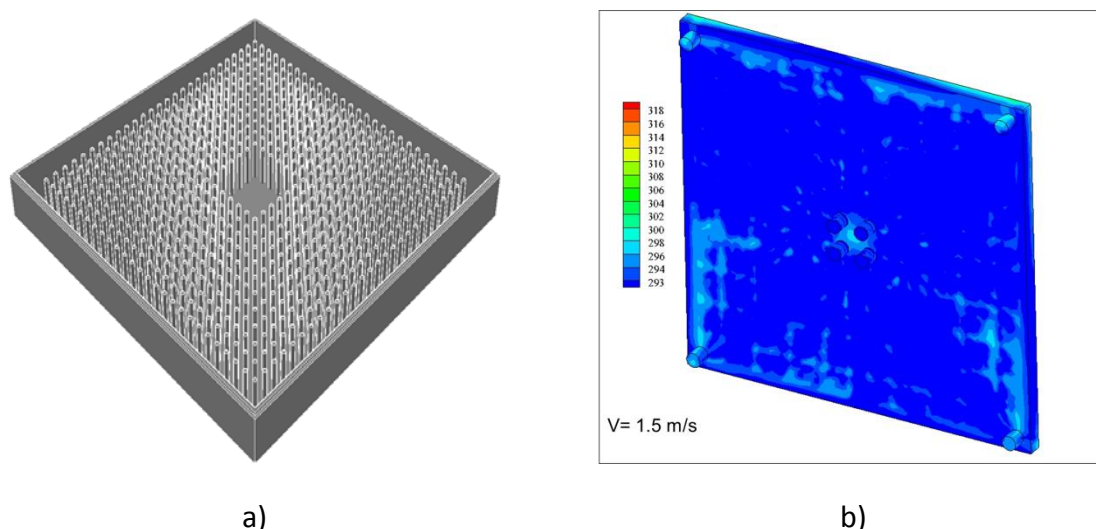


FIGURA 1-2 RECEPTOR CALORIMÉTRICO A ESCALA PARA EL CETOC: A) DISEÑO ESTRUCTURAL, B) SIMULACIÓN EN ANSYS FLUENT.

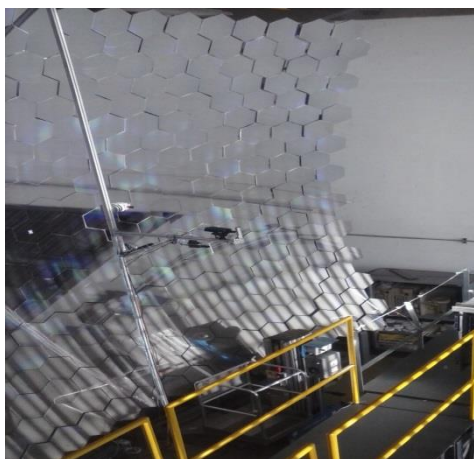
Sin embargo, la complejidad y los costos que implica la construcción de este dispositivo hace necesario estudiar la funcionalidad de un dispositivo a escala. Con esto se hace posible validar el análisis térmico del calorímetro diseñado para el CEToC, el cual se llevó a cabo empleando un modelo computacional. En este contexto, se decidió construir un prototipo a escala, permitiendo así una evaluación experimental en condiciones controladas. Dada la naturaleza del experimento, estas condiciones pueden conseguirse en un horno solar.

1.4 HoSIER como instrumento experimental

En el desarrollo e innovación de tecnologías aplicadas para el aprovechamiento de la energía solar concentrada se requieren ambientes adecuados, que permitan realizar experimentación y evaluación de prototipos o fenómenos de reacción. Por consiguiente, las condiciones bajo las cuales se realizan las pruebas deben ser similares a las que caracterizan un laboratorio; debe ser posible controlar los diferentes parámetros que intervienen o alteran el funcionamiento del experimento. Con base en ello surge el concepto de los hornos solares, que tienen por misión ser instrumentos de investigación científica [Bliss; 1957].

Un horno solar se caracteriza por dos sistemas ópticos acoplados, uno de ellos es un heliostato con la capacidad de seguimiento continuo, el cual refleja la radiación solar

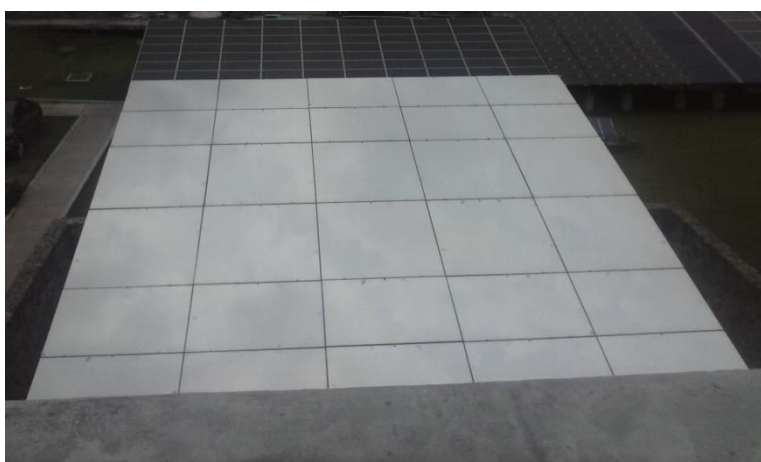
directa hacia el concentrador. Este último es el otro sistema y está encargado de recibir el flujo radiativo para posteriormente concentrarlo en un punto focal, provocando un spot de radiación con un área mucho menor. A partir de esto, existe la necesidad de controlar con rapidez y precisión la intensidad de la radiación concentrada, para lograrlo se instalan persianas móviles que en su conjunto se denominan “atenuador”. Estos sistemas ópticos se muestran en la FIGURA 1-3, las imágenes pertenecen al Horno Solar del IER. Algunos otros componentes son necesarios para el funcionamiento completo de un horno, estos son: la mesa de trabajo, refrigeración, adquisición de datos y control.



a)



b)



c)

FIGURA 1-3 HoSIER: A) CONCENTRADOR, B) ATENUADOR, C) HELIOSTATO.

Dentro de LACYQS se generó el proyecto del HoSIER, ubicado en las instalaciones del Instituto de Energías Renovables – UNAM. Esta infraestructura se compone, por mencionar únicamente los sistemas ópticos, de un heliostato con una superficie de 81 m^2

conformado por 30 espejos rectangulares de segunda superficie, cuenta con un sistema de seguimiento solar acimutal que le permite moverse en dirección angular de acimut y elevación. Por otra parte, el concentrador está constituido por 409 espejos de 40 cm de apertura en forma hexagonal. Estos son divididos en 5 grupos ya que son pequeños concentradores esféricos con distancias focales distintas. Los espejos son de primera superficie y están montados sobre rotulas colocadas en una malla de estructura fija. El atenuador está compuesto por 45 persianas fabricadas de láminas de acero inoxidable con acabado sandblasteado, trabajan bajo tensión para evitar deformaciones, sus dimensiones son: 6 m de largo, 0.17 m de ancho y 0.002 m de espesor [Pérez Enciso R.; 2015].

Este instrumento en particular es el utilizado para realizar las campañas experimentales que tienen como objetivo estudiar el desempeño térmico del receptor calorimétrico a escala. Las características de las campañas se describirán a detalle en el Capítulo 3 “Diseño experimental”.

1.5 Objetivos

El objetivo general del trabajo es estudiar la transferencia de calor del dispositivo escalado “receptor calorimétrico de placa plana” dentro de las instalaciones del HoSIER, con el fin de evaluar el desempeño térmico y garantizar la utilidad del sistema aleteado interior. Con base en los resultados, se permite validar el modelo computacional empleado para analizar térmicamente el diseño del calorímetro original pensado para el CEToC.

Objetivos particulares:

- Establecer un marco teórico para evaluar el desempeño del receptor.
- Construir, instrumentar y poner a punto el receptor calorimétrico.
- Llevar a cabo la campaña experimental para obtener y analizar los resultados.
- Evaluar el modelo computacional de ANSYS FLUENT bajo las condiciones experimentales registradas y la geometría del receptor calorimétrico escalado.
- Determinar la funcionalidad del receptor calorimétrico.

Para cumplir con lo planteado en los objetivos, se realizó un trabajo extenso que se plasma y organiza en los capítulos que componen esta tesis:

El Capítulo 1 “Introducción” expone el contexto que propició el planteamiento del proyecto y se establecen los alcances del mismo. En el Capítulo 2 “Marco teórico” se describe teóricamente el problema físico y las soluciones analíticas propuestas para este, en él se abordan diferentes conceptos para evaluar el desempeño del receptor. El Capítulo 3 “Diseño experimental” describe los sistemas empleados para llevar a cabo de manera

correcta y completa la campaña de experimentación, así como la base y características propias del experimento. En el Capítulo 4 “Análisis de resultados experimentales” se trabajan y explican los resultados obtenidos dentro de la campaña experimental, detallando el comportamiento del receptor calorimétrico; se calculan los parámetros de evaluación definidos dentro del marco teórico y se compara el modelo transitorio desarrollado. En el Capítulo 5 “Simulación computacional” se resumen los resultados generados con la plataforma de ANSYS FLUENT, utilizada para simular algunos experimentos reales. Para tal efecto fue necesario incluir las condiciones de experimentación, lo cual condujo a procesar las imágenes captadas con la cámara CCD mediante los softwares Gimp y Mathematica. El Capítulo 6 “Conclusiones” reúne las principales conclusiones del trabajo, menciona la funcionalidad del receptor calorimétrico y determina la correspondencia con los modelos analítico y computacional.

Capítulo 2 **Marco Teórico**

El capítulo comprende la base teórica empleada para evaluar el desempeño térmico del receptor calorimétrico. Primero se presenta el problema físico asociado al dispositivo. Se desarrolla el balance energético que involucra a todos los flujos de calor que rigen su funcionamiento. En este punto, se hace una simplificación del problema eliminando las pérdidas de calor hacia el ambiente, reduciendo de manera significativa la complejidad del balance general. Ya que el comportamiento del dispositivo es relativamente complejo debido a sus amplias condiciones de operación, se establecen como parámetros principales la eficiencia global del dispositivo y la eficacia de la superficie interna. Sin embargo, para este último se debe conocer previamente el valor del coeficiente de transferencia de calor convectivo. Por esta razón, se genera una relación calorimétrica que sirve para calcularlo, utilizando los datos experimentales obtenidos con los sensores instrumentados. Se propone un modelo transitorio para el proceso de calentamiento de la placa receptora, resaltando la importancia de un análisis temporal sobre la temperatura del flujo de salida.

2.1 Descripción del problema físico

En la sección 3.1 se presenta el diseño completo del dispositivo a escala. Para efectos de este capítulo se menciona que el calorímetro se caracteriza por tener receptor cuadrado con una área efectiva de 0.04 m^2 . Dada esta dimensión, es necesario colocar el dispositivo a 6 cm de distancia del punto focal, aprovechando así una mayor proporción del receptor. Sin embargo, la distribución del flujo radiativo sobre ese plano sufre cierta distorsión, provocando una distribución térmica no uniforme. El calorímetro funciona cuantificando la potencia absorbida por el flujo refrigerante.

Se presentan los fenómenos de transferencia de calor que ocurren en el sistema experimental: se absorbe cierta proporción de la radiación solar incidente; esta se transforma en calor y se transporta de manera conductiva a través del sólido; por último, se extrae del receptor por el efecto convectivo del flujo sobre la superficie interna. Al

mismo tiempo, existe un coeficiente global de pérdidas hacia el ambiente que es producido por convección y emisión a causa de la temperatura superficial del receptor.

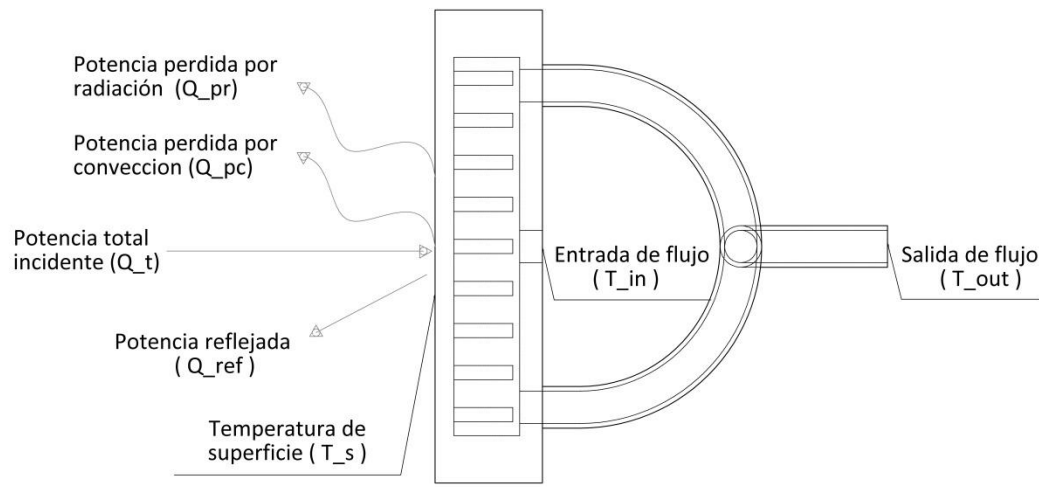


FIGURA 2-1 ESQUEMA DE FUNCIONAMIENTO DEL RECEPTOR CALORIMÉTRICO.

2.2 Balance de energía

El problema interesante de este receptor consiste en evaluar su eficiencia global, considerando la potencia proporcionada por el sistema de concentración. De igual manera es indispensable entender cómo se comporta térmicamente; esto es, conocer su distribución de temperatura. Esto tiene por objetivo identificar detalles en el diseño que pueden ser mejorados.

La primera ley de la termodinámica aplicada al dispositivo implica que el cambio de energía se debe a dos tipos de interacciones, la transferencia de calor y la transferencia de trabajo

$$\delta Q - \delta W = dE \quad (1)$$

Dónde:

δQ representa la variación de calor.

δW representa la variación de trabajo.

dE representa la variación de energía en un sistema cerrado.

Por convención el calor que entra a un sistema es considerado positivo y el que sale de él es negativo. Por el contrario, el trabajo que realiza un sistema hacia su entorno es positivo y el que es ejercido sobre él es negativo. Por unidad de tiempo la primera ley se convierte en

$$q - w = \frac{dE}{dt} \quad (2)$$

Dónde:

q representa un flujo neto de calor.

w representa un flujo neto de trabajo.

Ya que el receptor calorimétrico es conceptualmente un intercambiador de calor y el flujo neto de trabajo es cero, se analiza únicamente la parte térmica. Con ello el balance de energía se transforma en

$$q_{in} - q_{out} = \frac{dE}{dt} \quad (3)$$

Dónde:

q_{in} es el calor que entra al sistema.

q_{out} es el calor que sale del sistema.

Para definir el término del lado derecho de la ecuación 3 es necesario introducir un concepto termodinámico adicional, el calor específico a volumen constante " C_v ". Este vincula el incremento de temperatura respecto a al calor suministrado en una muestra de material [Bejan A., 1993].

$$C_v = \left(\frac{dQ}{mdT} \right)_v \quad (4)$$

Utilizando la primera ley para un proceso de calentamiento, sin intervención de trabajo y por unidad de masa se tiene

$$\delta Q = \delta u \quad (5)$$

$$C_v = \left(\frac{\delta u}{\delta T} \right)_v \quad (6)$$

Dónde:

u es la energía interna específica de una muestra.

Ahora bien, se puede definir que la energía almacenada en cierto volumen de material " V " con densidad " ρ " es

$$E = (\rho V)u \quad (7)$$

Con la relación de calor específico a volumen constante, multiplicando el volumen con la densidad para obtener la masa “ m ” del sistema y diferenciando respecto del tiempo se obtiene

$$\frac{dE}{dt} = mC_v \frac{dT}{dt} \quad (8)$$

Es posible reescribir C_v por c ya que se trata de una sustancia incompresible, con esto se logra el balance energético en el sistema

$$q_{in} - q_{out} = mc \frac{dT}{dt} \quad (9)$$

A partir de esta ecuación para el calorímetro, se incorporan todos los efectos de transferencia de calor que se ejercen. Por una parte, la potencia de entrada esta descrita como la proporción de la energía total que es proporcionada por el concentrador y absorbida en la superficie del receptor

$$q_{in} = \alpha q_T \quad (10)$$

Dónde:

q_T es la potencia incidente en el receptor.

α es la absortancia del material.

Al mismo tiempo, las pérdidas de energía que se generan en el receptor son tres: dos de estas se producen por la interacción de la superficie con el ambiente, los efectos respectivos son convectivos y radiativos, estos se definen como sigue

$$q_{PC} = hA_e(T_S - T_a) \quad (11)$$

$$q_{PR} = \varepsilon \sigma A_e(T_S^4 - T_{sky}^4) \quad (12)$$

Dónde:

q_{PC} es la potencia perdida por convección hacia el ambiente.

q_{PR} es la potencia perdida por emitancia hacia el ambiente.

h es el coeficiente de transferencia de calor.

A_e es el área de la superfice del receotor expuesta a radiación.

T_S es la temperatura de superficie de la placa receptora.

T_a es la temperatura ambiente.

T_{sky} es la temperatura del cielo.

ε es la emitancia de la superficie.

σ es constante de Stefan-Boltzmann; $\left(\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4} \right)$.

La tercera se debe al arrastre de calor por la convección forzada del flujo refrigerante sobre la superficie interna del receptor, esta se puede definir como potencia calorimétrica " q_{cal} ". Ya que aún no se han establecido las características operativas del sistema aleteado; esto es, el coeficiente de transferencia de calor, la temperatura de la superficie interna y la temperatura de bulto del flujo, es necesario llevar el análisis por una técnica a la que se denomina "calorimetría". Esta técnica se puede describir como la cuantificación de calor absorbido por un fluido, en este caso agua, utilizando parámetros básicos como el flujo másico, el calor específico y la diferencia de temperaturas del agua entre la entrada y salida del dispositivo calorimétrico

$$q_{cal} = \dot{m}C_p(T_{out} - T_{in}) \quad (13)$$

Dónde:

$\dot{m}$ es el flujo másico de agua.

C_p es el calor específico del agua.

T_{in} es la temperatura de entrada del agua.

T_{out} es la temperatura de salida del agua.

Con lo que se ha descrito, se puede establecer el balance energético global en el que influyen todos los flujos de calor. Vale la pena mencionar que en el caso de T_{sky} se asume como la temperatura ambiente, con lo cual la modificación final resulta

$$q_{out} = q_{PR} + q_{PR} + q_{cal} \quad (14)$$

$$q_{in} - q_{PC} - q_{PR} - q_{cal} = mc \frac{dT}{dt} \quad (15)$$

$$\alpha q_T - hA_e(T_S - T_a) - \varepsilon \sigma A_e(T_S^4 - T_a^4) - \dot{m}C_p(T_{out} - T_{in}) = mc \frac{dT}{dt} \quad (16)$$

Se puede establecer un vínculo entre la potencia calorimétrica y la potencia suministrada por el sistema de concentración, dando como resultado la eficiencia global del receptor calorimétrico " η ".

$$\eta = \frac{q_{cal}}{q_T} \quad (17)$$

Una simplificación al problema general se hace eliminando los calores perdidos por convección y emisión hacia el ambiente. La forma más lógica de conseguir lo anterior es considerando que la temperatura en la superficie de la placa es próxima a la temperatura ambiente. Evaluando el calorímetro en modo estacionario se tiene

$$\alpha q_T - \dot{m}C_p(T_{out} - T_{in}) = 0 \quad (18)$$

La relación conduce a señalar que la absorción en la superficie del material podría ser en realidad la eficiencia global del receptor calorimétrico. Indica una correspondencia entre el flujo másico de agua y el diferencial de temperatura, para el arrastre de cualquier potencia de entrada. A pesar de ello, aún existen diferentes elementos por resolver que impiden garantizar que esta simplificación es una buena aproximación. En primer lugar, la ecuación 18 no contempla a la temperatura de superficie dentro de los términos que relaciona, dificultando así la comprensión del flujo requerido para que esta alcance el valor de la temperatura ambiente. Por otro lado, pueden presentarse ciertas limitantes mecánicas para refrigerar la parte interna con dicho gasto volumétrico. Al mismo tiempo, la temperatura del refrigerante tiene que mantenerse por debajo de la temperatura ambiente, de otro modo no existiría un gradiente térmico que provoque un flujo de calor.

Debido a las complicaciones mencionadas, es conveniente entender con mayor claridad el proceso de transferencia de calor hacia el fluido a través de un receptor plano, incluyendo en el análisis el desempeño del sistema aleteado interno. La finalidad es aproximarse a una solución más completa del problema bajo estudio. Lo anterior se resume en dos aspectos: el conocimiento de la distribución de temperatura en el calorímetro y en un método para evaluar de manera general la superficie interna. Este último punto es el que se aborda a continuación.

2.3 Eficacia de la superficie aleteada

El aumento de la transferencia de calor es uno de los principales propósitos en el diseño de los intercambiadores. Una forma para conseguir este objetivo es mediante un cambio en la geometría del sistema, mejorando con ello la interacción térmica entre una superficie sólida y un fluido. La optimización planteada dentro de este diseño es la adhesión de una proporción de superficies extendidas al receptor, denominadas “aletas”. Es indispensable generar criterios de evaluación que permitan definir si esta adhesión promueve un mejor desempeño en el dispositivo.

Para comenzar, se establece que la transferencia de calor a través de una superficie en ausencia de aletas es la siguiente

$$q_0 = hA_0(T_B - T_\infty) \quad (19)$$

Dónde:

q_0 es la tasa transferencia de calor de una base en ausencia de aletas.

A_0 es el área de la superficie base

T_B es la temperatura en la superficie expuesta al flujo.

T_∞ es la temperatura ambiente del flujo interno.

El flujo de calor q_0/A_0 es uniforme en la superficie descubierta puesto que h y $T_B - T_\infty$ se asumen como constantes.

Ahora bien, la consecuencia práctica de las aletas es incrementar la superficie de contacto entre el sólido y el fluido, en un sistema con la misma área de base " A_0 ". Por lo tanto, el área total de contacto con aletas adheridas " A_T " es mayor que A_0 .

$$A_T > A_0 \quad (20)$$

A su vez, " A_T " se compone de la multiplicación del área de una aleta " A_A " por la cantidad de ellas " N ", más la proporción de la base que queda descubierta " A_{0B} "

$$A_T = NA_A + A_{0B} \quad (21)$$

No obstante, el incremento en el área de contacto no garantiza mejorar la tasa de transferencia de calor " q ", ya que el propio material representa una resistencia térmica. El beneficio se alcanza solo si el material que constituye al sólido cuenta con alta conductividad térmica, en tal caso el flujo de calor que pasa al fluido a través de la base q/A_0 es significativo comparándolo con q_0/A_0 .

Para vincular el nuevo flujo de calor se establece como área predeterminada a la superficie A_0 . Esta se compone del área que corresponde a la sección transversal de una aleta " A_c " por la cantidad de aletas, más la proporción de superficie base A_{0B}

$$A_0 = NA_c + A_{0B} \quad (22)$$

Entonces, la definición de q como la tasa de transferencia de calor en un sistema aleteado es la suma de las contribuciones existentes.

$$q = NA_c q_b'' + hA_{0B}(T_B - T_\infty) \quad (23)$$

Dónde:

q_b'' es el flujo de calor promedio a través de la base de una aleta.

Por consiguiente, el parámetro con el cual se puede evaluar el desempeño de un receptor respecto a la adhesión de superficies extendidas es la “eficacia de la superficie proyectada en la base” [Bejan A., 1993]

$$\epsilon_0 = \frac{q}{q_0} \quad (24)$$

Esta eficacia se reordena de la siguiente manera

$$\epsilon_0 = \frac{NA_c q_b'' + hA_{0B}(T_B - T_\infty)}{hA_0(T_B - T_\infty)} \quad (25)$$

La relación 24 es importante para determinar si el incremento de la superficie de contacto es una buena decisión, dada la dificultad y el costo para manufacturar un sistema con aletas es indispensable que $\epsilon_0 > 1$.

En la ecuación 25 se observa que el conocimiento del coeficiente de transferencia de calor por convección es indispensable. Así mismo, es conveniente establecer la ecuación del flujo de calor promedio a través de la base de una aleta.

2.4 Flujo de calor en una aleta

El balance entre la cantidad de transferencia de calor por conducción a través del sólido de la aleta y la pérdida de calor por convección que se produce en su superficie se expresa con la siguiente ecuación

$$kA_c \frac{d^2 T}{dx^2} - hp(T - T_\infty) = 0 \quad (26)$$

Dónde:

p es el perímetro de la aleta.

k es la conductividad térmica del sólido.

Es importante resaltar que se asume a la temperatura únicamente como función de x , esta consideración es una buena aproximación cuando el flujo de calor longitudinal q_x'' es notablemente mayor que el flujo de calor transversal q_y''

$$q_x'' \gg q_y'' \quad (27)$$

En orden de magnitud, q_x'' puede ser representado por el flujo de calor que pasa a través de la base de la aleta “ $q_b'' = q_b/A_c$ ”, mientras que q_y'' es igual el flujo de calor convectivo

en la superficie de la aleta cuando toda ella se estima a la temperatura de la base “ $h(T_B - T_\infty)$ ”

$$\frac{q_b}{A_c} \gg h(T_B - T_\infty) \quad (28)$$

Al ser reagrupada la relación se produce un nuevo parámetro denominado “efectividad de la aleta ϵ_A ” [Bejan A., 1993]

$$\epsilon_A = \frac{q_b}{hA_c(T_B - T_\infty)} \quad (29)$$

$$\epsilon_A \gg 1 \quad (30)$$

Regresando a la ecuación general de la aleta, se pueden construir tres posibilidades distintas que recaen en la condición de frontera de su punta, los casos son: aleta larga, longitud finita con borde adiabático, longitud finita con transferencia de calor en su extremo. Para el receptor calorimétrico la primera estimación que se adopta es la versión de aleta larga, donde la consideración establece que la punta se encuentra en equilibrio térmico con su ambiente. La otra condición para calcular la distribución térmica es que la base de la aleta tenga la misma temperatura que el plano de la superficie

$$\begin{aligned} T &= T_\infty & \text{cuando } x &= L \\ T &= T_B & \text{cuando } x &= 0 \end{aligned} \quad (31)$$

Dónde:

L es la longitud de la aleta.

Remplazando la diferencia de temperatura con el término “ θ ” que expresa un exceso de temperatura, la ecuación 26 se escribe como

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - m^2\theta = 0 \quad (32)$$

$$\begin{aligned} \theta &= 0 & \text{cuando } x &= L \\ \theta &= \theta_B & \text{cuando } x &= 0 \end{aligned} \quad (33)$$

Dónde:

$$\begin{aligned} m &= \left(\frac{hp}{kA_c} \right)^{1/2} \\ \theta_B &= T_B - T_\infty \end{aligned}$$

Resolviendo y utilizando las condiciones de frontera, la distribución térmica sobre la aleta y la potencia que se transfiere a través de ella son las siguientes [Incropera F. P., 1999]

$$\theta = \theta_B e^{(-mx)} \quad (34)$$

$$q_b = \theta_B (kA_c h p)^{1/2} \quad (35)$$

De igual manera, se tiene que tomar en cuenta la posibilidad de que la aleta se comporte como el tercer caso; es decir, que la punta se encuentre a una temperatura distinta a la del fluido, por consecuencia el flujo de calor en su extremo es inevitable. La ecuación resultante de esta condición de frontera es la siguiente

$$q_b = \theta_B (kA_c h p)^{1/2} \tanh[mL_c] \quad (36)$$

Una primera solución al problema de transferencia de calor en el receptor calorimétrico se obtiene con la expresión 35, pero aún se debe justificar su utilización. Se tiene que comenzar ahora con un análisis general sobre el comportamiento de la superficie interna.

2.5 Transferencia de calor en la superficie interna

El primer paso es establecer una ecuación que cuantifique la transferencia de calor en un sistema aleteado. Para esto se tienen que hacer suposiciones que simplifiquen la solución:

- La potencia de entrada se distribuye de manera uniforme en la superficie.
- La temperatura en cualquier corte trasversal de la placa receptora se puede estimar como la temperatura promedio de ese plano.
- El coeficiente de transferencia de calor es igual para toda la superficie interna, esto significa que en la proporción de la base sin aletas tiene el mismo valor que sobre toda el área de las mismas, por ello se considera un h promedio.

La transferencia de calor de la superficie interior del receptor al fluido es la suma de sus dos componentes superficiales: la proporción que aporta el conjunto de aletas y la participación de la base sin ellas

$$q_{SF} = N\eta_A \bar{h}A_A(T_B - T_\infty) + \bar{h}A_{0B}(T_B - T_\infty) \quad (37)$$

Dónde:

q_{SF} es la potencia transferida de la superficie interna al flujo de agua.

η_A es la eficiencia de la aleta.

$\bar{h}$ es el coeficiente promedio de transferencia de calor.

En el primer término del lado derecho de la ecuación se incluye la eficiencia de la aleta [Bejan A., 1993], la cual es un parámetro adimensional que indica que tan bien funciona este sólido como extensión de la base

$$\eta_A = \frac{q_b}{hA_A(T_B - T_\infty)} \quad (38)$$

Dónde:

q_b es la potencia total transferida por la aleta.

Ya que pueden parecer similares, la diferencia entre ϵ_A y η_A radica en que se evalúan sobre áreas distintas. Para la primera se utiliza el área de la sección transversal de la aleta y para la segunda el área de toda su superficie.

El denominador de este cociente supone que toda la superficie de la aleta se encuentra a la temperatura de la base, ya que en realidad la temperatura de la superficie decrece a lo largo de su longitud el flujo de calor real es menor que $h(T_B - T_\infty)$. Por este efecto η_A debe estar en un rango de 0 a 1.

Se puede transformar la relación de la potencia total transferida del sistema aleteado al flujo, ecuación 23, recordando que $\theta_B = T_B - T_\infty$

$$q_{SA} = N(kA_c \bar{h}p)^{1/2}(T_B - T_\infty) + \bar{h}A_{0B}(T_B - T_\infty) \quad (39)$$

La siguiente suposición es de suma importancia para el análisis. Dado que la potencia calorimétrica debe ser la misma que el calor extraído por convección entre la superficie y el flujo se establece

$$q_{SA} = q_{cal} \quad (40)$$

$$N(kA_c \bar{h}p)^{1/2}(T_B - T_\infty) + \bar{h}A_{0B}(T_B - T_\infty) = \dot{m}C_p(T_{out} - T_{in}) \quad (41)$$

Reagrupando estos términos se consigue

$$\bar{h} + \bar{h}^{1/2} \left(\frac{N(kA_c p)^{1/2}}{A_{0B}} \right) - \frac{\dot{m}C_p(T_{out} - T_{in})}{A_{0B}(T_B - T_\infty)} = 0 \quad (42)$$

Es evidente que esta es una ecuación de segundo grado, la cual tiene como solución

$$Ax^2 + Bx + C = 0 \quad (43)$$

$$(44)$$

$$x_{1,2} = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}$$

Por una parte se hace una sustitución de variable donde $x = \sqrt{h}$. Por otra, la solución para el coeficiente conductivo debe ser positiva y por tanto la resta del término radical queda descartada, obteniendo entonces

$$\sqrt{h} = -\frac{N(kA_cp)^{1/2}}{2A_{0B}} + \sqrt{\frac{N^2kA_cp}{4A_{0B}^2} + \frac{\dot{m}C_p(T_{out} - T_{in})}{A_{0B}(T_B - T_\infty)}} \quad (45)$$

De esta conclusión se pueden realizar observaciones muy convenientes. El primer término del lado derecho de la ecuación es sin duda una característica geométrica del sistema aleteado, lo cual lo hace ser constante. Dentro del radical, el primer término es el cuadrado de esta característica geométrica. Así mismo, se puede fijar como constante la relación C_p/A_B . Con ello, las únicas variables que intervienen en el cálculo del coeficiente de transferencia de calor son: el flujo másico, la temperatura de entrada y de salida del agua, y la temperatura de la base. En el caso de T_∞ se verá que es posible calcularla con las anteriores. Se puede resumir entonces que

$$\bar{h} = \bar{h}(\dot{m}, T_{in}, T_{out}, T_B) \quad (46)$$

Para corroborar que esto sea válido, es fundamental entender cómo se promueve la transferencia de calor por convección. Una idea clara de ello se consigue repasando los conceptos de capa límite de velocidad y capa límite térmica; tanto en flujo laminar como en turbulento, de forma externa o interna, las relaciones varían en magnitudes pero se emplean los mismos números adimensionales. A pesar de que existe un amplio trabajo en la caracterización del coeficiente h para diversas geometrías y flujos, lo cual se ha realizado numérica y experimentalmente, para la geometría que se trabaja en este proyecto no se encuentra alguna relación que describa la dinámica del fluido. No obstante, de la teoría con la que se desarrollan todos los conceptos implicados en la transferencia de calor por efecto convectivo se puede determinar lo siguiente

$$\begin{aligned} h &= h(Nu, k, L_c); Nu = Nu(Re, Pr); Re = Re(v, L_c, U_\infty); Pr = Pr(v, \alpha); \\ \alpha &= \alpha(C_p, \rho, k); C_p = C_p(T); k = k(T); \rho = \rho(T); v = v(T) \end{aligned} \quad (47)$$

Puesto que los números Pr y Re se evalúan a la temperatura del flujo, es de entender que para variaciones de ella estos también se modifiquen, impactando el valor del Nu . En consecuencia, el coeficiente de transferencia de calor es variable. El cambio de Pr para el agua líquida se puede ver en la siguiente tabla.

TABLA 2-1 VARIACIÓN DE LAS PROPIEDADES FÍSICAS DEL AGUA EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA. (FUENTE: INCROPERA FRANK P., FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR, 1999).

$T \text{ (K)}$	$\mu \left(\frac{Ns}{m^2} \right)$	$k \left(\frac{W}{mK} \right)$	$c_p \left(\frac{kJ}{kgK} \right)$	Pr
300	0.00855	0.61	4.17	6.21
325	0.00528	0.64	4.18	5.49
350	0.00365	0.67	4.19	4.87
373.15	0.00279	0.68	4.20	4.34

Con esto queda asentado que $\bar{h}$ es dependiente de todas las variables señaladas en la función 46. Mediante experimentación estas son fácilmente obtenidas. Sin embargo, una relación que sirva para calcular este coeficiente por medio de los números Reynolds y Prandtl requiere de un estudio más extenso. Por lo tanto, se puede considerar que la expresión 46 obtenida por medio de calorimetría es efectiva.

A pesar de ser una ecuación relativamente sencilla de emplear, se dificulta entender la correspondencia entre la potencia transferida, las temperaturas operativas del sistema y el coeficiente de transferencia de calor. Por ello, es apropiado abordar el cálculo de $\bar{h}$ de forma más comprensible. La potencia térmica transferida de la superficie interior del receptor al fluido se determina como sigue

$$q_{SF} = \epsilon_0 \bar{h} A_0 (T_B - T_\infty) \quad (48)$$

De igual forma, esta potencia se iguala a la potencia calorimétrica, cabe señalar que también se utiliza un coeficiente promedio de transferencia de calor

$$\epsilon_0 \bar{h} A_0 (T_B - T_\infty) = \dot{m} C_p (T_{out} - T_{in}) \quad (49)$$

En realidad, si se desarrolla la ecuación 49 se produce exactamente la 45 pero de esta manera es fácil interpretar el fenómeno. Debido a que ϵ_0 es dependiente del valor $\bar{h}$, la ecuación anterior se reacomoda de la siguiente forma

$$\epsilon_0 \bar{h} = \frac{\dot{m} C_p (T_{out} - T_{in})}{A_0 (T_B - T_\infty)} \quad (50)$$

Se desglosa ahora el concepto de ϵ_0 conforme a la geometría del sistema aleteado que se tiene en el receptor calorímetro, utilizando la ecuación para la transferencia de calor en una aleta larga

$$\epsilon_0 = \frac{N(kA_c \bar{h} p)^{1/2} (T_B - T_\infty) + \bar{h} A_{0B} (T_B - T_\infty)}{\bar{h} A_0 (T_B - T_\infty)} \quad (51)$$

$$\epsilon_0 = \frac{81\sqrt{\bar{h}}(kA_cp)^{1/2} + \bar{h}A_{0B}}{\bar{h}A_0} \quad (52)$$

En la ecuación 52 va implícito que no importa la tasa neta de transferencia de calor, ya que se puede computar el valor de ϵ_0 para incrementos en $\bar{h}$ sin incluir diferenciales de temperatura. Con esto, el vínculo $\epsilon_0\bar{h}$ se obtiene fácilmente, lo cual se muestra en la

FIGURA 2-2.

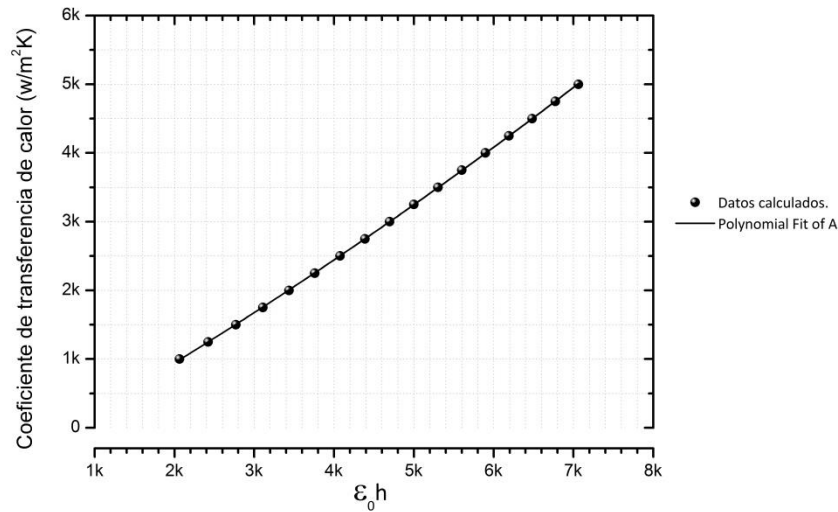


FIGURA 2-2 VARIACIÓN $\bar{h}$ PARA VALORES ABSOLUTOS DE $\epsilon_0\bar{h}$.

Regresando a la ecuación 51, se aprecia que T_B tiene un fuerte impacto en el cálculo de $\bar{h}$. A la vez, el incremento en el flujo másico aumenta directamente el coeficiente promedio de transferencia de calor. El problema radica en la cantidad de variables que se manejan. Se puede trabajar el dispositivo calorimétrico con valores de T_∞ , T_{in} y T_{out} fijos; esto quiere decir que para un aumento en la potencia de entrada se requiere elevar el valor $\dot{m}$, favoreciendo así el flujo de calor. A pesar de ello, se dejan dos variables sueltas, T_B y $\bar{h}$. Por lo anterior, para entender con más detalle el proceso de transferencia de calor es necesario llevar a cabo pruebas experimentales.

Por otra parte, existe una clara diferencia entre un sistema que en su totalidad está expuesto a una temperatura ambiente constante y otro donde el fluido circulante va incrementando su energía interna gradualmente. En el análisis de un flujo interno es apropiado saber qué ocurre con la temperatura T_∞ , que en lo posterior será T_m .

2.6 Temperatura media, o de bulto

La temperatura media o de bulto [Bejan A., 1993] es un promedio de la temperatura local dentro de la sección transversal. Juega un papel importante la velocidad longitudinal, la cual es cero en la pared y va alcanzando su máximo mientras el flujo se aleja de la condición de no deslizamiento

$$T_m = \frac{1}{U_F A} \int_A u_F T dA \quad (53)$$

Dónde:

U_F es la velocidad promedio del flujo

u_F es la velocidad local del flujo.

La diferencia de temperaturas media se define como

$$\Delta T_m = T_B - T_m \quad (54)$$

Lo que sigue es asociar el flujo de calor en la pared y el cambio de ΔT_m conforme el fluido adquiere energía interna, para esto se utiliza la primera ley de la termodinámica dentro de un volumen de control de longitud dx con area de sección transversal A

$$\int_A \rho u_F (i_{x+dx} - i_x) dA = q_p'' p dx \quad (55)$$

Dónde:

$(i_{x+dx} - i_x)$ es la cambio de entalpía en el volumen de control.

q_p'' es el flujo de calor en la pared.

Para continuar, se debe incorporar el concepto de calor específico a presión constante, este se puede resumir como el crecimiento de la temperatura en una muestra de material en función del calor agregado

$$C_p = \left(\frac{dQ}{mdT} \right)_p \quad (56)$$

Utilizando la ecuación 1 y definiendo que el trabajo es función de la presión y el cambio de volumen se tiene

$$\delta Q = dU + PdV \quad (57)$$

Ya que la presión es constante, la expresión anterior se convierte en

$$\delta Q = d(U + PV) = dH \quad (58)$$

El nuevo término dH representa el incremento de entalpia experimentado por una muestra. Acorde a la ecuación 58, se puede vincular la entalpia específica “ i ” con la definición de C_p

$$C_p = \left(\frac{di}{dT} \right)_p \quad (59)$$

Empleando la relación 59 dentro de la ecuación 55 se tiene

$$\rho C_p d \int_A u_F T dA = q_p'' p dx \quad (60)$$

Parte de la integral anterior es la definición de la temperatura media o de bulto, utilizándola se concreta la deducción

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{q_p'' p}{A \rho C_p U_F} \quad (61)$$

Con esto se concluye que en un flujo interno hay un gradiente de temperatura proporcional al flujo de calor en la pared, o bien, la temperatura media cambia con relación a la longitud dx que recorre el fluido. Para simplificar la evaluación de las propiedades del flujo, se utiliza como criterio una temperatura media representativa, en esta se usan los valores de las temperaturas de entrada y salida [Bejan A., 1993]

$$T_m = \frac{1}{2} (T_{in} + T_{out}) \quad (62)$$

Como se ha visto, la tasa de transferencia de calor se calcula por medio del coeficiente promedio de transferencia de calor, el área de la superficie expuesta al fluido, y para el caso de un flujo interno se utiliza una diferencia de temperatura efectiva, que se identifica con el término “ ΔT_{ef} ” [Bejan A., 1993]

2.7 Diferencia de temperatura media logarítmica

La magnitud de la diferencia de temperatura efectiva depende de la variación que sufre una diferencia térmica local a través de la trayectoria del flujo. En cualquier tipo de flujo,

ya sea laminar o turbulento, esta cantidad debe tener un valor entre el ΔT a la entrada y el ΔT a la salida

$$\Delta T_{out} = T_B - T_{out} < \Delta T_{ef} < \Delta T_{in} = T_B - T_{in} \quad (63)$$

Dónde:

ΔT_{out} es la diferencia térmica entre la superficie y la salida del flujo.

ΔT_{in} es la diferencia térmica entre la superficie y la entrada del flujo.

Desde el punto de vista que analiza el arrastre de calor por el incremento de temperatura en un fluido, la ecuación 13 se reorganiza como

$$q_{cal} = \dot{m}C_p(\Delta T_{in} - \Delta T_{out}) \quad (64)$$

Para determinar la relación que hay entre los grupos $\dot{m}C_p$ y hA se utiliza la ecuación 61, donde el flujo de calor $q_p'' = h(T_B - T_m)$

$$\frac{dT_m}{(T_B - T_m)} = \frac{hp}{A\rho C_p U_F} dx \quad (65)$$

Al integrar la ecuación y resolver para el flujo de entrada donde $T_m = T_{in}$ cuando $x = 0$, y para la salida donde $T_m = T_{out}$ cuando $x = L$, se tiene

$$\ln\left(\frac{T_B - T_{in}}{T_B - T_{out}}\right) = \frac{hpL}{A\rho C_p U} \quad (66)$$

$$\ln\left(\frac{\Delta T_{in}}{\Delta T_{out}}\right) = \frac{hA}{\dot{m}C_p} \quad (67)$$

La diferencia de temperatura efectiva se obtiene cuando se elimina el grupo $\dot{m}C_p$ multiplicando la ecuación 67 con la 64

$$q_{cal} = \frac{hA(\Delta T_{in} - \Delta T_{out})}{\ln\left(\frac{\Delta T_{in}}{\Delta T_{out}}\right)} \quad (68)$$

La deducción que viene es evidente, se puede denominar al siguiente conjunto “diferencia media logarítmica ΔT_{lm} ”

$$\Delta T_{ef} = \frac{(\Delta T_{in} - \Delta T_{out})}{\ln\left(\frac{\Delta T_{in}}{\Delta T_{out}}\right)} = \Delta T_{lm} \quad (69)$$

Con esta conclusión, las ecuaciones 45 y 50 se convierten en

$$\sqrt{\bar{h}} = -B + \sqrt{B^2 + D\dot{m} \left(\ln\left(\frac{T_B - T_{in}}{T_B - T_{out}}\right) \right)} \quad (70)$$

$$\epsilon_0 \bar{h} = \left(\frac{\dot{m} C_p}{A_0} \right) \ln\left(\frac{T_B - T_{in}}{T_B - T_{out}}\right) \quad (71)$$

Dónde:

$$B = \frac{N(kA_c p)^{1/2}}{2A_B}$$

$$D = \frac{C_p}{A_B}$$

El análisis para el cálculo de $\bar{h}$ por las dos ecuaciones implica el uso de la consideración de aleta larga. Sin embargo, se necesita comparar el error de esta condición contra el caso de transferencia de calor en el extremo de la aleta.

2.8 Validación de las ecuaciones para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor

Si se comparan las dos ecuaciones para la transferencia de calor en los casos de aleta larga “ q_{b1} ” y extremo con transferencia de calor “ q_{b2} ”, 35 y 36 respectivamente, que son los efectos posibles, se aprecia como diferencia el factor de la tangente hiperbólica

$$q_{b1} = \theta_B (kA_c \bar{h} p)^{1/2}$$

$$q_{b2} = \theta_B (kA_c h p)^{1/2} \tanh \left[\left(\frac{\bar{h} p}{kA_c} \right)^{1/2} L_c \right]$$

Una relación para comprar estas dos expresiones es el cociente entre ellas. Se puede calcular una sobreestimación de la transferencia de calor en la aleta para el primer caso, en función del coeficiente promedio de transferencia de calor

$$\frac{q_{b1}}{q_{b2}} = \frac{1}{\tanh \left[\left(\frac{\bar{h}p}{kA_c} \right)^{1/2} L_c \right]} \quad (72)$$

El valor de la longitud característica de la aleta, “ L_c ”, está definido por

$$L_c = L + \frac{A_c}{p} \quad (73)$$

Dependiendo de la geometría del receptor calorimétrico y las propiedades del material se puede construir la FIGURA 2-3, que muestra la sobreestimación de q_{b1} para distintos incrementos en $\bar{h}$.

Se observa que para un valor de $\bar{h}$ igual a 1900 w/m²K la sobreestimación de la potencia transferida al fluido por una aleta con la condición de aleta larga es solo 2% superior que con la característica de transferencia de calor en el extremo. Este porcentaje se acerca a 1% al tener valores de 2500 w/m²K. Los resultados marcan la pauta para distinguir un límite donde los dos casos presentan una diferencia despreciable.

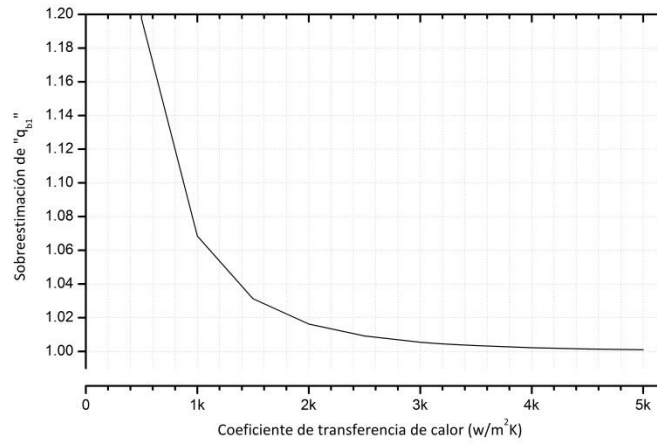


FIGURA 2-3 SOBREESTIMACIÓN DE q_{b1} EN FUNCIÓN DEL COEFICIENTE $\bar{h}$.

La potencia calorimétrica extraída por el sistema aleteado interno puede compararse utilizando la ecuación 37, generando de igual forma una sobreestimación para valores distintos de $\bar{h}$

$$\frac{q_{SA1}}{q_{SA2}} = \frac{N(kA_c \bar{h}p)^{1/2} + \bar{h}A_{0B}}{N(kA_c hp)^{1/2} \tanh \left[\left(\frac{\bar{h}p}{kA_c} \right)^{1/2} L_c \right] + \bar{h}A_{0B}} \quad (74)$$

Los resultados se muestran en la FIGURA 2-4.

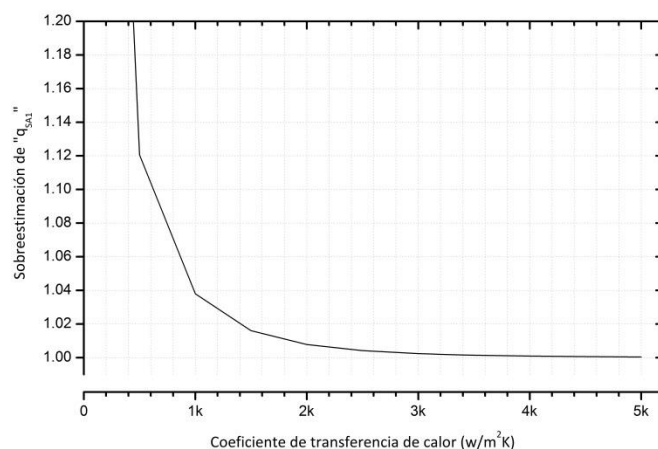


FIGURA 2-4 SOBREESTIMACIÓN DE q_{SA1} EN FUNCIÓN DE $\bar{h}$.

En este caso, se observa que para valores de $\bar{h}$ mayores a 1400 $\text{W/m}^2\text{K}$ decrece la sobreestimación de la transferencia de calor desde 2% hasta 1% para un valor de 1900 $\text{W/m}^2\text{K}$. Este porcentaje es menor para incrementos constantes en el $\bar{h}$. El significado práctico de este análisis se traduce en la necesidad de ajustar el valor de $\bar{h}$ obtenido con las ecuaciones 70 y 71. El ajuste sirve para conocer el valor real del coeficiente promedio de transferencia de calor, los porcentajes de ajuste se muestran en la FIGURA 2-5.

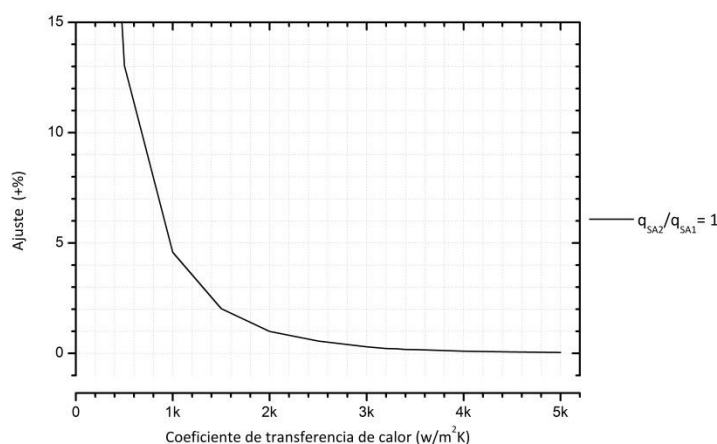


FIGURA 2-5 AJUSTE DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

La grafica refleja el ajuste del valor $\bar{h}$ en porcentaje. Como ejemplo, se ve que para un coeficiente calculado de 1000 $\text{W/m}^2\text{K}$ se debe aumentar el 4.5 % de este valor, en el caso de 2000 $\text{W/m}^2\text{K}$ solo es necesario incrementar el 1 %.

Los ajustes del 4.5 % en el margen de los 1000 $\text{w/m}^2\text{K}$ se deben a la participación que tienen las aletas en la transferencia de calor. Esta participación cambia conforme se aumenta el valor de $\bar{h}$, lo anterior se demuestra con la FIGURA 2-6.

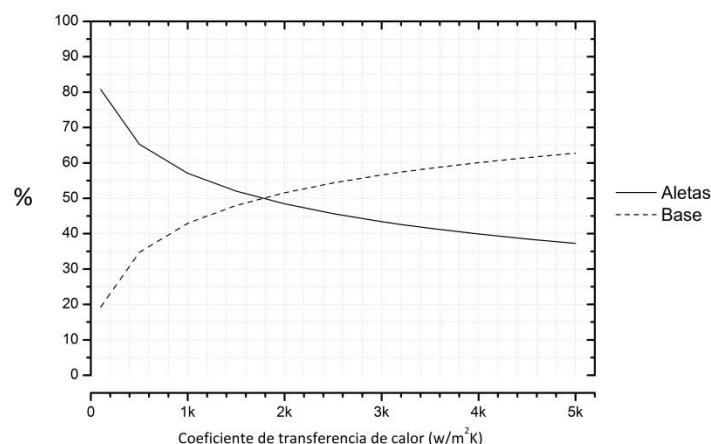


FIGURA 2-6 PORCENTAJE DE PARTICIPACIÓN DE ALETAS Y BASE EN FUNCIÓN DEL $\bar{h}$.

De los razonamientos anteriores, se concluye que como una primera aproximación es posible utilizar las ecuaciones generadas para el cálculo del coeficiente promedio de transferencia de calor. Otra deducción de la última gráfica es que la potencia que se transfiere al flujo por la base expuesta sin aletas gana participación conforme se incrementa el $\bar{h}$, por tal motivo los ajustes tienden a ser menores.

No obstante, los ajustes del 4.5% al 1% dentro de los 1000 a 2000 $\text{w/m}^2\text{K}$ no significan que se esté sobreestimando la potencia total transferida al flujo, simplemente se presenta una redistribución de la participación que tienen las aletas y la base, en la transferencia de calor total.

Con el conocimiento del $\bar{h}$ es posible evaluar el desempeño térmico del receptor calorimétrico ya que con este valor se calcula la eficacia de la superficie, la efectividad de la aleta, la eficiencia de la aleta y el número biot.

2.9 Numero de Biot.

El numero adimensional Biot es útil porque permite evaluar el gradiente térmico en estado estable o temporal de un sólido. Se puede definir el Bi como la relación entre la resistencia conductiva a través del material y la resistencia a la transferencia de calor por convección [Faghri A. et al, 2010]

$$Bi = \frac{R_{\text{conductiva}}}{R_{\text{convectiva}}} = \frac{\frac{L_{cp}}{kA_p}}{\frac{1}{hA}} = \frac{hL_{cp}}{k} \quad (75)$$

Dónde:

L_{cp} representa la longitud característica de la placa receptora.

A_p es el área de conducción de la placa.

Para este razonamiento se debe estimar que $A_p \approx A$, y longitud característica de la placa se designa como $L_{cp} = V/A$.

2.10 Temperatura en la placa receptora y pérdida de potencia hacia el ambiente.

Como se comentó con anterioridad, la temperatura de placa en el cualquier corte transversal se estima como la temperatura promedio en ese plano. Dada la ley de Fourier de transferencia de calor conductivo en una dimensión, el flujo de calor a través del sólido tiene la forma

$$q'' = k \frac{dT}{dx} \quad (76)$$

Para una superficie de área y espesor conocido la transferencia de calor que pasa a través de la placa es

$$q = kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (77)$$

En el caso del receptor calorimétrico $\Delta T = T_S - T_B$. Ya que la potencia calorimétrica es realmente la transferencia de calor que pasa de la superficie expuesta al flujo refrigerante a través del material, esto quiere decir que no se pierde hacia el ambiente, se establece

$$\dot{m}C_p(T_{out} - T_{in}) = kA \frac{T_S - T_B}{\Delta x_T} \quad (78)$$

El receptor tiene un espesor total $\Delta x_T = 0.01$ m desde la superficie hasta la base de las aletas, sin embargo el plano donde está siendo censada la placa se ubica a la mitad de este espesor. Por lo tanto, el Δx hacia el interior o hacia la superficie es de 0.005 m. No obstante, la misma cantidad de calor fluye por cualquier sección longitudinal del espesor. Por este motivo, es posible utilizar la ecuación 78 para ambas direcciones de la placa

$$\dot{m}C_p(T_{out} - T_{in}) = kA \frac{T_S - T_{PC}}{\Delta x} \quad (79)$$

$$\dot{m}C_p(T_{out} - T_{in}) = kA \frac{T_{PC} - T_B}{\Delta x} \quad (80)$$

Dónde:

T_{PC} es la temperatura promedio conocida a la mitad del espesor.

Estas ecuaciones son válidas cuando el $Bi \approx 1$ o $Bi \gg 1$, para un $Bi \ll 1$ la temperatura en la base interna T_B debe ser igual a T_S , que es la temperatura de la superficie externa. Esto se produce debido a un fenómeno denominado resistencia interna despreciable, el cual quiere decir que la resistencia por conducción a través del sólido es menor en magnitud que la resistencia convectiva. En este caso, el que no exista un gradiente en la placa no significa que no se presente un flujo de calor.

Para analizar las pérdidas que se producen por la interacción de la superficie externa del receptor con el ambiente se debe calcular el coeficiente de transferencia de calor.

En el caso de una placa plana existen las siguientes relaciones para calcular el Reynols, Nusselt promedio " $\overline{Nu}$ " y el coeficiente " $\bar{h}$ ", en un flujo laminar paralelo al plano [Incropera F. P., 1999]

$$Re_L = \frac{U_F L_P}{\nu} \quad (81)$$

$$\overline{Nu}_L = 0.664 Re_L^{1/2} Pr^{1/3} \quad (82)$$

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu}_L k_a}{L_P} \quad (83)$$

Dónde:

L_P es la longitud de la placa.

k_a es la conductividad térmica del aire.

Debido a que el $\bar{h}$ externo puede variar con la velocidad del viento, se hacen simplemente aproximaciones en función de la velocidad. Esto ayuda a calcular un porcentaje de perdidas asociadas con el flujo de calor total. En cuanto a las perdidas por radiación se emplea la ecuación 12.

2.11 Análisis temporal del receptor calorimétrico.

En muchas situaciones es oportuno considerar la variación de la temperatura con el tiempo, esto tiene relación con el cambio de energía interna de un sistema. Si la conductividad térmica del sólido es constante, la ecuación que rige el comportamiento en estado transitorio es

$$\frac{1}{\alpha_d} \frac{dT}{dt} = \nabla^2 T + \frac{q'''}{k} \quad (84)$$

Dónde:

$$\nabla^2 = \frac{d^2}{dx^2} + \frac{d^2}{dy^2} + \frac{d^2}{dz^2}$$

$$\alpha_d = \frac{k}{\rho c}; \text{ es la difusividad térmica del sólido.}$$

$$q''' \text{ es una fuente de calor interna.}$$

El análisis de la conducción de calor en transitorio puede darse de tres formas: como un sistema no dimensional, uno unidimensional o uno multidimensional. La simplificación para este problema es asumir el primer caso.

Suponiendo que la temperatura en el cuerpo es espacialmente uniforme dada su alta conductividad térmica se puede despreciar el término $\nabla^2 T$, método denominado “resistencia interna despreciable” [Faghri A. et al, 2010]. Se considera ahora a la placa receptora como un cuerpo de volumen V , que corresponde al sólido limitado desde la superficie externa hasta el plano base de las aletas. La placa se encuentra a una temperatura inicial T_i al tiempo $t = 0$ mientras es refrigerada por un fluido que tiene una temperatura T_f , donde $T_f \approx T_i$.

Al exponer el receptor al flujo de radiación solar concentrada de manera súbita la tasa neta de transferencia de calor es igual a la resta entre la entrada y salida de potencia

$$q = \eta q_T - \epsilon_0 \bar{h} A_0 (T_p - T_m) \quad (85)$$

Esta tasa de transferencia puede ser tratada como una fuente de calor dentro del volumen del material

$$q''' = \frac{q}{V} = \frac{\eta q_T - \epsilon_0 \bar{h} A_0 (T_p - T_m)}{V} \quad (86)$$

De estas dos afirmaciones la ecuación de conducción de calor se modifica como sigue

$$\rho c \frac{dT}{dt} = \frac{\eta q_T}{V} - \frac{\epsilon_0 \bar{h} A_0 (T_P - T_m)}{V} \quad (87)$$

Reorganizando la ecuación 87 e introduciendo el término que expresa un exceso de temperatura se obtiene una ecuación diferencial no homogénea de primer orden

$$\frac{d\theta}{dt} + \frac{\epsilon_0 \bar{h} A_0 \theta}{mc} = \frac{\eta q_T}{mc} \quad (88)$$

Para solucionarla es necesario utilizar el método del factor integrante. El desarrollo es el siguiente

$$P(t) = \frac{\epsilon_0 \bar{h} A_0}{mc} ; F(t) = \frac{\eta q_T}{mc} \quad (89)$$

$$\int_0^t P(t) dt = \int_0^t \frac{\epsilon_0 \bar{h} A_0}{mc} dt = \frac{\epsilon_0 \bar{h} A_0}{mc} t \quad (90)$$

$$\frac{d \left[e^{\left(\frac{\epsilon_0 \bar{h} A_0}{mc} t \right) \theta} \right]}{dt} = \frac{\eta q_T}{mc} e^{\left(\frac{\epsilon_0 \bar{h} A_0}{mc} t \right)} \quad (91)$$

Integrando los dos miembros de la ecuación se obtiene

$$e^{\left(\frac{\epsilon_0 \bar{h} A_0}{mc} t \right) \theta} = \frac{\eta q_T}{\epsilon_0 \bar{h} A_0} e^{\left(\frac{\epsilon_0 \bar{h} A_0}{mc} t \right)} + C \quad (92)$$

$$\theta = \frac{\eta q_T}{\epsilon_0 \bar{h} A_0} + C e^{-\left(\frac{\epsilon_0 \bar{h} A_0}{mc} t \right)} \quad (93)$$

Para encontrar el valor de la constante de integración C es necesario utilizar una condición inicial. Para ello, se establece que al tiempo $t = 0$ la temperatura de la placa receptora es igual a la temperatura del fluido; esto es, antes de que la radiación incida sobre la superficie. Por lo tanto

$$\theta = 0 \quad ; \quad t = 0 \quad (94)$$

$$C = -\frac{\eta q_T}{\epsilon_0 \bar{h} A_0} \quad (95)$$

Reacomodando toda la expresión se tiene

$$T_p = \frac{\eta q_T}{\epsilon_0 \bar{h} A_0} \left[1 - e^{\left(\frac{-t}{\tau}\right)} \right] + T_m \quad (96)$$

Dónde:

$$\tau = \frac{mc}{\epsilon_0 \bar{h} A_0} \text{ es el tiempo característico.}$$

El tiempo característico mide que tan rápido reacciona térmicamente un objeto con su ambiente. Ahora se cuenta con la ecuación 96, que rige el comportamiento de la placa receptora en estado transitorio. No obstante, queda pendiente el término T_m ya que también varía conforme el flujo absorbe potencia.

Es indispensable que se genere un análisis temporal sobre el calentamiento del refrigerante. El método es similar, se analiza el cambio de energía pero en este caso sobre el volumen de fluido dentro del receptor calorimétrico. Para esto, se hace el balance energético entre los flujos de calor entrantes y salientes

$$\rho C_p V \frac{dT}{dt} = \eta q_T + \dot{m}_{in} i_{in} - \dot{m}_{out} i_{out} \quad (97)$$

El uso de la entalpia explica el balance energético contemplando la cantidad de energía que entra con el fluido refrigerante y la cantidad de energía que es removida con el fluido que sale. Ya que $\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out}$, utilizando el concepto de calor específico a presión constate la ecuación se transforma en la siguiente

$$\rho C_p V \frac{dT}{dt} = \eta q_T - \dot{m} C_p (T_{out} - T_{in}) \quad (98)$$

$$\frac{d\vartheta}{dt} + \frac{\dot{m}}{m} \vartheta = \frac{\eta q_T}{m C_p} \quad (99)$$

La ecuación 99 tiene la forma de una ecuación diferencial no homogénea de primer orden, en este caso los factores $P(t)$ y $F(t)$ son distintos

$$P(t) = \frac{\dot{m}}{m} ; F(t) = \frac{\eta q_T}{m C_p} \quad (100)$$

Utilizando el método del factor integrante y la condición inicial se obtiene la solución del problema transitorio para la temperatura de salida del flujo

$$T_{out} = \frac{\eta q_T}{\dot{m} C_p} \left[1 - e^{\left(\frac{-t}{\tau_f}\right)} \right] + T_{in} \quad (101)$$

Dónde:

$\tau_f = \frac{m}{\dot{m}}$ es el tiempo característico para el calentamiento del flujo.

Ya es posible calcular T_m para cualquier tiempo, completando el cálculo de la ecuación 96

$$T_P = \eta q_T \left[\frac{\left(1 - e^{\left(\frac{-t}{\tau}\right)}\right)}{\epsilon_0 \bar{h} A_0} + \frac{\left(1 - e^{\left(\frac{-t}{\tau_f}\right)}\right)}{2\dot{m} C_p} \right] + T_{in} \quad (102)$$

El resultado final expresa el cambio temporal de temperatura en la placa receptora para un proceso de calentamiento, con este desarrollo se generaron las relaciones que describen los tiempos característicos del fluido y la placa.

Es importante señalar que el receptor calorimétrico es un dispositivo complejo térmicamente hablando, las condiciones operativas muy variables a las que trabaja impactan finalmente en el valor del coeficiente promedio de transferencia de calor, y este en todos los parámetros de evaluación. Por otra parte, se espera que durante el estado transitorio de calentamiento los cambios drásticos en las temperaturas del flujo y placa alteren el valor de $\bar{h}$, modificando con ello los tiempos característicos del sistema. No obstante, se considera más confiable evaluar el dispositivo calorimétrico dentro del estado estable, para lo cual las expresiones que se describieron funcionan adecuadamente.

Capítulo 3 **Diseño Experimental**

El capítulo describe a detalle las características geométricas del receptor calorimétrico, así como los aspectos que fueron considerados para llevar a cabo la campaña experimental. Se hace referencia a la instrumentación del dispositivo, explicando los motivos por los cuales fue conveniente realizarla de esta manera. Se explica el esquema de experimentación que muestra a los sistemas involucrados en la operación del HoSIER durante las pruebas. También se describe el diseño del experimento, en el cual se especifican las condiciones de cada prueba y sus alcances. Se describen los acabados que se aplicaron en la superficie del receptor calorimétrico y el blanco Lambertiano. Otro aspecto importante es la elección de la ubicación del receptor con respecto al sistema global de coordenadas del concentrador; se menciona el método empleado para ello. Así mismo, se define el proceso utilizado para medir la potencia proporcionada por el concentrador. Precisar este dato de manera correcta con una técnica práctica es de gran importancia para optimizar el trabajo operativo. Por último, se detalla el procedimiento experimental.

3.1 Receptor calorimétrico a escala.

El diseño del calorímetro a escala está basado en el concepto de aletas que se utilizó para diseñar el calorímetro propuesto para el CEToC. Se realizaron algunas modificaciones dentro de las cuales la geometría de las aletas y la cantidad de ellas son evidentes, no obstante se preservó la relación superficial interna en el receptor. Por otra parte, la distribución de entradas y salidas de flujo fue distinta. En la **FIGURA 3-1** se puede observar el receptor calorimétrico puesto a punto para su evaluación en el HoSIER.

En la superficie interna, la placa receptora cuenta con 81 aletas distribuidas de forma equidistante en un área de 0.04 m^2 . Estas tienen una sección transversal cuadrada de 56.25 mm^2 y una longitud de 31 mm, lo que deja un plano base de 0.035 m^2 e incrementa el área de contacto con el fluido a 0.11 m^2 . Estas características se distinguen en la **FIGURA 3-2**. En la parte externa del receptor el área total es de 0.0625 m^2 , propia de una forma cuadrada de 0.25 m de longitud por lado. De esta dimensión, un margen de 2.5 cm se

utiliza para la sujeción a una caja, utilizando 16 tornillos. A esta área externa se sobrepone un marco cuadrado de aluminio, empleado como referencia. Este limita la superficie expuesta del receptor a 0.04 m^2 .



FIGURA 3-1 RECEPTOR CALORIMÉTRICO A ESCALA PARA EVALUACIÓN EN EL HoSIER.

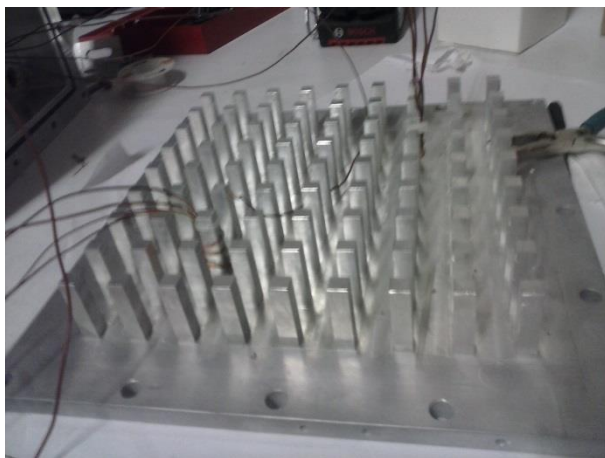


FIGURA 3-2 SUPERFICIE INTERNA ALETEADA.

La segunda pieza del dispositivo es la caja, la cual tiene una cavidad con un volumen de 1500 cm^3 . No obstante, el material de las aletas deja disponibles 1359 cm^3 para el fluido. La entrada de agua se ubica al centro de la pieza mientras los flujos de salida se distribuyen en 4 secciones, localizadas una en cada esquina. Las paredes de la cavidad tienen un grosor de 2.5 cm , en esta sección se colocan los 16 barrenos necesarios para sujetar el receptor y un sello hidráulico para evitar fugas. Esto se muestra en la **FIGURA 3-3**. A las perforaciones se les trabajó una cuerda estándar para insertar los conectores hidráulicos.

La división en el flujo de salida permite comparar la temperatura alcanzada en cada sección y con ello inferir si existen corrientes preferentes o estancadas. Sin embargo, con

motivo del balance energético, es indispensable reconectar las cuatro salidas para obtener un flujo de mezcla con el mismo gasto volumétrico que la entrada. Por ello, se utilizó manguera hidráulica y algunos conectores, FIGURA 3-4.

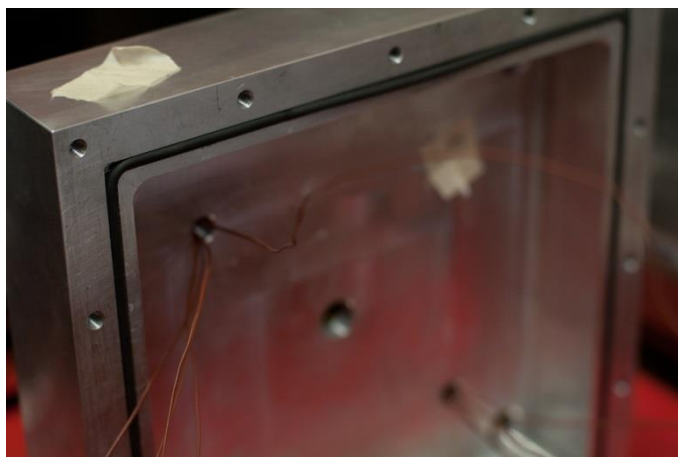


FIGURA 3-3 CAJA DEL RECEPTOR CALORIMÉTRICO.



FIGURA 3-4 FLUJOS DE SALIDA Y CONEXIONES HIDRÁULICAS PARA MEZCLADO.

3.2 Instrumentación del receptor calorimétrico.

El dispositivo se instrumentó atendiendo el aspecto térmico. Se colocaron en total 29 termopares tipo K, distribuidos en las zonas que se consideraron apropiadas. Para utilizar los sensores, primero se llevó a cabo una referenciación de los mismos con un pozo térmico; esto con la intención de verificar su correcto funcionamiento y por otra parte incluir el error registrado en un análisis de propagación de errores. Se expusieron a un ambiente de 20, 30, 40, 50, 60, 70 y 80 °C, las lecturas se adquirieron con un equipo Agilent modelo 34970A. En la FIGURA 3-5 se puede observar el pozo térmico en operación.



FIGURA 3-5 CALIBRACIÓN DE TERMOPARES CON UN POZO TÉRMICO.

Para conocer la temperatura promedio de la placa receptora se barrenaron seis pequeños orificios ubicados como se muestra en la FIGURA 3-6. Se asignó la etiqueta del 1 al 6 en dirección descendiente, en estas perforaciones se colocaron 6 termopares.

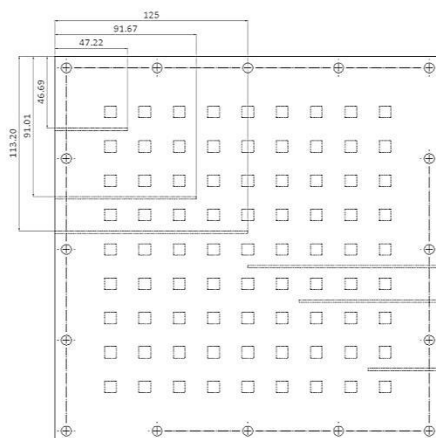


FIGURA 3-6 UBICACIÓN DE TERMOPARES EN LA PLACA RECEPTORA, VISTA FRONTAL AL CONCENTRADOR.

Dos aletas fueron instrumentadas colocando 5 termopares en cada una a lo largo de su longitud. La posición de los puntos censados fue 3, 6, 9, 18 y 31 mm, partiendo de la base. La última ubicación corresponde al extremo de la aleta. Se eligieron las que se encontraban a una distancia media entre la entrada y salida del fluido, como se muestra en la FIGURA 3-7, infiriendo que el flujo alcanza cierto desarrollo térmico en esa posición. El objetivo era conocer la distribución térmica que presentan, ya que se piensa que las puntas tendrán la temperatura media del flujo másico que circula dentro de la cavidad del calorímetro.

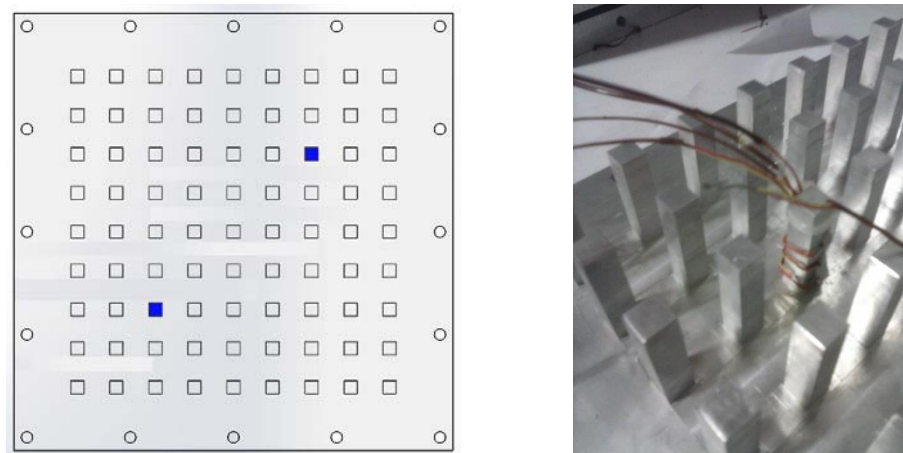


FIGURA 3-7 A) UBICACIÓN DE LAS ALETAS ELEGIDAS. B) INSTRUMENTACIÓN DE LA ALETA.

Así mismo se pensó en la temperatura del flujo interno. Por este motivo fueron colocados termopares en 2 pozos térmicos, a una distancia media entre la superficie base del receptor y la pared posterior de la cavidad. En la FIGURA 3-8 se observan estos dos termopares, aún con cintas para sujetarlos mientras termina el proceso de instrumentación del receptor y su armado final. Con esto se tienen cuatro puntos simétricos para promediar la temperatura media del fluido, dos de ellos se refieren a los extremos de las aletas.



FIGURA 3-8 POZOS TÉRMICOS DENTRO DE LA CAVIDAD DEL RECEPTOR.

En la parte externa de la pieza anterior se insertaron 4 termopares distribuidos simétricamente. Esto ayuda comprobar si la temperatura en esta zona podría ser un factor considerable de pérdida de calor hacia el ambiente, no obstante, toda la superficie no efectiva del calorímetro fue aislada. El conocimiento de este dato da una noción sobre la importancia del material de construcción; esto es, podría considerarse fabricar esta pieza de un sólido con conductividad térmica relativamente baja. En la FIGURA 3-9 se ven los

pequeños barrenos destinados a este efecto, están ubicados en la proximidad de los pozos térmicos.



FIGURA 3-9 BARRENOS PARA TERMOPARES EN LA ZONA POSTERIOR DE LA PIEZA DE CAVIDAD.

La cavidad cuenta con cuatro salidas distribuidas simétricamente. Por ello se instalaron termopares en cada una utilizando racores en las conexiones hidráulicas, lo cual permite distinguir si existen líneas de corriente preferentes dentro del calorímetro. A pesar de censar estos puntos, es prácticamente imposible realizar un balance energético correcto por el desconocimiento puntual del flujo másico en estas secciones.

En la técnica de calorimetría son necesarios los datos de temperatura en la entrada y salida de flujo y el gasto volumétrico. Por tal motivo se acoplaron las cuatro salidas a una sola, lo que permitió adquirir una temperatura de mezcla. Así mismo, se colocó un termopar a la entrada. En total fueron utilizados 6 termopares, estos se muestran en la FIGURA 3-10.



FIGURA 3-10 TERMOPARES A LA ENTRADA Y SALIDAS DE FLUJO.

Por último, se utilizó un termopar cerca del receptor calorimétrico para censar la temperatura ambiente. Este dato es indispensable para calcular las pérdidas de potencia hacia el exterior, provocadas por el diferencial térmico de la superficie con el ambiente.

También fueron utilizados sensores de presión para visualizar las condiciones operativas del sistema. Se contempló verificar un incremento en la presión por una eventual situación de generación de vapor. En la FIGURA 3-10 se observan los transductores instalados, uno fue colocado en la entrada de flujo y tres de ellos en salidas.

Los sensores fueron referenciados previamente para conocer sus constantes de calibración, lo cual se ve en la FIGURA 3-11. Sin embargo, estos instrumentos trabajan en rangos de 0 a 7 y de 0 a 21 bares, por lo tanto cambios pequeños de presión no pudieron apreciarse.



FIGURA 3-11 CALIBRACIÓN DE LOS TRANSDUCTORES DE PRESIÓN.

En general, lo que se describió en esta sección fue la instrumentación utilizada sobre el receptor calorimétrico. Aparte se emplearon diversos sistemas que en su conjunto integran el funcionamiento del HoSIER. Esto se explicará a continuación.

3.3 Esquema de experimentación.

En la realización de los experimentos dentro del HoSIER son empleados varios elementos de manera conjunta. Cada uno de ellos tiene un objetivo específico, sin el cual no podrían llevarse a cabo las pruebas. En la FIGURA 3-12 se muestran todos los sistemas implicados en el funcionamiento del HoSIER, los cuales se describen en seguida:

Concentrador: redistribuye la densidad del flujo radiativo que recibe del heliostato reflejándola hacia un punto focal de menor área. Esto lo logra por medio de un arreglo de

409 espejos cóncavos de primera superficie, los cuales están divididos en 5 grupos con distancias focales distintas [Pérez Enciso R., 2017].

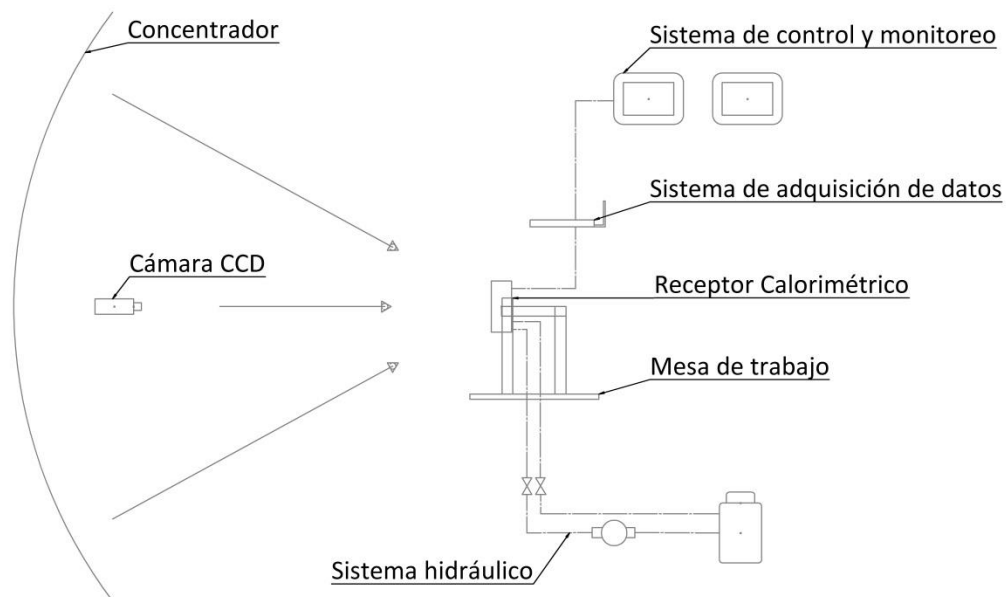


FIGURA 3-12 ESQUEMA GENERAL DE EXPERIMENTACIÓN.

Mesa: se tiene esta plataforma con desplazamiento milimétrico en tres direcciones. Es posible montar equipos para experimentación con un peso no mayor a 250 Kg [Pérez Enciso R., 2017].

Sistema hidráulico: es utilizado para refrigerar los dispositivos experimentales. En este caso el gasto volumétrico se emplea con un fin calorimétrico. Cuenta con dos tanques de almacenamiento, uno de retorno y otro de alimentación. Se utiliza una bomba centrífuga para enviar agua a la zona de experimentación. El flujo es regulado por una electroválvula de bola controlada desde la computadora central. El sistema tiene integrado un flujometro de coriolis. Las terminales finales tienen conectores para manguera.

Sistema de adquisición de datos: se utiliza equipo adquisidor en una colocación fija, como el CompactRIO ubicado en la mesa de trabajo, o bien móviles que utilizan tecnología inalámbrica. En ambos casos, los sensores son conectados a tarjetas analógicas que son insertadas en estos adquirentes. Los datos recibidos por este medio son enviados al software de control y visualizados en tiempo real.

Sistema de control y monitoreo: se compone de una computadora y un software de programación SCADA (Supervisory Control And Data Acquisition) que controla todos los sistemas del HoSIER; esto es, seguimiento y ajuste del heliostato, levantamiento o cierre de la cortina, apertura gradual del atenuador, movimiento de la mesa de trabajo,

funcionamiento del sistema hidráulico, captura de imágenes con cámara CCD o termográfica, visualización de la operación en cuatro pantallas, registro de los procesos experimentales y distintos programas de apoyo. Todo el software es basado en la plataforma Labview de National Instruments.

Cámara CCD: Es un dispositivo de captura de imagen digital que funciona mediante sensores CCD (charge coupled device). La respuesta del sensor de la cámara es linealmente dependiente a la intensidad luminosa. Una consideración importante para su uso son las propiedades ópticas del receptor: para que la imagen pueda ser captada de manera más fiel la superficie del material debe ser difusa; esto es, que la distribución de la componente reflejada sea próxima a hemisférica, eliminando así un comportamiento especular. A esto se le denomina pantalla “Lambertiana” [Licurgo Pedraza J., 2012].

Receptor Calorimétrico: es el dispositivo bajo estudio que tiene como objetivo medir la potencia del sistema de concentración.

3.4 Diseño experimental.

Una vez que se definieron los objetivos del proyecto, el esquema general y la instrumentación requerida, se debe estructurar la campaña experimental con el fin de cubrir los alcances propuestos. Para ello se dividieron las pruebas de la siguiente manera:

Experimento 1:

- Superficie con acabado de sandblasting.
Se utilizaron tres flujos máscicos distintos, 4, 6 y 7.8 litros por minuto. Para cada uno se expuso el receptor a 6 porcentajes de apertura, 10, 20, 40, 60, 80 y 100 %, obteniendo así distintos valores en la potencia de entrada. Para cada prueba fueron tomadas imágenes con la cámara CCD.

Experimento 2:

- Superficie con acabado de Zynolite.
Se utilizaron tres flujos máscicos distintos, 4, 6 y 8 litros por minuto. En este caso las primeras pruebas que se llevaron a cabo para cada flujo fueron con aperturas en el atenuador de 10, 20 y 40 %. La intención fue cuidar el receptor ya que la absortancia de la superficie se incrementó.
Posteriormente, se realizaron pruebas con aperturas de 60, 80 y 100 % únicamente para el gasto volumétrico de 8 lts/min. Se obtuvieron imágenes CCD para las pruebas realizadas.

Durante la campaña experimental fueron registrados los datos de la instrumentación, el valor del caudal de agua y la medida del DNI de la estación solarimétrica ubicada en el instituto, también se empleó un pirheliómetro externo como unidad comparativa.

3.5 Tratamiento superficial del receptor.

Una parte importante del proyecto radica en las propiedades ópticas del receptor. Por un lado es necesaria una superficie difusa que refleje de forma hemisférica. También es útil para el trabajo incrementar la absorptancia de la superficie receptora.

El primer punto se consigue mediante la técnica denominada “Sandblasting”. Esta consiste en un baño de arena a presión proyectada sobre la superficie. En la FIGURA 3-13 se ve la diferencia que marca el tratamiento entre la zona receptora y el costado del calorímetro.



FIGURA 3-13 SUPERFICIE TRATADA CON SANDBLASTING.

El segundo problema se ataca adhiriendo un depósito de pintura de alta absorptancia a la superficie del receptor. Para esto se eligió la pintura Zynolite, que tiene una absorptancia del 96.5 % [Ballestrin J. et al, 2003] y es utilizado para altas temperaturas. El proceso de recubrimiento consistió en 4 depósitos. Entre cada uno fue retirado el exceso de pintura con ayuda de aire comprimido. El resultado se ve en la FIGURA 3-14. Una característica positiva de este recubrimiento fue la conservación del acabado difuso en la superficie.

En el blanco Lambertiano, que es uno de los elementos para medición de potencia, se reparó la superficie para obtener nuevamente una propiedad difusa. Esto se logró recubriendo con un esmalte blanco mate. El aumentar el rechazo de la radiación incidente se debe a las posibilidades de refrigeración de este dispositivo, ya que su finalidad es simplemente conocer la distribución del flujo radiativo. La FIGURA 3-15 muestra a la pantalla lambertiana.

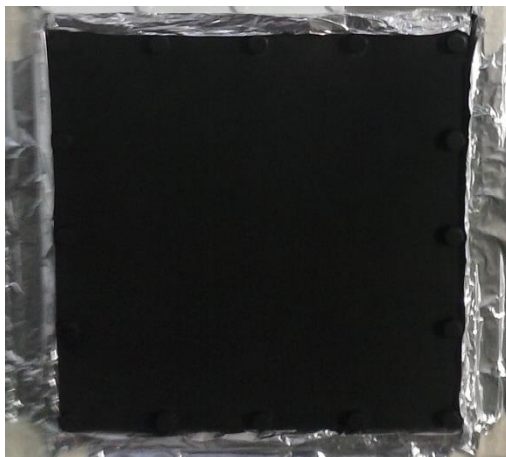


FIGURA 3-14 RECEPTOR ESMALTADO CON ZYNOLITE.

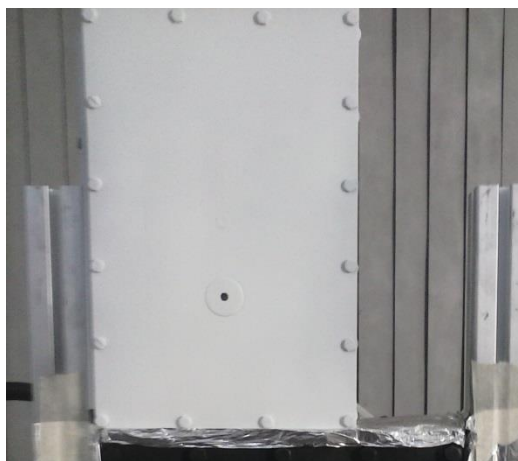


FIGURA 3-15 BLANCO LAMBERTIANO.

3.6 Ubicación del receptor calorimétrico.

Ya que el spot en el foco del sistema de concentración tiene un diámetro de 0.072 m, considerando un 95 % de potencia incidente [Pérez Enciso R., 2015], es necesario ajustar la ubicación del receptor. Con esto se incrementa el área de incidencia y se utiliza una mayor proporción de la superficie receptora.

Para esto se realizaron unas pruebas de ubicación, estas consistieron en tomar imágenes con la cámara CCD desplazando el receptor calorimétrico un centímetro por captura. Fue necesario que las condiciones de radiación solar directa se mantuvieran completamente estables a pesar de que el ejercicio se hizo con rapidez. Los resultados se observan en la FIGURA 3-16.

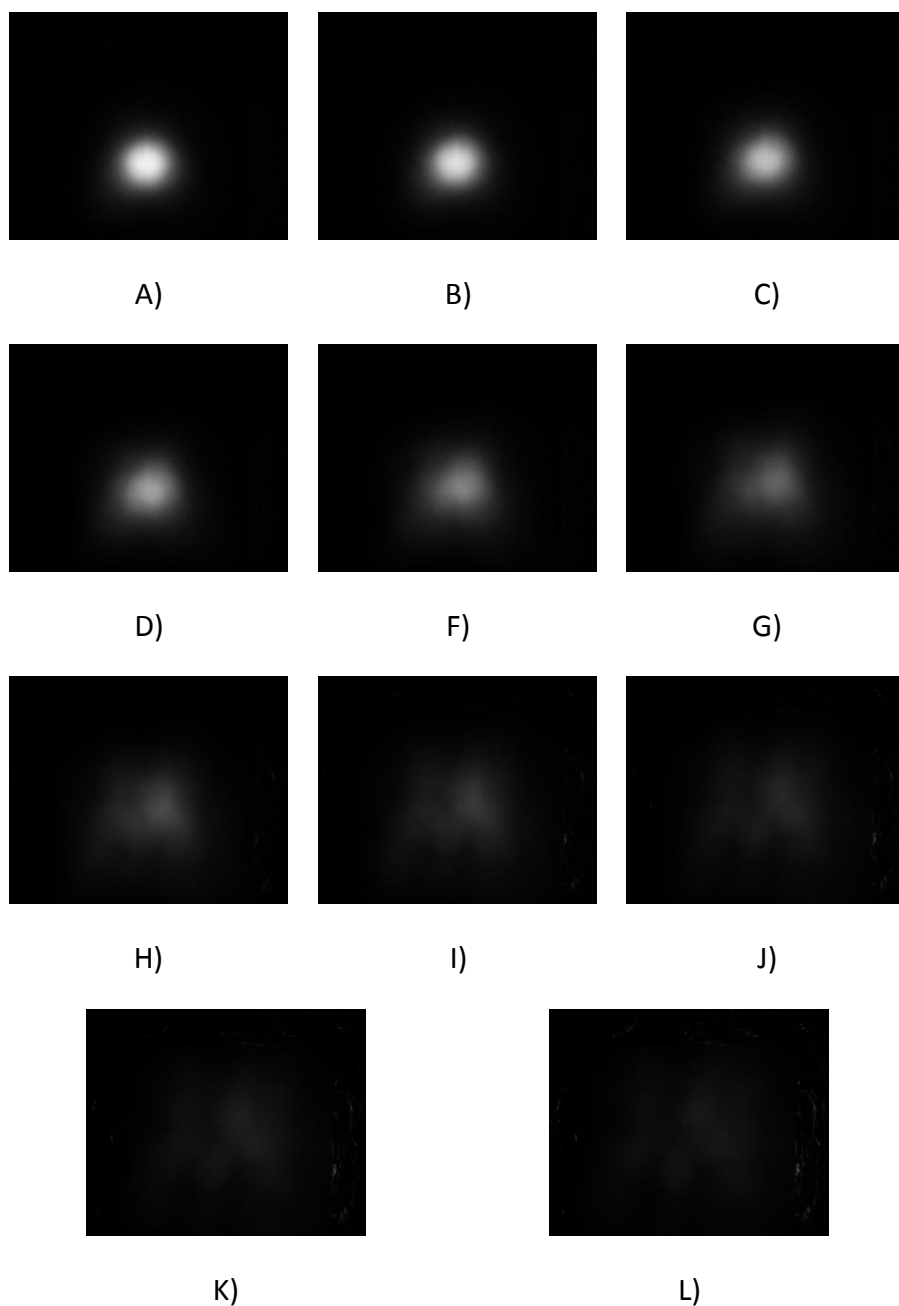


FIGURA 3-16 CONJUNTO DE IMÁGENES DE DISTRIBUCIÓN RADIATIVA SOBRE LA SUPERFICIE A DIEZ DISTANCIAS DEL PUNTO FOCAL: A) 0 CM; B) 1 CM; C) 2 CM; D) 3 CM; F) 4 CM; G) 5 CM; H) 6 CM; I) 7 CM; J) 8 CM; K) 9 CM; L) 10 CM.

De acuerdo con los perfiles obtenidos, se tomó la decisión de colocar la superficie del receptor a 6 cm del punto focal. En esta posición se garantiza que el área efectiva de transferencia de calor sea lo más próxima a 0.04 m^2 , sin que existan pérdidas por desbordamiento.

De 7 cm en adelante se logran observar reflejos en el marco de papel aluminio. Esto indica que parte de la potencia suministrada por el concentrador no podrá ser cuantificada en el balance energético, por lo tanto se descartan estas posiciones.

3.7 Cálculo de la potencia suministrada por el concentrador.

Para calcular la potencia incidente durante las pruebas experimentales primero es necesario medir el factor de horno "FH" [Pérez Enciso R., 2015], que es un parámetro operativo del sistema de concentración. Para esto se utilizan como instrumentos el Gardon y el blanco Lambertiano, el primero de ellos mide la densidad de flujo radiativo de manera puntual, el segundo es empleado como una superficie difusa para tomar imágenes con la cámara CCD.

El método a seguir es el siguiente:

1. Colocar el dispositivo en el punto focal y centrar el Gardon en el spot.
2. Refrigerar el Gardon y el blanco lambertiano.
3. Iniciar la plataforma en labview para medir el factor de horno.
4. Abrir el atenuador al 5 %.
5. Ajustar el obturador de la cámara para establecer un rango dinámico en el nivel de grises.
6. Tomar la imagen.
7. Registrar los datos de potencia máxima, potencia real, radiación directa, flujo radiativo y factor de horno para esta apertura.
8. Realizar nuevamente los pasos 6 y 7 con aperturas de 10, 15 y 20 % si la radiación directa tiene valores mayores a 800 w/m^2 . Para cantidades menores es posible abrir más el atenuador, esto evita estropear la pintura del blanco lambertiano.
9. Cerrar el atenuador.
10. Detener la refrigeración del dispositivo.

Los resultados del proceso se observan en la FIGURA 3-17. El FH refleja las obstrucciones o sombras sobre el concentrador y la suciedad de los espejos, es por ello que no se considera variable en un periodo pequeño de tiempo. No obstante, fue medido los días en los que se realizaron pruebas.

El cálculo de la potencia incidente se determina multiplicando el FH por la potencia máxima ideal, que es una constante con valor de 38.47 kW correspondiente a una radiación directa de 1000 w/m^2 , por el porcentaje de apertura del atenuador dividido entre 100 y por la radiación directa del momento. Por esta razón el DNI se adquiere todo el tiempo durante la experimentación.

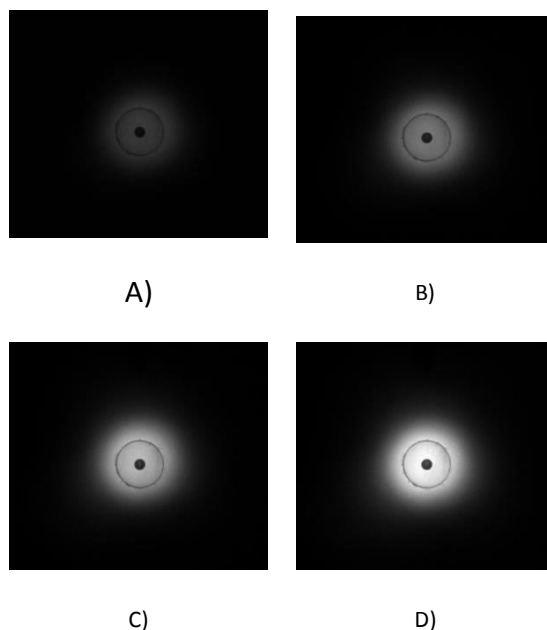


FIGURA 3-17 CONJUNTO DE IMÁGENES CAPTURADAS AL MEDIR EL FACTOR DE HORNO. A) APERTURA = 5 %, DNI = 788 W/M^2 , FLUJO = 345 KW/M^2 , F.H. = 0.31; B) APERTURA = 10 %, DNI = 787 W/M^2 , FLUJO = 699 KW/M^2 , F.H. = 0.31; C) APERTURA = 15 %, DNI = 787 W/M^2 , FLUJO = 1078 KW/M^2 , F.H. = 0.32; D) APERTURA = 20 %, DNI = 788 W/M^2 , FLUJO = 1458 KW/M^2 , F.H. = 0.32.

3.8 Procedimiento experimental.

Una correcta estructura del proceso experimental es esencial para llevar a cabo las pruebas eficaz y eficientemente. Es por ello que se enlistan las actividades relevantes y se organizan de forma secuencial:

1. Revisar y comenzar la bitácora de operación.
2. Encender el sistema de control y monitoreo.
3. Energizar el Heliostato.
4. Iniciar la plataforma SCADA.
5. Verificar la comunicación de los distintos sistemas al control central.
6. Verificar los niveles de agua en los tanques de alimentación.
7. Verificar toda conexión del receptor calorimétrico y su estado.
8. Asegurar el área de trabajo, externa e interna.
9. Iniciar el seguimiento solar con el Heliostato y su ajuste con mirilla.
10. Ubicar el blanco Lambertiano y el Gardon en el punto focal.
11. Refrigerar los instrumentos del punto 10.
12. Abrir la cortina del HoSIER.
13. Realizar el procedimiento para medir el factor de horno. Esto incluye variación en apertura del atenuador, captura de imágenes y registro de datos.

14. Cerrar atenuador y detener la refrigeración.
15. Ubicar el receptor a 6 cm del punto focal sobre el eje X de la mesa.
16. Establecer las condiciones de refrigeración en el receptor deseadas para la prueba.
17. Realizar las pruebas experimentales pertinentes. Esto incluye variación en apertura del atenuador, cambio de flujos, captura de imágenes.
18. Cerrar atenuador.
19. Cerrar cortina.
20. Detener alimentación de agua.
21. Mandar a posición de descanso el heliostato.
22. Supervisar el registro de datos.
23. Cerrar el sistema de control.
24. Cortar la energía eléctrica al heliostato.
25. Inspeccionar el estado del receptor calorimétrico y las conexiones.

Capítulo 4 **Análisis de Resultados Experimentales**

El capítulo contiene un análisis de los resultados obtenidos con las campañas experimentales realizadas en dos periodos. El primero contempla las pruebas llevadas a cabo durante los días 20, 21 y 22 de enero del 2015 con un tratamiento superficial de Sandblasting. En el segundo se aplicó pintura Zynolite para mejorar la absorción del receptor, las pruebas se realizaron los días 19, 20 y 21 de febrero del 2015.

Se comienza por explicar el comportamiento de las potencias incidente y calorimétrica, esto para la serie de pruebas efectuadas con una condición de flujo de 7.8 litros por minuto. Posteriormente, se enfoca el análisis en una apertura para puntualizar el desempeño del calorímetro en las partes censadas. Se procede con una descripción paramétrica del funcionamiento del dispositivo para ambos tratamientos superficiales, analizando el cambio de temperatura de la placa a consecuencia, el cambio en el flujo de agua, el diferencial de temperatura del flujo y la potencia incidente. Después se realiza un análisis estadístico para conocer la eficiencia global del dispositivo. Más adelante se profundiza en el desempeño de la superficie aleteada, se incluyen otros parámetros de evaluación como lo son la eficacia de la superficie, la efectividad de la aleta y la eficiencia total de la superficie interna. Para calcularlos se debe conocer el coeficiente promedio de transferencia de calor en cada prueba. En otro apartado se analiza temporalmente el incremento de temperatura en el flujo de salida y en la placa. Previamente se valida el método de resistencia interna despreciable, con la magnitud del número de Biot. En seguida se valoran las pérdidas al ambiente provocadas por efecto convectivo y radiativo.

4.1 Síntesis de resultados generales: flujo 7.8 litros por minuto.

En esta sección se presentan los resultados de las pruebas realizadas con el tratamiento de sandblasting y una condición de gasto volumétrico de 7.8 litros por minuto. Debido a condiciones meteorológicas estos experimentos fueron llevados a cabo en los días 20 y 22 de enero del 2015. Se trabajó con aperturas en el atenuador de 10, 20, 40, 60, 80 y 100 %, las cuales proporcionaron una potencia incidente de 1002, 1867, 3864, 5556, 10027 y 12379 watts respectivamente. Es pertinente señalar que la electroválvula del sistema de

refrigeración dificulta el control preciso del flujo de agua por ser de tipo esfera. Por ello se mantuvo una estricta revisión durante la operación, corrigiendo los desfases que se presentaron. El resultado de este esfuerzo fue una desviación estándar de 0.2 litros por minuto, un valor considerado suficientemente pequeño para los propósitos del estudio.

Al ser colocada la superficie receptora fuera del punto focal es lógico que el spot de radiación se distorsione. Como se verá adelante, esto provoca efectos notables en la distribución de temperatura del receptor y la dinámica térmica del fluido. Por consiguiente es útil conocer esta nueva distribución de flujo radiativo, para lo cual se tomaron imágenes utilizando la cámara CCD. Esto se muestra en la **FIGURA 4-1**.

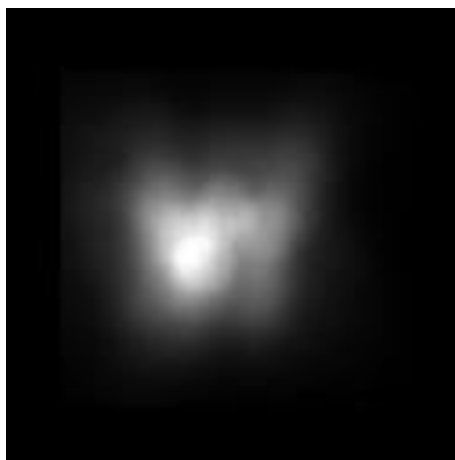


FIGURA 4-1 DISTRIBUCIÓN DEL FLUJO RADIATIVO SOBRE LA SUPERFICIE, ESCALA DE GRISES.

4.1.1 Potencia calorimétrica y total.

En la **FIGURA 4-2** se muestran los registros de la potencia total incidente sobre el receptor y la potencia calorimétrica. Estos resultados tienen una duración total de 2700 segundos, los cuales comprenden las 6 pruebas experimentales realizadas a distintas aperturas del atenuador. Como se mencionó, por cuestiones meteorológicas la misma condición de flujo refrigerante se llevó a cabo en dos días distintos.

De los resultados se infiere que la eficiencia global del receptor calorimétrico está al margen del 50 %, no obstante este valor será cuantificado de manera precisa en una sección siguiente. También se destaca que la duración de cada prueba fue suficiente para observar el proceso creciente y decreciente de la potencia calorimétrica, así como el periodo de estabilidad. Con esto se garantizó generar un criterio correcto para obtener los valores de todos los sensores en el estado estable. Otra característica que muestra la gráfica es la dependencia de la potencia total incidente a los niveles de radiación directa del momento.

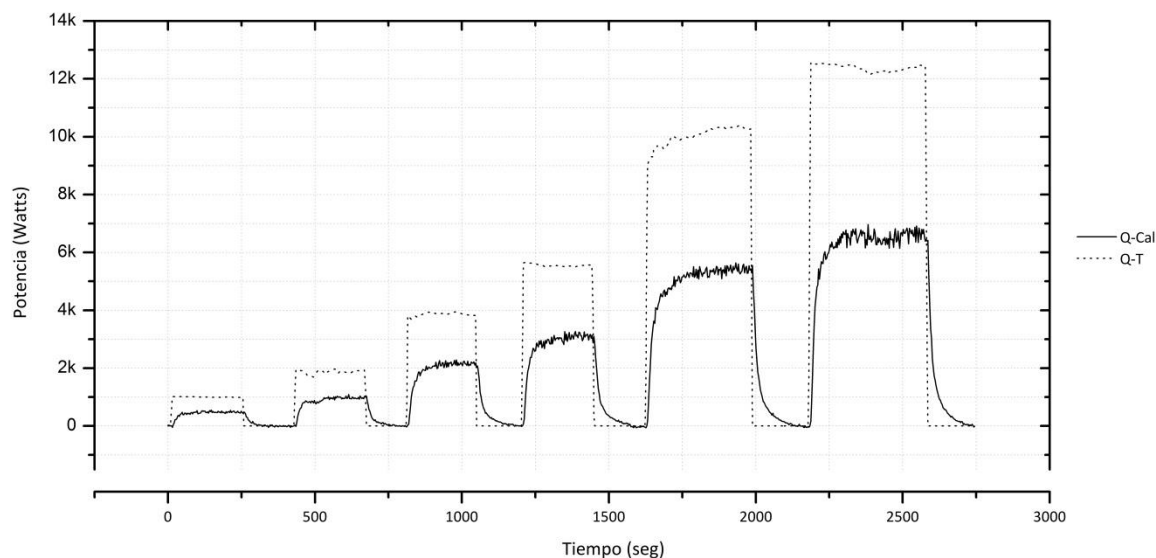


FIGURA 4-2 POTENCIA CALORIMÉTRICA Y TOTAL EN LA SERIE DE PRUEBAS A UN FLUJO DE 7.8 LITROS POR MINUTO.

Para ser más específico en la explicación de los resultados experimentales de esta sección, se selecciona una sola prueba. Esta es la realizada con una apertura del 60 % en el atenuador. La potencia promedio incidente obtenida durante el periodo de exposición fue de 5563 watts.

4.1.2 Temperatura de placa.

La temperatura en la placa fue censada por 6 termopares. De la FIGURA 4-3 se deduce que la distribución térmica no es uniforme. Esto se debe en principio a la distribución de flujo radiativo incidente sobre la superficie.

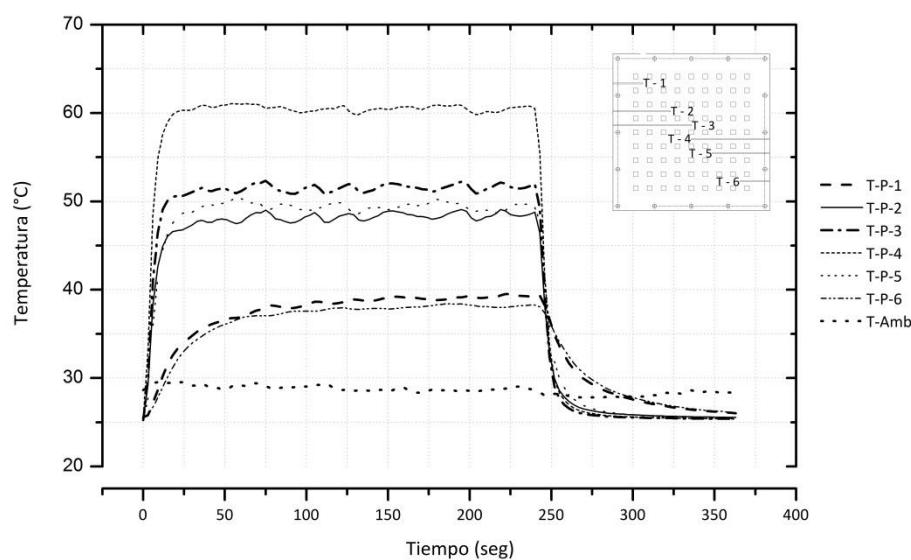


FIGURA 4-3 TEMPERATURA DE PLACA, CONDICIONES: FLUJO 7.8 Lts/MIN, Q= 5563 W.

Los sensores que registraron mayor temperatura fueron los de la zona central, el T-P-3 y el T-P-4, siendo el segundo el de máximo valor ubicándose arriba de los 60 °C. Los demás termopares registran temperaturas menores, llegando a 38 °C para el menor de ellos.

Otro dato que se observa en la gráfica es la temperatura ambiente, la cual se situó sin gran fluctuación alrededor de los 28 °C. La duración de esta prueba fue de 246 segundos, o bien 4.1 minutos, entre la apertura y cierre del atenuador.

4.1.3 Temperatura de agua.

Con relación a la temperatura del agua se pueden hacer dos análisis, uno sobre los 4 flujos de salida y otro sobre los datos obtenidos de la temperatura de mezcla. Para el primer caso se tiene la FIGURA 4-4. En esta se observan temperaturas distintas en las cuatro secciones de salida, con base en el conocimiento de la distribución de flujo radiativo se pueden hacer ciertas deducciones.

El valor de T-Out-4 es de 32 °C, el máximo registrado, a la vez se tiene un mínimo de 28 °C para T-Out-1. Si se revisa la FIGURA 4-1 es evidente como coinciden estas temperaturas con las zonas donde incide más y menos radiación respectivamente. En esta grafica también se distingue un pequeño retraso en el incremento térmico del agua. Así mismo, se observan los transitorios de calentamiento y enfriamiento del flujo.

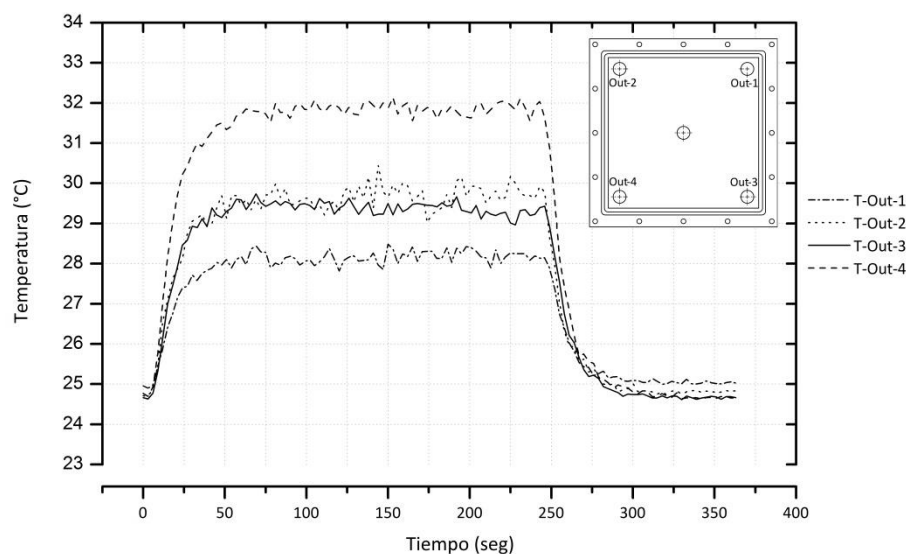


FIGURA 4-4 TEMPERATURA DE LOS FLUJOS DE SALIDA, CONDICIONES: FLUJO 7.8 LTS/MIN, Q= 5563 W.

La FIGURA 4-5 corresponde al registro de la temperatura de mezcla y de entrada del flujo. Esta última se acerca a 25 °C, la primera muestra un crecimiento temporal que alcanza los 30.5 °C en estado estable. Esta cantidad puede compararse con las temperaturas de los 4

flujos de salida, el valor efectivo de la temperatura de mezcla está entre los 32 °C y los 28 °C que registran los termopares T-Out-4 y T-Out-1 respectivamente.

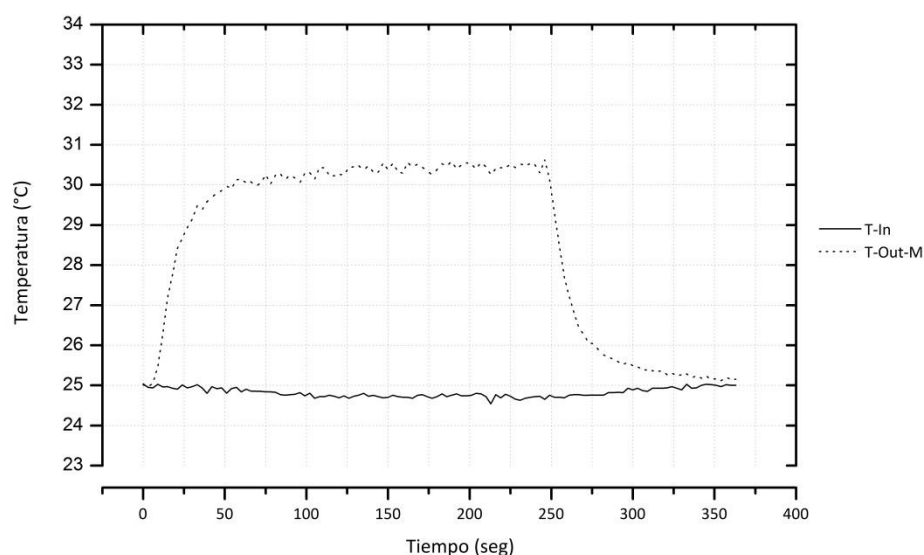


FIGURA 4-5 TEMPERATURA DE MEZCLA, CONDICIONES: FLUJO 7.8 LTS/MIN, Q= 5563 W.

Un patrón característico detectado en todas las pruebas fue que el promedio de temperatura de las 4 salidas es similar a la temperatura de la mezcla en estado estable. A pesar de esto, no se puede asegurar que el flujo másico sea el mismo en las 4 salidas.

4.1.4 Temperatura de aletas.

Durante las pruebas experimentales se registraron los datos que corresponden a las dos aletas instrumentadas. La distribución térmica de estas superficies extendidas comparte una relación estrecha con la distribución del flujo radiativo. Esto se puede corroborar comparando la FIGURA 4-6 y la FIGURA 4-7 contra la FIGURA 4-1.

En la FIGURA 4-6 se observan los estados transitorio y estable de las temperaturas puntuales de la aleta ubicada en la zona inferior del receptor. El valor de la temperatura disminuye como función de la longitud. En esta prueba se tiene un máximo de 55 °C para el punto a 3 mm de distancia de su base, a los 18 mm este valor decae hasta los 37.5 °C y en el extremo se registran cerca de 34 °C. A poco más de la mitad de la aleta se presenta una reducción del 80 % en la temperatura. Esta conclusión se confirma con un análisis similar para todas las pruebas experimentales, lo cual conduce a buscar posibles métodos para optimizar el diseño de la aleta.

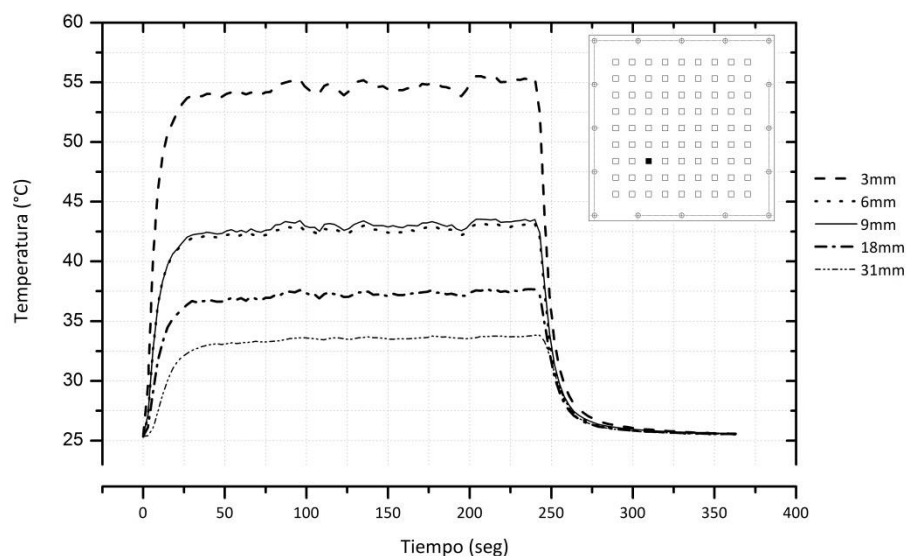


FIGURA 4-6 DISTRIBUCIÓN TÉRMICA DE LA ALETA INFERIOR, CONDICIONES: FLUJO 7.8 LTS/MIN, $Q = 5563$ W.

La FIGURA 4-7 muestra los resultados que se obtuvieron de la aleta superior. Se observa que los valores de temperatura registrados por los termopares son drásticamente menores. Por ejemplo, para el punto a 3 mm se alcanzaron 35 °C mientras a 18 mm se llegó a 30 °C, en el extremo la diferencia es menor, en este caso se tiene un registro de 28 °C. En cuanto a la reducción de temperatura, todos los experimentos arrojan resultados mayores al 75% en los primeros 18 mm.

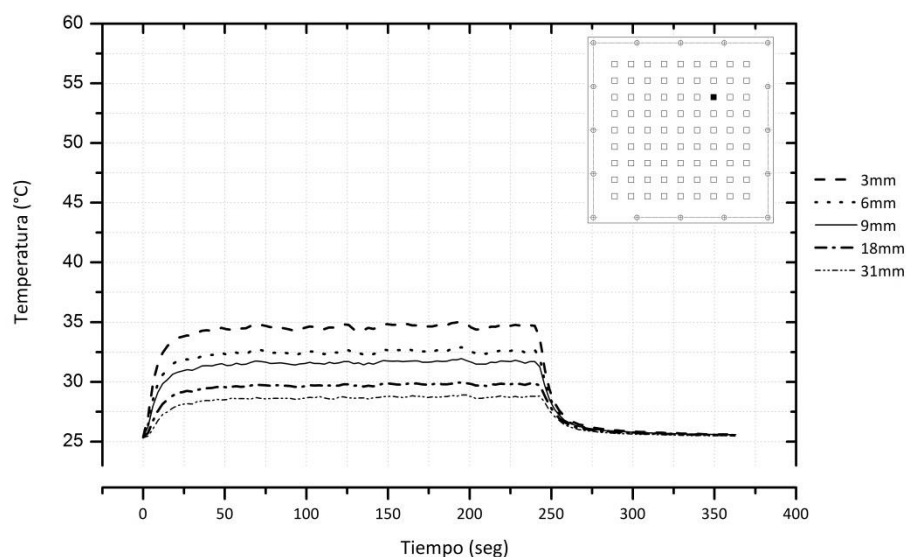


FIGURA 4-7 DISTRIBUCIÓN TÉRMICA DE LA ALETA SUPERIOR, CONDICIONES: FLUJO 7.8 LTS/MIN, $Q = 5563$ W.

Por otro lado, en la FIGURA 4-8 se ve la diferencia de temperatura que existe entre los extremos de las aletas instrumentadas y los flujos de salida cercanos a ellas, los cuales son

T-Out-1 y T-Out-4. En ambos casos se observan los estados transitorio y estable para cada temperatura medida. En el estado estable, para el primer par de datos cercanos el gradiente es pequeño, 0.5 °C, mientras que el segundo par tiene una diferencia de 1.5 °C.

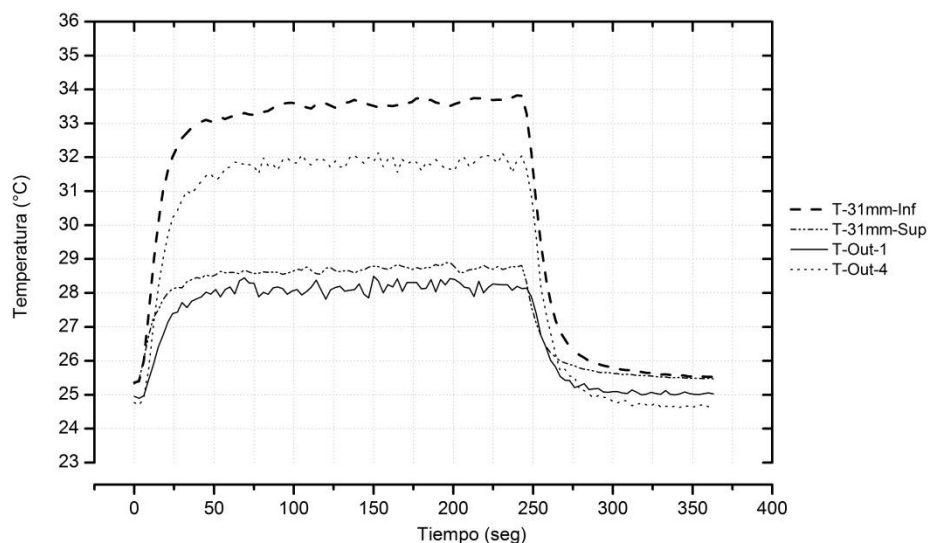


FIGURA 4-8 TEMPERATURA DE ALETAS Y FLUJOS DE SALIDA PRÓXIMOS, CONDICIONES: FLUJO 7.8 LT/MIN, Q= 5563 W.

Estos resultados son propios de las condiciones impuestas en esta prueba, ya que las diferencias dependen del esfuerzo térmico del sólido. Con base en esto, se concluye que existe transferencia de calor en los extremos de las aletas.

En resumen, los resultados de esta prueba muestran algunos aspectos sobre el funcionamiento del receptor calorimétrico. Se puede mencionar que la distribución de flujo radiativo es un factor muy relevante en los resultados y actúa de manera puntual.

Siendo así, se tienen dos opciones para conocer correctamente la temperatura promedio de placa. Con la instrumentación instalada el flujo de radiación debe ser uniforme sobre la superficie del receptor, o bien, para una distribución irregular es recomendable emplear una cantidad mayor de termopares.

La distribución térmica de las aletas es función de su longitud. Esta puede ser optimizada considerando la reducción de temperatura que se presenta en los primeros 18 mm. Al presentar un flujo de calor en el extremo se debe hacer uso de las correcciones propuestas en el capítulo 2. Estas sirven para calcular con mayor aproximación el coeficiente promedio de transferencia de calor.

4.2 Desempeño térmico del receptor calorimétrico.

Con base en los resultados experimentales se puede describir el desempeño térmico del receptor calorimétrico. Los primeros análisis sobre el comportamiento del dispositivo se hicieron sobre el estado estable. Para esto, las pruebas abarcaron un amplio margen de tiempo entre la apertura y el cierre del atenuador, garantizando así una certidumbre en los datos de estabilidad. Una parte fundamental fue establecer un criterio para ponderar el valor promedio de la región estable en cada punto censado.

Se dividió la duración de la prueba en cuatro fracciones, partiendo de la apertura y terminando en el cierre del atenuador. La última fracción se utilizó para promediar la serie de datos registrados, esto se muestra en la FIGURA 4-9.

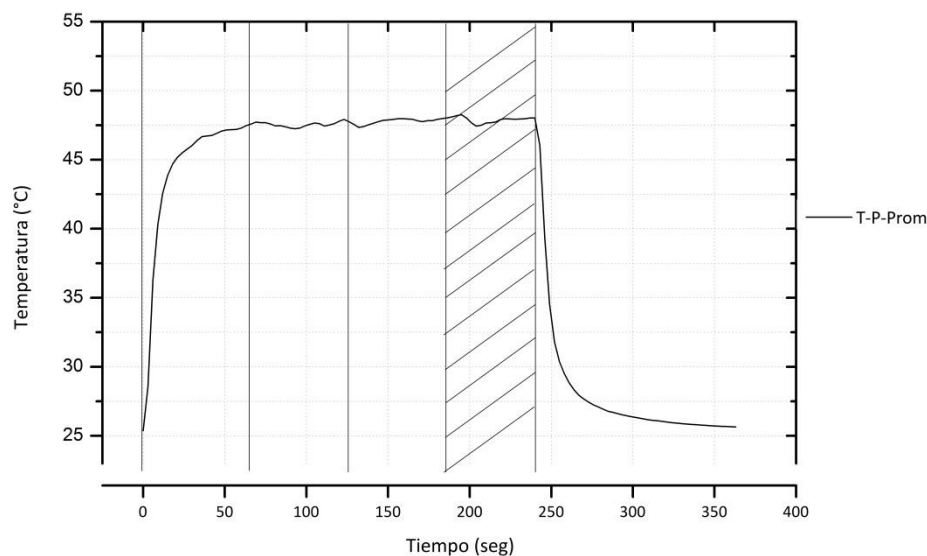


FIGURA 4-9 CRITERIO PARA PROMEDIAR LA ZONA DE ESTABILIDAD.

Con este método se generaron algunas gráficas paramétricas. Con ellas se visualiza de manera global el desempeño del dispositivo. Para cada flujo se compara el incremento térmico de la placa contra la potencia incidente, también se comparan los resultados del diferencial térmico del agua. El mismo tratamiento de datos se realizó para ambos acabados superficiales, Sandblasting y Zynolite.

4.2.1 Resultados paramétricos: temperatura de agua.

Una primera visualización del comportamiento del receptor se obtiene con los parámetros de potencia incidente, diferencial de temperatura del agua y los flujos de entrada. Los resultados gráficos se muestran a continuación. Estos pertenecen a las pruebas experimentales realizadas con un acabado superficial de sandblasting.

De la FIGURA 4-10 se observan tres fenómenos: uno tiene que ver con el incremento del ΔT del fluido a un gasto volumétrico fijo, conforme se aumenta la potencia incidente. Por ejemplo, para una condición de 6 litros por minuto con una potencia de 2 kW se tiene un ΔT de 2.5 °C, al exponer la superficie a una cantidad de 9 kW el ΔT alcanza los 12.5 °C. Por otro lado, con un valor constante del flujo radiativo se puede reducir el ΔT aumentando el flujo volumétrico, para el caso de 10 kW se tiene un ΔT de 20, 13.3 y 10.2 °C con flujos de 4, 6 y 7.8 litros por minuto respectivamente. Ahora bien, es posible establecer un ΔT fijo al incrementar el flujo de agua mientras se adhiere más potencia incidente, esto se comprueba comparando los tres flujos en los puntos que cortan con un ΔT igual a 10 °C.

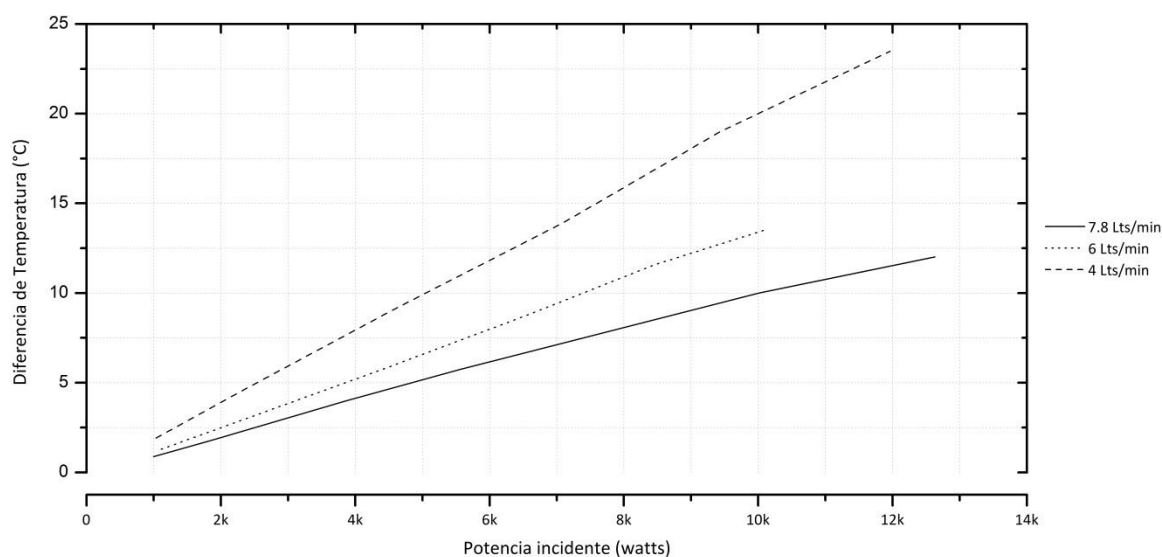


FIGURA 4-10 RESULTADOS PARAMÉTRICOS DEL ΔT DEL AGUA, TRATAMIENTO: SUPERFICIE SANDBLASTEADA.

En la FIGURA 4-11 se observa el mismo comportamiento térmico con el tratamiento superficial de Zynolite. No obstante, existen diferencias significativas en los alcances del ΔT por el aumento en la absorción de la superficie receptora. Por ejemplo, con una condición de 3 kW para el flujo de 8 litros por minuto se obtiene un ΔT de 5 °C, al aumentarse el valor de la potencia incidente a 9 kW se llega a un ΔT de 15 °C.

Al mejorar la absorción de la superficie receptora se transfiere una mayor cantidad de calor hacia el fluido, aumentando con ello la eficiencia global del receptor calorimétrico. Esto se comprueba con la FIGURA 4-12, en ella se comparan los dos acabados superficiales para un flujo similar, 7.8 y 8 litros por minuto. Se tomaron estas condiciones de gasto volumétrico para la gráfica ya que no representan gran diferencia y de ellos se tiene un rango más amplio de resultados.

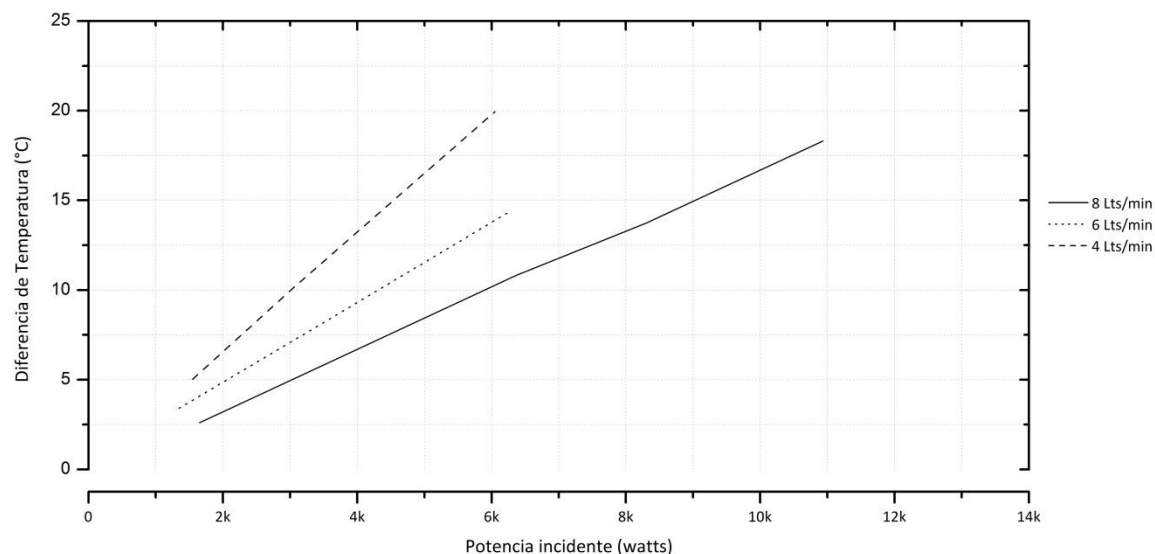


FIGURA 4-11 RESULTADOS PARAMÉTRICOS DEL ΔT DEL AGUA, TRATAMIENTO: ACABADO CON ZYNOLITE.

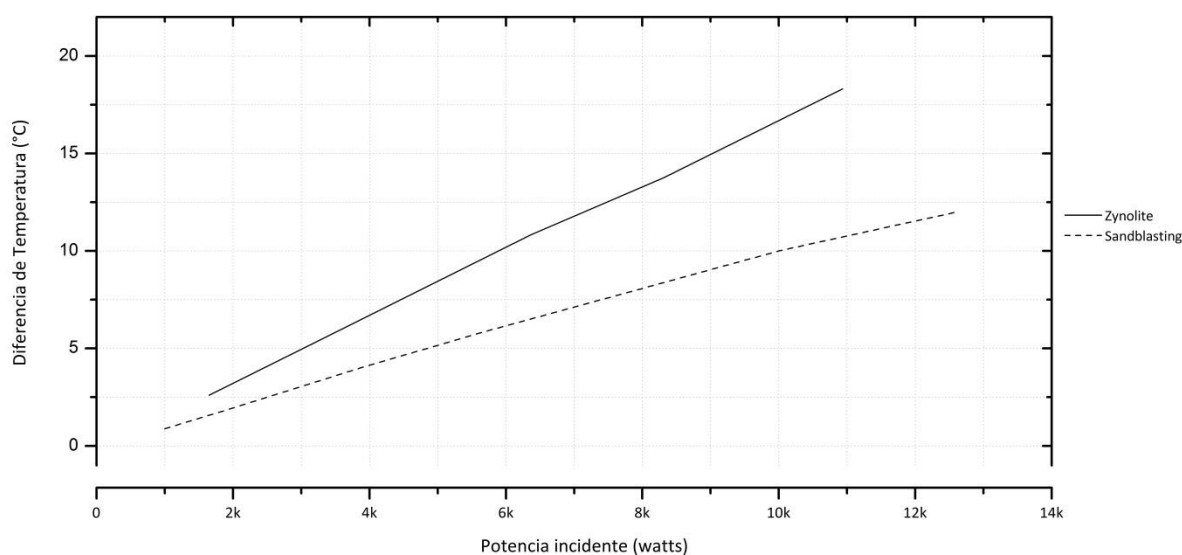


FIGURA 4-12 RESULTADOS PARAMÉTRICOS DEL ΔT DEL AGUA, COMPARACIÓN DE TRATAMIENTOS.

Al cortar la gráfica horizontalmente en un valor de 10 °C se observa que la intersección con la línea perteneciente al acabado de Zynolite corresponde una potencia incidente de 6 kW, mientras para el Sandblasting coincide con 10 kW. Estos resultados significan que la potencia calorimétrica es similar con dos cantidades distintas de potencia incidente, en todos los casos se infiere que el tratamiento de Zynolite requiere un 40 % menos de energía que el tratamiento de Sandblasting, dicho de otra manera, la eficiencia global del receptor calorimétrico aumenta aproximadamente 40 % al adherir este recubrimiento superficial. Un análisis más preciso se mostrara en la siguiente sección.

4.2.2 Resultados paramétricos: temperatura de placa.

El parámetro de mayor interés en el funcionamiento del dispositivo es la temperatura de placa. Su magnitud acota en cierta forma las condiciones de flujo refrigerante y la potencia incidente a las que puede someterse el receptor. Por una parte, esta temperatura impacta en la pérdida convectiva hacia el ambiente. No obstante, el factor más importante en el cuidado de la temperatura de placa es una posible generación de vapor.

La generación de vapor debe ser evitada ya que el calorimétrico es un dispositivo utilizado para medir el calor absorbido por el receptor y transferido al refrigerante líquido. Al presentarse un cambio de fase se implica la presencia de calor latente, que es imposible de evaluar con las características del dispositivo. Por otro lado, al producirse vapor se eleva la presión del sistema provocando averías.

En la FIGURA 4-13 se muestran los resultados de la temperatura promedio de placa para las diferentes condiciones de flujos e incrementos en la potencia incidente. Estos datos son los respectivos a un tratamiento superficial de Sandblasting.

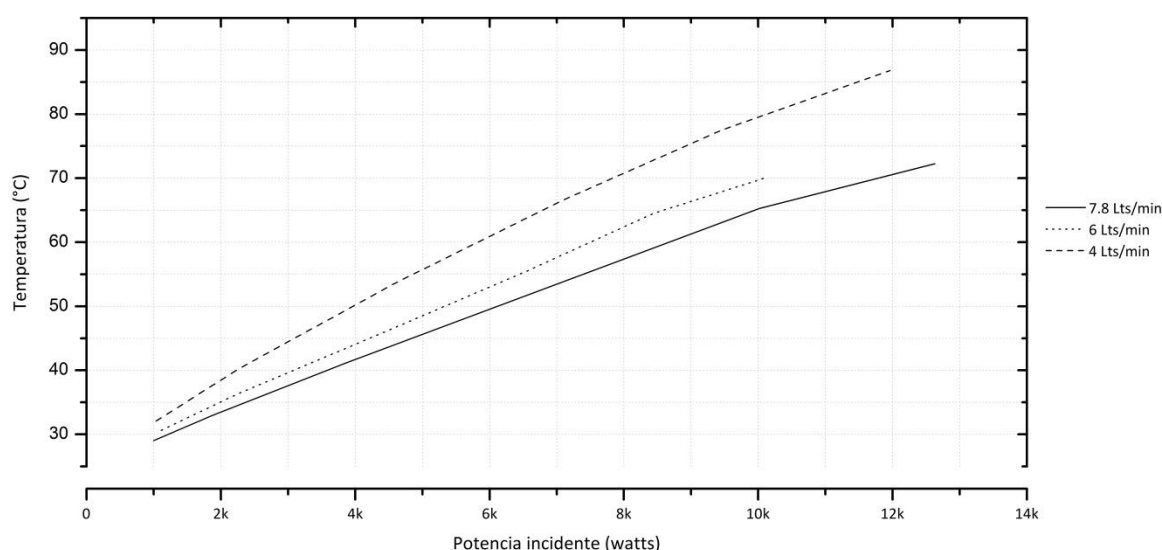


FIGURA 4-13 RESULTADOS PARAMÉTRICOS DE LA TEMPERATURA PROMEDIO DE PLACA, TRATAMIENTO: SUPERFICIE SANDBLASTEADA.

En la gráfica se observa que el comportamiento de esta temperatura no es lineal, no obstante es análogo al diferencial térmico del agua. Para una condición de flujo fija la temperatura promedio se eleva al incrementar la potencia incidente. Por ejemplo, en el flujo de 4 litros por minuto se alcanza una temperatura de 45 °C con 3 kW, con una condición de 10 kW se llega hasta 80 °C. Ahora bien, para una potencia incidente fija el

aumento en el flujo de agua reduce la temperatura de placa, con 6 kW se tienen 61, 53 y 49 °C para 4, 6 y 7.8 litros por minuto, respectivamente.

También se puede considerar un caso donde se mantenga estable la temperatura promedio de placa conforme se incremente la potencia incidente, esto se logra aumentando el flujo másico. Por ejemplo, para establecer una temperatura de 50 °C, cuando se suministran 4, 5.3 y 6 kW son necesarios flujos de 4, 6 y 7.8 litros por minuto, respectivamente.

En la FIGURA 4-14 se observa el comportamiento térmico de placa con el tratamiento superficial de Zynolite. La visualización se ve limitada por el rango de resultados existentes para los flujos de 4 y 6 litros por minuto. El receptor reacciona de la misma manera pero con magnitudes superiores en la temperatura promedio de placa, por el incremento en la absorptancia.

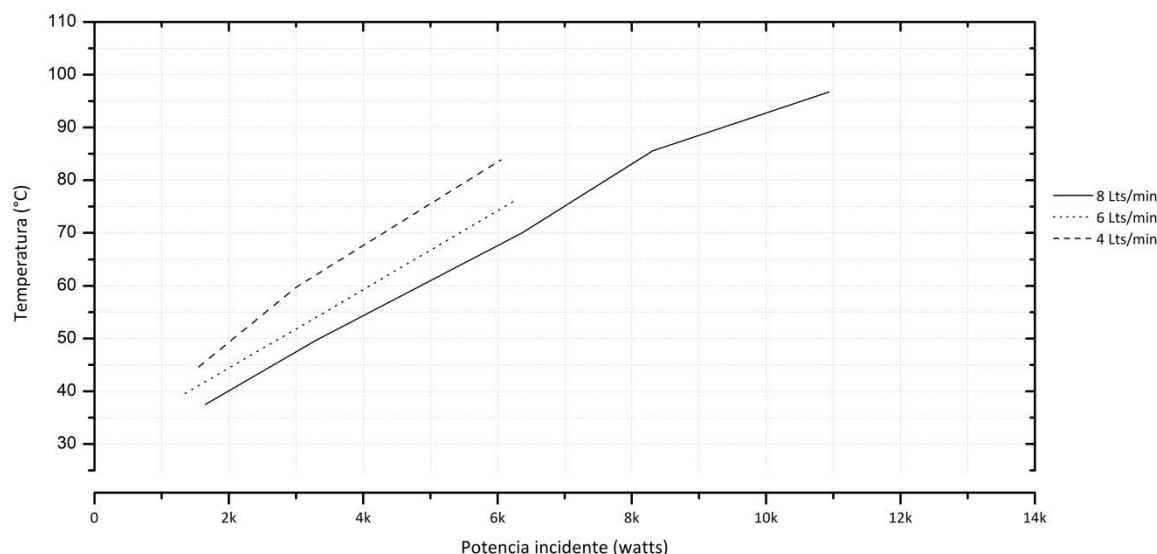


FIGURA 4-14 RESULTADOS PARAMÉTRICOS DE LA TEMPERATURA PROMEDIO DE PLACA, TRATAMIENTO: ACABADO CON ZYNOLITE.

Se puede comparar la temperatura promedio de placa alcanzada para condiciones similares de flujo y potencia incidente en ambos tratamientos superficiales. Esto se ve en la FIGURA 4-15. La pendiente es distinta para los dos tratamientos, esto es consecuencia del cambio en la absorptancia de la superficie. Como ejemplo de esta diferencia se puede mencionar la condición de 70 °C en la superficie; en el caso del tratamiento de Zynolite esta se alcanza con 6.3 kW, mientras que para el tratamiento de Sandblasting se requieren 12 kW.

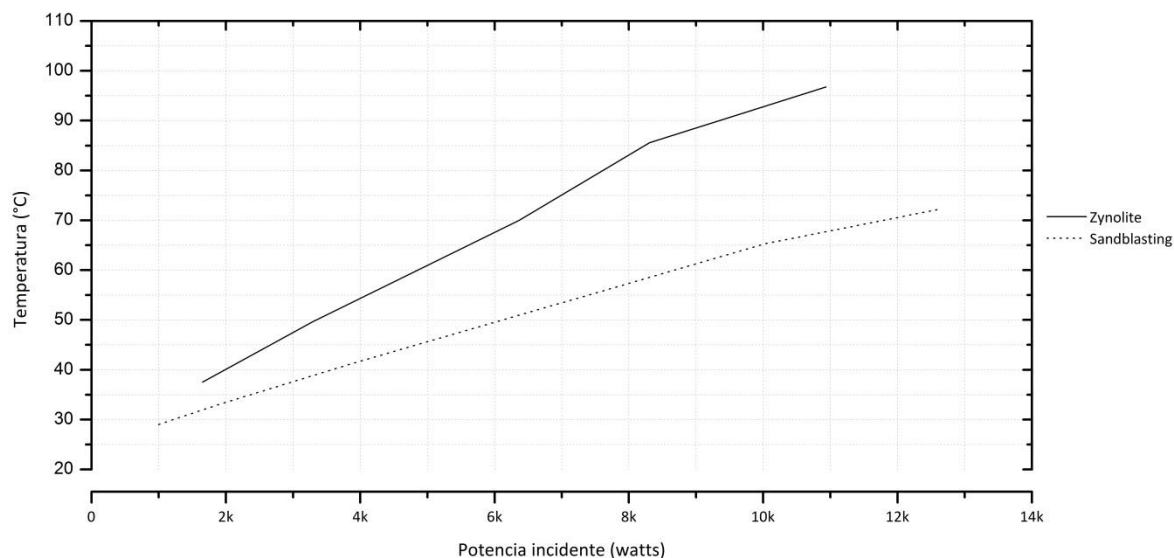


FIGURA 4-15 RESULTADOS PARAMÉTRICOS DE LA TEMPERATURA PROMEDIO DE PLACA, COMPARACIÓN DE TRATAMIENTOS.

Ya que se trata de es un dispositivo a escala, una recomendación para el tratamiento de datos es transformar la potencia incidente a valores de flujo radiativo; esto es, cambiar la unidad de kW a kW/m². Por ejemplo, para una potencia incidente de 10 kW la magnitud en flujo radiativo es de 0.25 MW/m². Respecto a estas dimensiones se puede comparar la temperatura alcanzada por el receptor bajo cualquier condición de flujo.

4.3 Eficiencia global del receptor calorimétrico.

Un tema fundamental en la evaluación del receptor calorimétrico es la eficiencia global del dispositivo. El problema principal de la técnica de calorimetría radica en la incertidumbre de la medición. Por ello, debe realizarse un análisis estadístico con la finalidad de valorar este error.

La eficiencia global del dispositivo se calcula con el cociente de la potencia calorimétrica y la potencia incidente. De aquí surgen cuatro variables que tienen una propia desviación o incertidumbre en su medición, estas son: el flujo másico, el diferencial de temperatura, el factor de horno y la radiación solar directa.

$$\eta = \frac{q_{cal}}{q_r} = \frac{\dot{m}C_p(\Delta T)}{(38470 \text{ w})(FH) \left(\frac{\text{Apertura}}{100} \right) \left(\frac{DNI}{1000} \right)} \quad (103)$$

Puesto que todas las variables son independientes y la desviación estándar es una incertidumbre promedio con relación a la media de una misma medición [Taylor J. R., 1997], se utilizó la formula general de propagación de errores:

$$\delta n = \sqrt{\left(\frac{\delta n}{\delta \dot{m}} \delta \dot{m}\right)^2 + \left(\frac{\delta n}{\delta \Delta T} \delta \Delta T\right)^2 + \left(\frac{\delta n}{\delta FH} \delta FH\right)^2 + \left(\frac{\delta n}{\delta G_b} \delta G_b\right)^2} \quad (104)$$

Dónde:

δn representa la incertidumbre en la eficiencia.

$\delta \dot{m}$ representa la desviación estándar en el flujo másico.

$\delta \Delta T$ representa la desviación estándar del diferencial térmico del agua.

δFH representa la incertidumbre en el factor de horno.

δG_b representa la desviación estándar en la radiación solar directa.

Las desviaciones fueron calculadas en el periodo que se consideró de estabilidad del sistema. En el caso de la variable FH se le asignó una incertidumbre correspondiente a $\pm 3\%$, esto porque su medición depende del radiómetro tipo Gardon. Con estas consideraciones se realizaron los cálculos para todas las pruebas experimentales.

La FIGURA 4-16 muestra los resultados para el tratamiento de sandblasting. Se pueden apreciar las variaciones en la eficiencia global del receptor con sus respectivas incertidumbres. En la mayoría de los casos estos resultados convergen en un valor promedio de 0.55, los que no coinciden se encuentran inmediatamente en su proximidad. Otro dato importante corresponde a la desviación estándar. En este caso se genera una franja de incertidumbre de ± 0.03 .

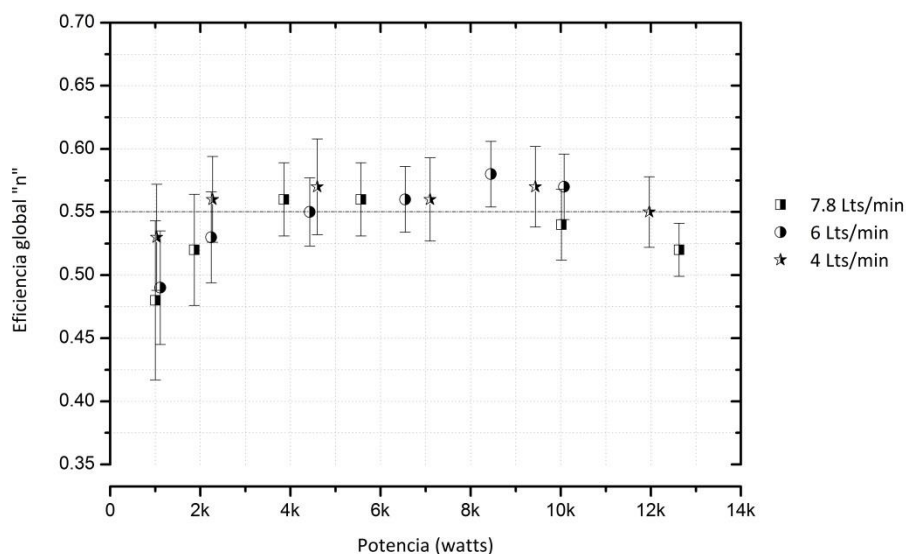


FIGURA 4-16 EFICIENCIA GLOBAL DEL RECEPTOR CALORIMÉTRICO CON ACABADO DE SANDBLASTING.

En la FIGURA 4-17 se observa que el recubrimiento de Zynolite mejoró considerablemente la eficiencia global del dispositivo. El valor de este parámetro se situó en 0.95 %, con una

desviación estándar de ± 0.02 . Dentro de esta franja todos los valores convergen a excepción de dos que muestran discrepancia. El incremento fue de 40 % respecto al tratamiento de Sandblasting. Este resultado se confirma considerando el valor de absorptancia del producto Zynolite.

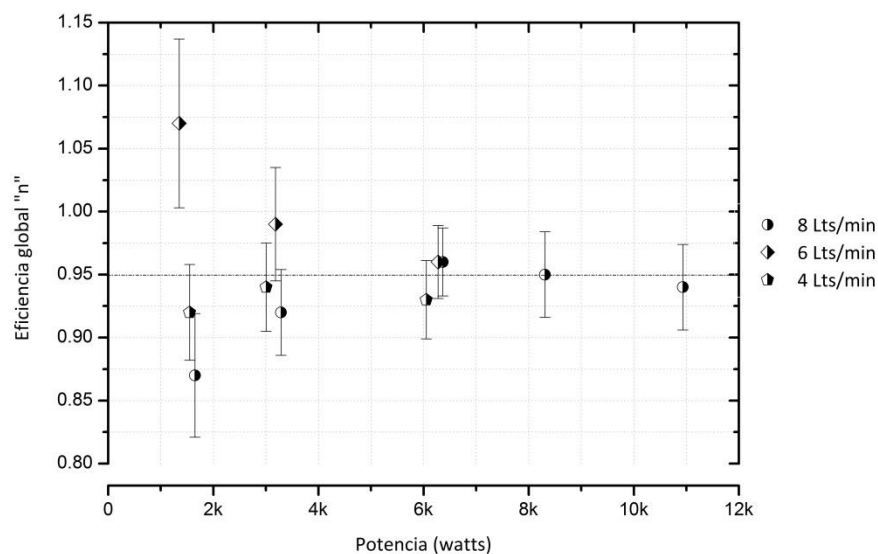


FIGURA 4-17 EFICIENCIA GLOBAL DEL RECEPTOR CALORIMÉTRICO CON ACABADO DE SANDBLASTING.

Es importante examinar que motivos provocaron puntos de discrepancia en el análisis estadístico de la eficiencia global. Para describir este problema se elige el flujo de 6 litros por minuto con una apertura en el atenuador de 10 %. La FIGURA 4-18 muestra el registro de la potencia calorimétrica e incidente durante toda la prueba experimental.

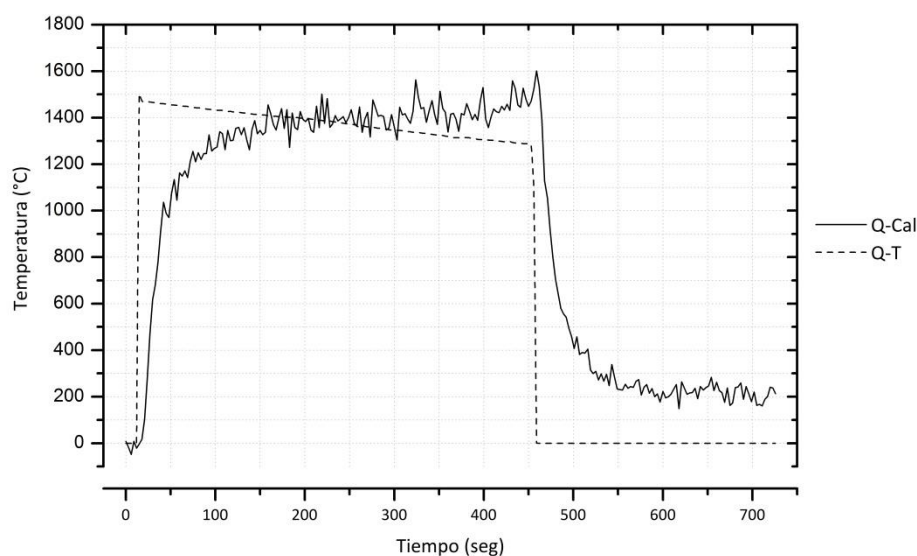


FIGURA 4-18 PROBLEMAS DE DISCREPANCIA EN LOS RESULTADOS DE EFICIENCIA GLOBAL.

La disminución temporal de la radiación solar directa refleja inmediatamente un decremento en la potencia incidente. Al mismo tiempo, el retraso en la transferencia de calor y la capacitancia térmica del material provocaron un constante aumento en la potencia calorimétrica. Con el criterio de estabilidad utilizado se obtuvieron resultados para esta prueba que no corresponden a una coherente funcionalidad del dispositivo.

Vale la pena destacar que la incertidumbre total se ve impactada por la incertidumbre que tiene mayor valor entre las variables señaladas. Esto se debe a que el resultado general parte de una suma cuadrática. Las condiciones operativas modifican la amplitud de la incertidumbre; por ejemplo, para flujos másicos o diferenciales térmicos pequeños la incertidumbre total se aumenta. Conforme estos parámetros se incrementan se observa una reducción de este valor.

4.4 Parámetros de evaluación de la superficie interna.

En esta sección se evalúa el desempeño de la superficie interna caracterizada por la adhesión de aletas. Existen algunos parámetros para este efecto; la eficacia de la superficie proyectada es la razón entre el calor transferido por un sistema aleteado y el calor transferido por una superficie plana; la efectividad de la aleta es un valor que da certeza al marco teórico, por emplear el modelo unidimensional de transferencia de calor en la aleta; y la eficiencia total de la superficie interna corresponde a la razón entre la transferencia de calor real y un caso ideal. Estos tres cálculos requieren un previo conocimiento del coeficiente promedio de transferencia de calor.

4.4.1 Coeficiente de transferencia de calor.

El cálculo del coeficiente promedio de transferencia de calor se realizó sobre el periodo de estabilidad. Para ello se empleó la ecuación 70 del marco teórico. En ella se relaciona la característica geométrica del receptor, el flujo másico, el calor específico del agua y la diferencia de temperatura media logarítmica.

En todo el rango de resultados se requiere un ajuste porcentual. Este trabajo resulta extenso contemplando que se realizaron 29 pruebas experimentales. Por lo tanto se propone visualizar el valor original, justificando que a partir de $1000 \text{ W/m}^2\text{K}$ se deben adherir únicamente $45 \text{ W/m}^2\text{K}$. El error en los parámetros de evaluación por no hacer este ajuste es de + 2.4 % para la efectividad de la aleta, + 1.5 % para la eficacia de la superficie proyectada y + 0.7 % para la eficiencia total de la superficie interna. Estos valores decaen conforme se aumenta el valor de $\bar{h}$.

La FIGURA 4-19 muestra los resultados del $\bar{h}$ calculado. Para comparar en la gráfica ambos tratamientos superficiales se utiliza la potencia calorimétrica como parámetro. Se observa

como al aumentar este valor también se incrementa el coeficiente de transferencia de calor. Así mismo, el aumento en el flujo de agua eleva el valor de $\bar{h}$.

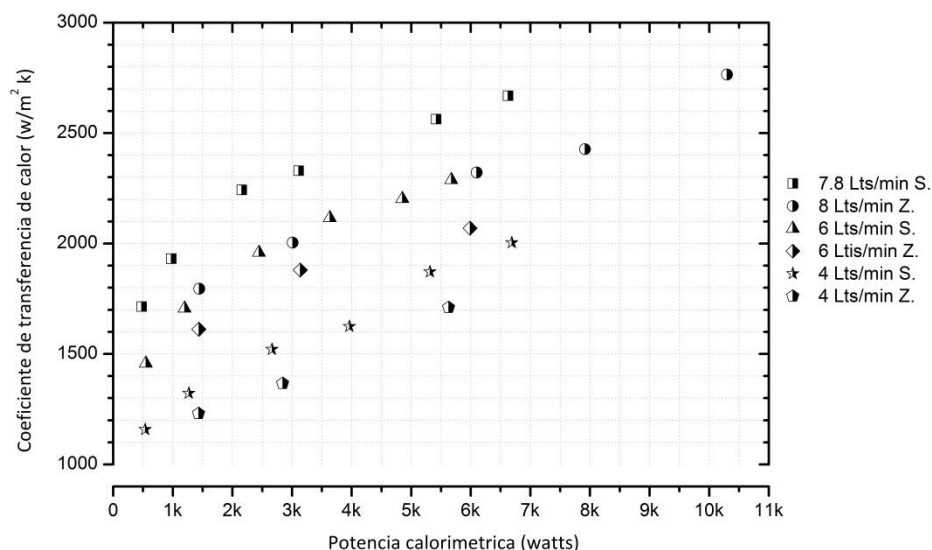


FIGURA 4-19 COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR CALCULADO CON EL MÉTODO CALORIMÉTRICO.

En esta grafica no se agregan las barras de incertidumbre, ya que el propósito visual se dificultaría. Los resultados del análisis estadístico de propagación de errores se muestran en la TABLA 4-1, donde el flujo esta dado en litros por minuto, la potencia calorimétrica en watts y el $\bar{h}$ en W/m^2K .

Para el cálculo de incertidumbres fue utilizada la ecuación 104, empleando el error promedio de calibración para definir la incertidumbre de los termopares. Este es de $0.5\text{ }^{\circ}C$. Dentro de la tabla se muestran las temperaturas de entrada y salida de flujo, el motivo de esto es comprender porque se dispara la incertidumbre. Si se observa T_{in} y T_{out} para la primera prueba se aprecia una diferencia menor a $1\text{ }^{\circ}C$. Conforme la potencia calorimétrica se incrementa el diferencial de temperatura se amplía, reduciendo así el impacto que tiene la incertidumbre de los termopares.

Una peculiaridad evidente en la FIGURA 4-19 es la diferencia del coeficiente promedio de transferencia de calor calculado en condiciones operativas similares pero con tratamientos superficiales distintos. Se observa que en el acabado con Zynolite se reduce el valor del $\bar{h}$. Uno de los factores que puede impactar este resultado es la temperatura de la placa receptora.

Para comprobar que esta suposición es correcta, se muestra en la FIGURA 4-20 la temperatura de placa con un flujo de 4 litros por minuto para ambos tratamientos superficiales. En la gráfica se observa una diferencia constante de $2.5\text{ }^{\circ}C$.

TABLA 4-1 COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR E INCERTIDUMBRES.

	$\dot{m}$	q_{cal}	h	δh	T_{in}	T_{out}		$\dot{m}$	q_{cal}	h	δh	T_{in}	T_{out}
	Lts/min	W	W/m ² K	W/m ² K	°C	°C		Lts/min	W	W/m ² K	W/m ² K	°C	°C
Sandblasting	7.8	480	1715	521	24.6	25.5	Zynolite	8	1446	1795	61	24.7	27.4
		973	1931	139	24.7	26.5			3012	2004	16	24.9	30.3
		2156	2243	33	24.6	28.6			6099	2322	5	24.8	35.6
		3112	2330	17	24.7	30.5			7917	2427	3	28.6	42.4
		5421	2564	6	27.2	37.2			10298	2765	2	29.0	47.3
		6624	2669	5	27.7	39.7			1436	1612	34	25.5	28.9
	6	550	1458	215	24.9	26.2		6	3141	1880	8	25.2	32.7
		1199	1707	53	25.0	27.8			5986	2070	3	26.2	40.6
		2444	1960	15	24.9	30.7			1433	1231	13	27.0	32.0
		3634	2116	7	25.2	33.9		4	2844	1367	4	27.1	37.0
		4852	2203	4	25.1	36.7			5628	1711	1	27.2	47.1
		5675	2288	3	25.2	38.7							
	4	537	1158	84	25.1	27.0							
		1270	1323	18	25.3	29.7							
		2664	1521	5	25.4	34.5							
		3966	1625	2	25.6	39.5							
		5313	1872	2	25.7	44.7							
		6690	2004	1	26.0	49.5							

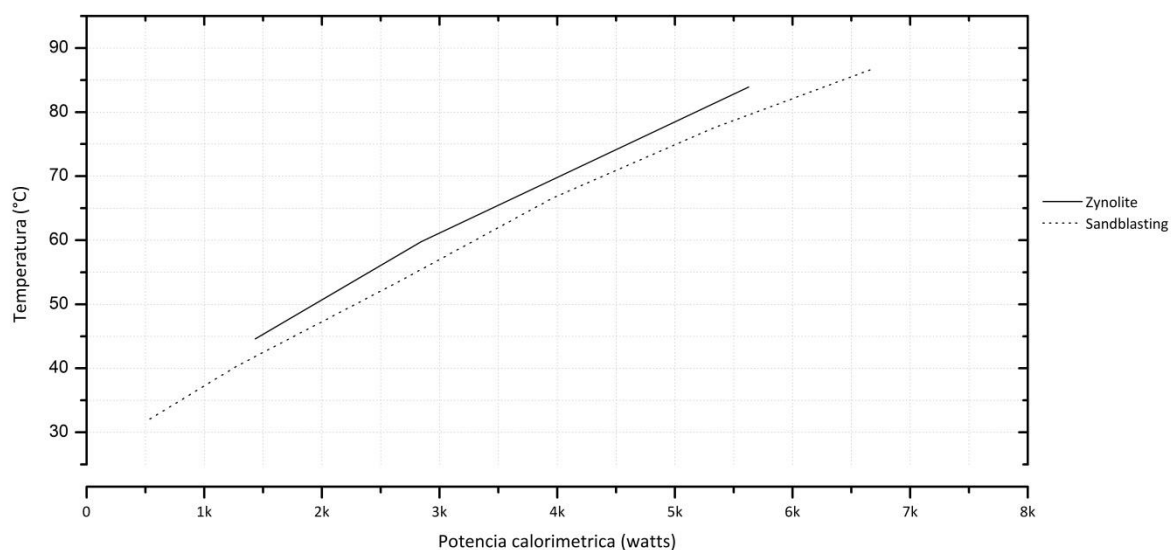


FIGURA 4-20 DIFERENCIA DE TEMPERATURA SUPERFICIAL ENTRE LOS TRATAMIENTOS SUPERFICIALES DE SANDBLASTING Y ZYNOLITE.

Ahora bien, previo a que el receptor sea expuesto a la radiación solar concentrada existen otros factores como la temperatura ambiente y la del flujo de entrada, los cuales

determinan la temperatura en la placa receptora. Las pruebas con los dos acabados superficiales se realizaron en diferentes fechas, por ello es lógico que las temperaturas sean distintas. Para el caso del tratamiento de Sandblasting la temperatura promedio de placa previa a exposición fue de 25.5 °C, para el recubrimiento de Zynolite fue de 27 °C.

4.4.2 Efectividad de aletas.

Ahora se comienza con el cálculo de la efectividad de la aleta, que relaciona el flujo de calor en su base contra el de su superficie expuesta. La consideración para validar el marco teórico es obtener valores mayores que 1. La FIGURA 4-21 muestra los resultados de cada prueba experimental. Dentro del rango de condiciones implementadas se obtienen valores adimensionales que van de 9.7 a 6.2. Con base en lo que se observa, se afirma que mientras el $\bar{h}$ se incrementa esta característica de funcionalidad se ve reducida.

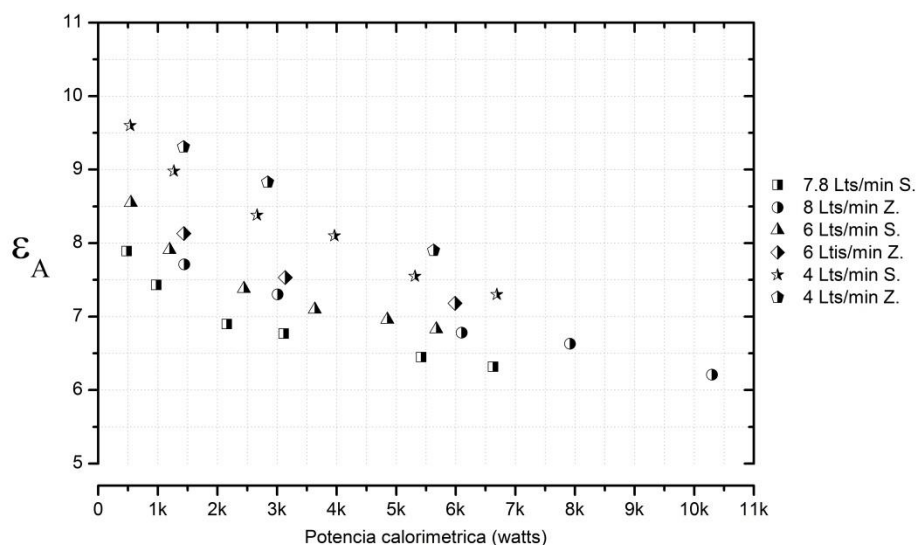


FIGURA 4-21 EFECTIVIDAD DE ALETA, CÁLCULO PARA TODAS LAS CONDICIONES EXPERIMENTALES.

En resumen, estas magnitudes reflejan que es válido utilizar el análisis de transferencia de calor unidimensional en las aletas. Por lo tanto, se justifica todo el marco teórico implementado para la evaluación del receptor calorimétrico.

4.4.3 Eficacia de la superficie.

Se procede ahora evaluando la eficacia de la superficie proyectada. Este parámetro adimensional es un referente para justificar la adhesión de aletas en la parte interna de la placa receptora. En la FIGURA 4-22 se muestran los valores de cada prueba. El rango va de 2 a 1.55, lo cual respalda la incorporación de aletas puesto que el criterio exige un valor mayor a 1. Del mismo modo que la efectividad, la eficacia se ve reducida al incrementar $\bar{h}$. Los valores exactos y sus incertidumbres se presentan en la TABLA 4-2 al final de la sección.

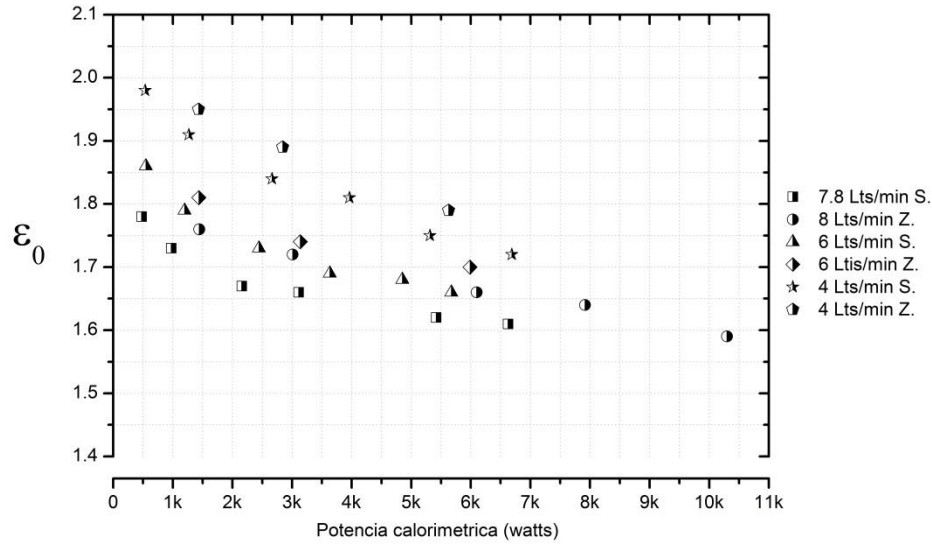


FIGURA 4-22 EFICACIA DE SUPERFICIE, CÁLCULO PARA TODAS LAS CONDICIONES EXPERIMENTALES.

Es importante enfatizar que este parámetro compara dos tipos de superficie interna para el mismo valor de $\bar{h}$. Considerando una superficie interna aleteada y otra sin aletas con las mismas propiedades ópticas en la superficie externa, Sistema 1 y Sistema 2 respectivamente, que operan bajo condiciones similares de potencia incidente y flujo másico, es posible señalar lo siguiente:

- La potencia absorbida por el receptor es la misma.
- La transferencia de calor promovida por el Sistema 1, ecuación 48, es:

$$\epsilon_0 \bar{h}_1 A_0 (T_{B1} - T_m) = q_{S1} \quad (105)$$

- La transferencia de calor promovida por el Sistema 2, ecuación 19, es:

$$\bar{h}_2 A_0 (T_{B2} - T_m) = q_{S2} \quad (106)$$

- La potencia calorimétrica debe ser igual a la absorbida, despreciando por el momento las pérdidas hacia el ambiente.
- La temperatura media es igual en ambos casos ya que el flujo de agua es igual.

Tomando como referencia la ecuación 105 se infiere que si $\bar{h}_2$ y T_{B2} son los mismos que $\bar{h}_1$ y T_{B1} no es posible que q_{S2} sea igual a q_{S1} por la existencia del factor ϵ_0 , por lo tanto se crean tres soluciones eventuales a este problema. La primera opción para alcanzar el valor de q_{S1} es un incremento en $\bar{h}_2$, esta posibilidad se ve restringida por las limitantes que impone un mismo flujo másico y las características de superficie. Como segunda opción se tiene un crecimiento considerable en T_{B2} . Una tercera opción es el aumento

paralelo de $\bar{h}_2$ y T_{B2} . De cualquier forma es lógico suponer un crecimiento de T_{B2} , la importancia de este análisis se centra en ese valor, que es en realidad la temperatura de placa. Un elevado valor de esta implica pérdidas de potencia considerables y condiciones de operación forzadas que pueden dañar al dispositivo calorimétrico.

En conclusión, el uso de aletas es justificado para reducir la temperatura de placa. Sin embargo, la magnitud de los beneficios debe ser evaluada por medio de otro diseño experimental con objetivos muy específicos. Por otro lado, el nivel de trabajo que esto conlleva conduce a pensar en una simulación computacional como alternativa para analizar este problema.

4.4.4 Eficiencia de la superficie interna.

Un último parámetro para evaluar el desempeño de la superficie interna es su eficiencia total. Esta es la razón entre el arrastre de calor real y el que se presentaría si todo el sistema aleteado se encontrara a la temperatura de la base. Los resultados se muestran en la FIGURA 4-23. El rango de valores va de 0.69 a 0.55. Del mismo modo, se observa que esta eficiencia se ve reducida al aumentar el valor de $\bar{h}$. Una ventaja de este cálculo es la posibilidad de sugerir de manera general optimizaciones en la superficie aleteada.

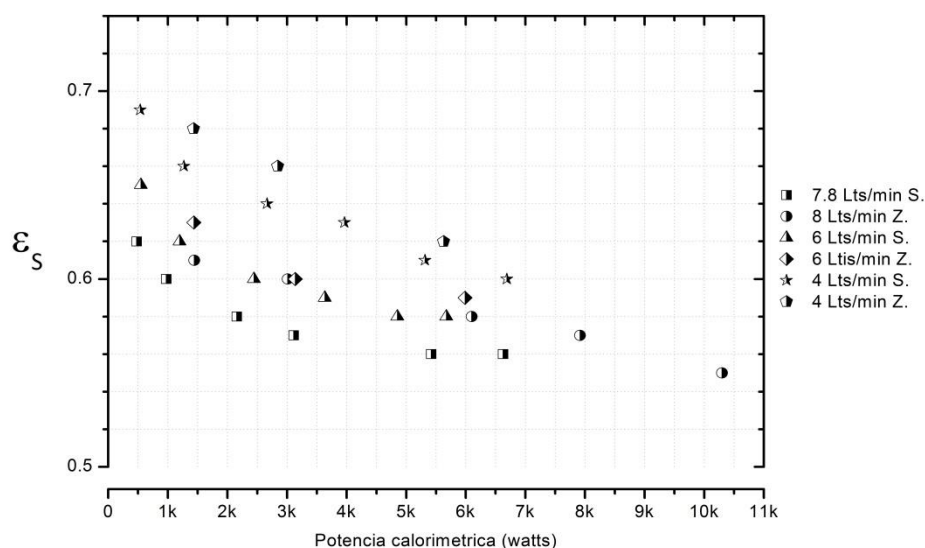


FIGURA 4-23 EFICIENCIA DE LA SUPERFICIE INTERNA, CÁLCULO PARA TODAS LAS CONDICIONES EXPERIMENTALES.

Es importante conocer los márgenes de error que tienen estos valores. Por ello sus incertidumbres se muestran en la TABLA 4-2. Ya que la efectividad de la aleta, la eficacia de la superficie proyectada y la eficiencia de la superficie interna se calculan con el valor de $\bar{h}$, es lógico que la incertidumbre de este dato se refleje en la incertidumbre de los parámetros mencionados.

TABLA 4-2 VALOR DE LOS PARÁMETROS DE EVALUACIÓN E INCERTIDUMBRES.

	$\dot{m}$ Lts/min	q_{cal} W	ϵ_A ---	$\delta \epsilon_A$ ---	ϵ_0 ---	$\delta \epsilon_0$ ---	ϵ_S ---	$\delta \epsilon_S$ ---
Sandblasting	7.8	480	7.89	1.20	1.78	0.14	0.62	0.05
		973	7.43	0.27	1.73	0.03	0.60	0.01
		2156	6.90	0.05	1.67	0.01	0.58	0.00
		3112	6.77	0.02	1.66	0.00	0.57	0.00
		5421	6.45	0.01	1.62	0.00	0.56	0.00
		6624	6.32	0.01	1.61	0.00	0.56	0.00
	6	550	8.55	0.63	1.86	0.07	0.65	0.02
		1199	7.91	0.12	1.79	0.01	0.62	0.00
		2444	7.38	0.03	1.73	0.00	0.60	0.00
		3634	7.10	0.01	1.69	0.00	0.59	0.00
		4852	6.96	0.01	1.68	0.00	0.58	0.00
		5675	6.83	0.00	1.66	0.00	0.58	0.00
	4	537	9.60	0.35	1.98	0.04	0.69	0.01
		1270	8.98	0.06	1.91	0.01	0.66	0.00
		2664	8.38	0.01	1.84	0.00	0.64	0.00
		3966	8.10	0.01	1.81	0.00	0.63	0.00
		5313	7.55	0.00	1.75	0.00	0.61	0.00
		6690	7.30	0.00	1.72	0.00	0.60	0.00
Zynolite	8	1446	7.71	0.13	1.76	0.02	0.61	0.01
		3012	7.30	0.03	1.72	0.00	0.60	0.00
		6099	6.78	0.01	1.66	0.00	0.58	0.00
		7917	6.63	0.00	1.64	0.00	0.57	0.00
		10298	6.21	0.00	1.59	0.00	0.55	0.00
	6	1436	8.13	0.09	1.81	0.01	0.63	0.00
		3141	7.53	0.02	1.74	0.00	0.60	0.00
		5986	7.18	0.00	1.70	0.00	0.59	0.00
	4	1433	9.31	0.05	1.95	0.01	0.68	0.00
		2844	8.83	0.01	1.89	0.00	0.66	0.00
		5628	7.90	0.00	1.79	0.00	0.62	0.00

En general, el receptor calorimétrico es un dispositivo que tiene la capacidad para operar bajo un amplio rango de condiciones, por lo mismo sus parámetros de evaluación no están son constantes. Si bien el coeficiente promedio de transferencia de calor determina la magnitud de ellos, este parámetro también depende varias variables, entre ellas: el flujo másico, la temperatura de placa y de la geometría del sistema. Para ampliar un poco la visualización del estudio se muestra la FIGURA 4-24, donde se extiende el margen del $\bar{h}$ hasta un valor de 5000 w/m²K.

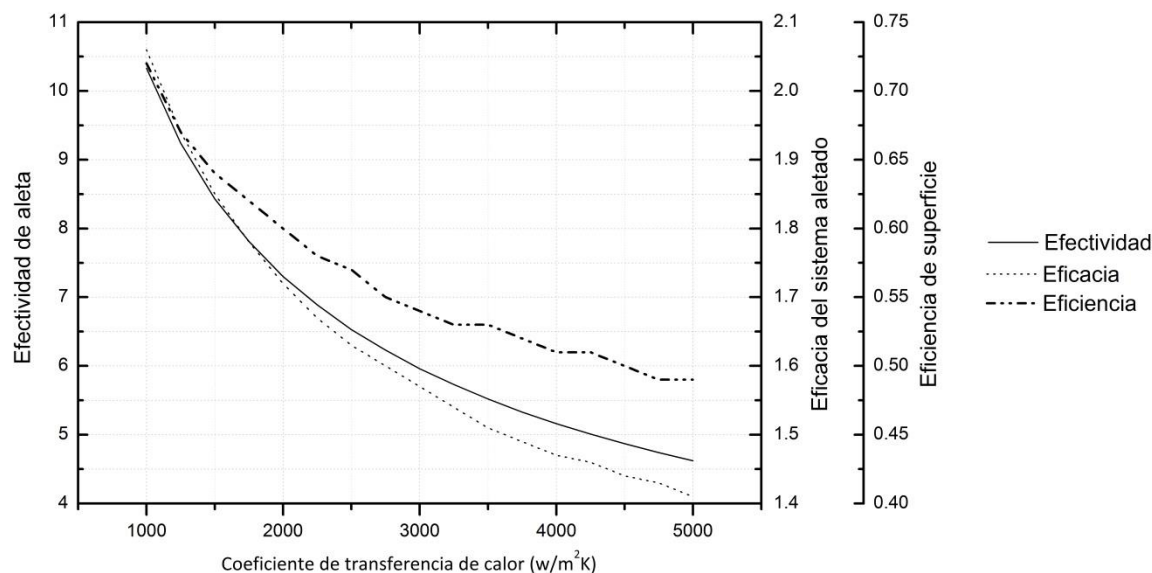


FIGURA 4-24 CALCULO DE PARÁMETROS DE EVALUACIÓN CON UN RANGO AMPLIADO DE $\bar{h}$.

A pesar de ser un sistema diferente, en los diseños de intercambiadores de calor de dos flujos de agua se estima que el coeficiente global de transferencia de calor está entre 2000 y 4000 $\text{w/m}^2\text{K}$ [Bejan A., 1993]. En este sentido, se infiere que hay limitantes físicas para alcanzar valores mayores en ese parámetro. Se puede suponer que llegando a cierto límite la única forma para seguir transfiriendo más calor al flujo es un incremento constante en la temperatura de placa.

4.5 Análisis temporal.

En esta sección se aborda el análisis temporal de la transferencia de calor sobre el periodo de calentamiento. En el marco teórico se destacó la importancia de analizar primero este fenómeno en el fluido. Posteriormente es posible abordar el incremento de temperatura en la placa receptora. Se aplican las ecuaciones desarrolladas solo en algunas pruebas experimentales para comprobar su validez.

4.5.1 Transitorio de la temperatura de agua salida.

En la FIGURA 4-25 se presenta el transitorio de calentamiento del flujo para las seis aperturas del atenuador con la condición de 7.8 litros por minuto. Los símbolos representan los datos experimentales registrados en las pruebas. La curva sólida es el resultado de la ecuación 101 para cada condición de potencia calorimétrica. La gráfica muestra un acoplamiento razonable entre la forma real y analítica del problema. En el quinto caso, referente a una potencia de 5421 W, se percibe una disparidad para la cual existe una explicación consistente.

Revisando la FIGURA 4-2, para el caso mencionado, se observa un incremento constante en la potencia incidente. Por este motivo se ve un aumento constante en la temperatura de salida del flujo. Utilizando el valor obtenido con el criterio de estabilidad se está sobreestimando la potencia de entrada, empleada en la función temporal. Por ello, los datos experimentales convergen con la solución hasta los últimos segundos de la prueba.

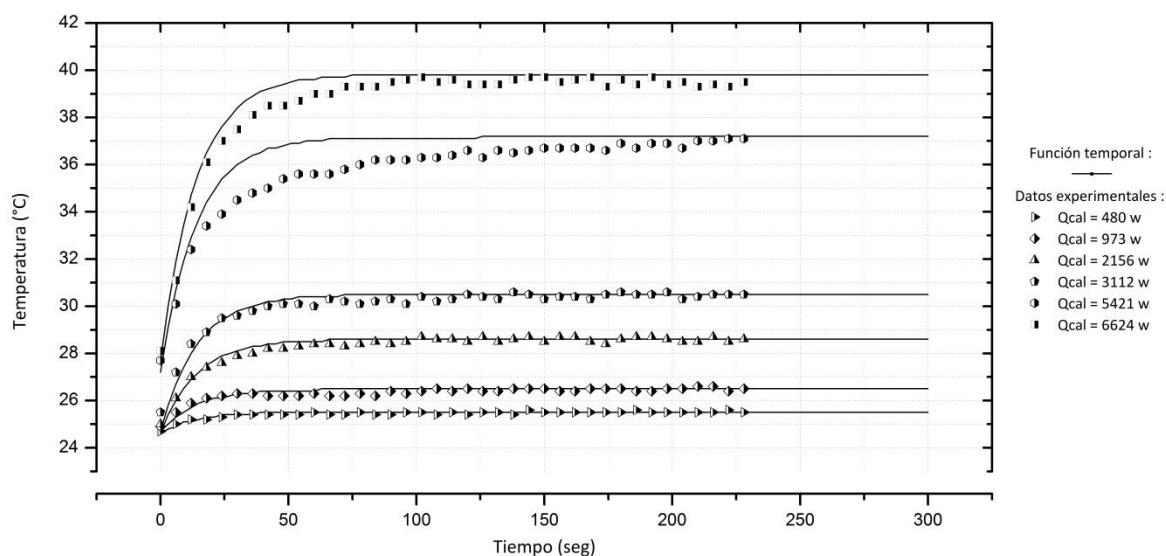


FIGURA 4-25 TRANSITORIO DE CALENTAMIENTO DEL AGUA CON UN FLUJO DE 7.8 LITROS POR MINUTO, ACABADO DE SANDBLASTING.

Para las pruebas realizadas con Zynolite se generó la FIGURA 4-26.

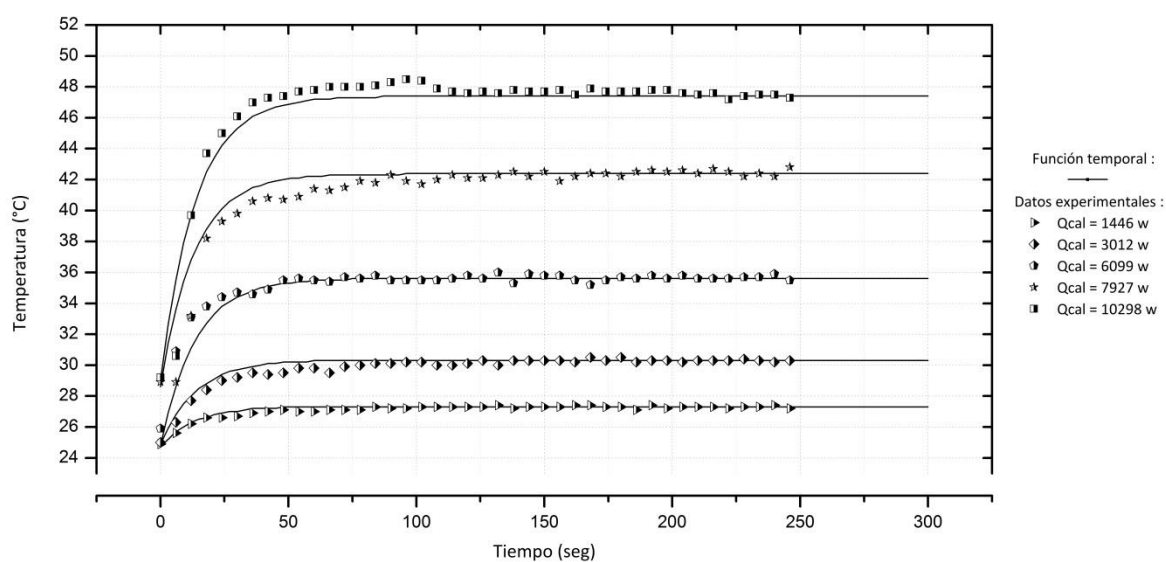


FIGURA 4-26 TRANSITORIO DE CALENTAMIENTO DEL AGUA CON UN FLUJO DE 8 LITROS POR MINUTO, ACABADO CON ZYNOLITE.

En este caso, los tiempos de adquisición reflejaron ligeras inconsistencias durante el periodo de calentamiento. Esto se muestra en la FIGURA 4-27. En su estado actual el sistema requiere alrededor de tres segundos para obtener cada dato experimental.

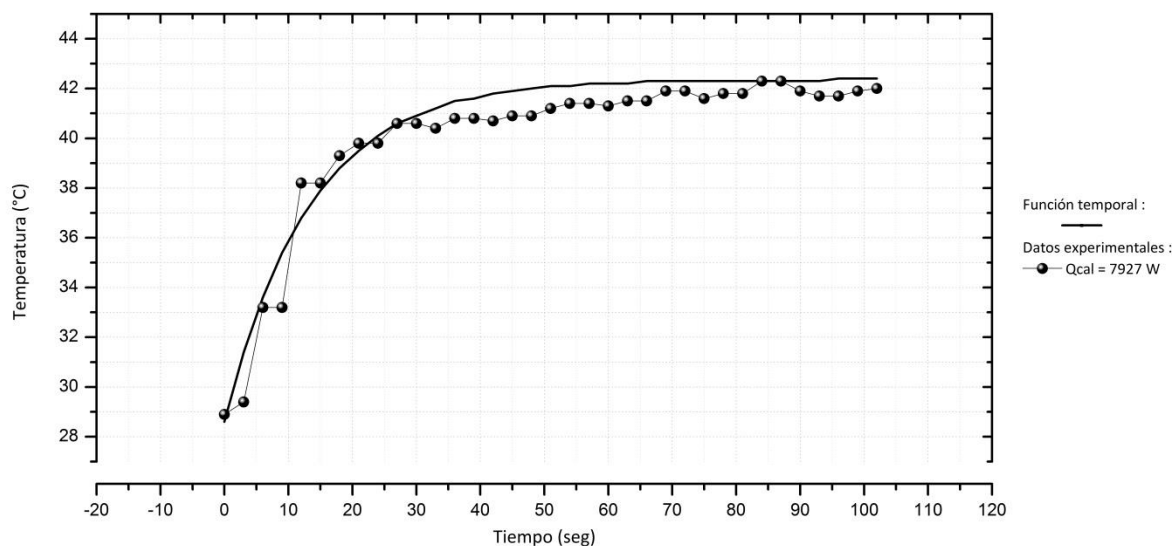


FIGURA 4-27 DIFERENCIA EN LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES CON LA FUNCIÓN TEMPORAL, ACABADO DE ZYNOLITE.

En la FIGURA 4-28 se muestra el transitorio de los tres flujos másicos utilizados en la campaña experimental con acabado superficial de Zynolite. Las potencias calorimétricas empleadas se especifican en la gráfica. Otro dato que se menciona es el tiempo característico: la estabilidad del sistema se alcanza en un tiempo que equivale a tres veces este valor. El τ_f para un mismo flujo es el igual aún bajo condiciones de potencia distintas.

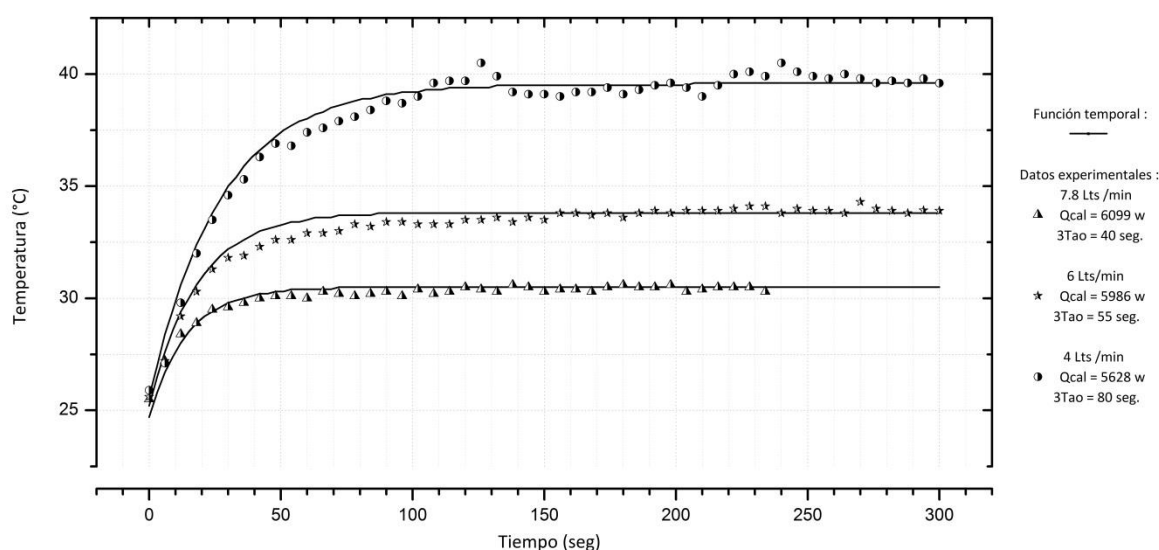


FIGURA 4-28 TRANSITORIO DE CALENTAMIENTO DEL AGUA CON TRES FLUJOS DISTINTOS, ACABADO DE SANDBLASTING.

Un aspecto que merece mención es el tiempo de retardo, ya que la temperatura bajo estudio es la de mezcla existe un retraso que va de 3 a 6 segundos. Esto ocurre porque la ubicación del termopar para esta medición se encuentra alejado de las salidas inmediatas del calorímetro.

4.5.2 Transitorio de la temperatura promedio de placa.

Para justificar el método de resistencia interna despreciable, el número Biot debe tener una magnitud mucho menor a 1. La FIGURA 4-29 muestra este valor obtenido para cada prueba experimental. Acorde a los resultados, se operó dentro de un margen que va de 0.06 a 0.14, próximos al 0.1 utilizado por convención para validar este método.

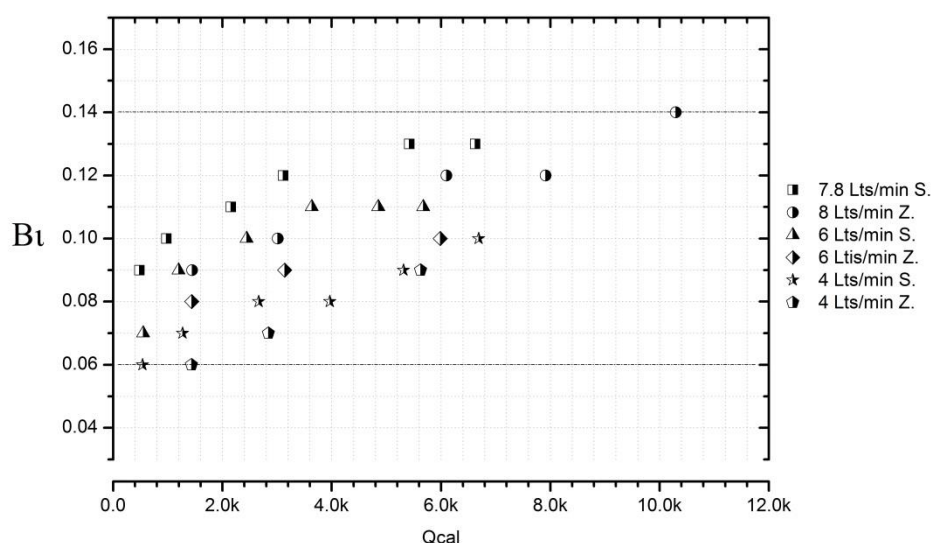


FIGURA 4-29 NUMERO DE BIOT PARA LAS DISTINTAS CONDICIONES EXPERIMENTALES.

Con la función temporal para el agua y el número de biot mucho menor a 1 se garantiza el cálculo correcto del transitorio de calentamiento de la placa receptora. Para demostrar esto, se utiliza la prueba experimental de 7.8 litros por minuto con una potencia incidente de 3864 W y una potencia calorimétrica en estado estable de 2156 W. La FIGURA 4-30 muestra los datos de temperatura de cada termopar en el receptor. De igual forma, se agrega la función temporal para estas condiciones operativas.

Como se comentó, las temperaturas registradas por cada sensor tienen valores distintos por la distribución de flujo radiativo sobre la superficie del receptor. Lo interesante es la variación de los tiempos característicos. Los puntos de mayor temperatura también tienen más interacción con el flujo de entrada, por ello su transitorio es rápido. En cambio, los puntos ubicados en las esquinas de la placa ven impactado su desarrollo térmico a causa del volumen de material de la periferia del receptor.

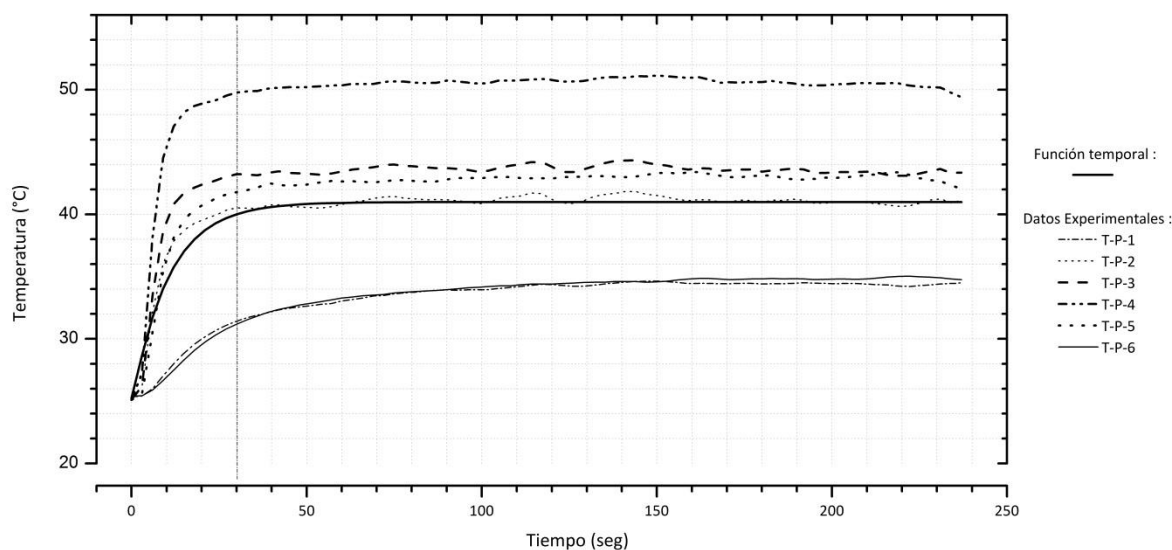


FIGURA 4-30 TRANSITORIO DE CALENTAMIENTO INDIVIDUAL DE PLACA CON UN FLUJO DE 7.8 LITROS POR MINUTO Y UNA APERTURA DE ATENUADOR DE 40%, ACABADO DE SANDBLASTING.

De la gráfica puede decirse que el coeficiente local de transferencia de calor varía dependiendo de la temperatura puntual de la placa. No obstante, la curva del modelo analítico está dentro de las curvas de los 6 puntos. Para comparar de mejor manera se promediaron los seis puntos durante el transitorio, obteniéndose la FIGURA 4-31. En esta se ve un acoplamiento adecuado entre los datos experimentales y la función temporal.

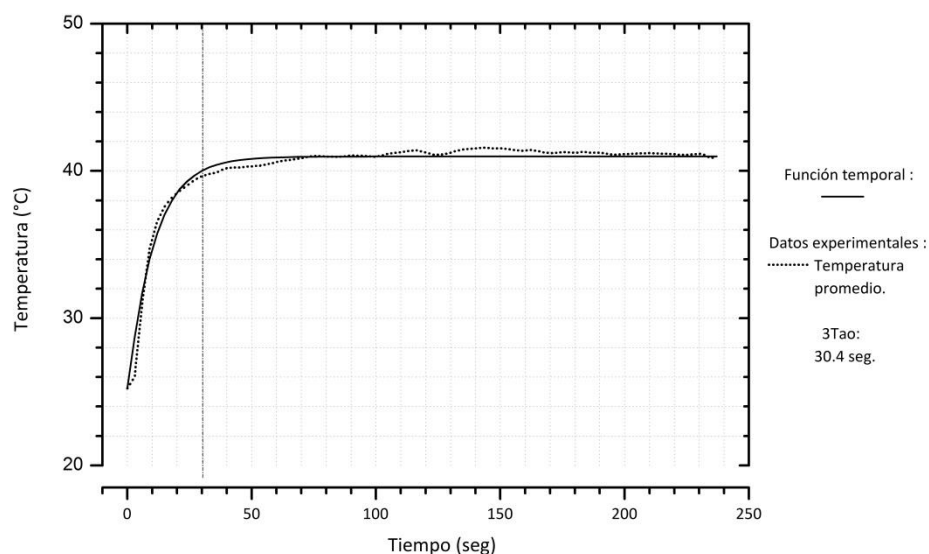


FIGURA 4-31 TRANSITORIO DE CALENTAMIENTO PROMEDIO DE PLACA CON UN FLUJO DE 7.8 LITROS POR MINUTO Y UNA APERTURA DE ATENUADOR DE 40%, ACABADO DE SANDBLASTING.

Comprobada la validez del método, se presentan otras tres curvas pertenecientes a los flujos de agua utilizados en la campaña con tratamiento superficial de Sandblasting, FIGURA 4-32. En cada prueba se observa un acoplamiento de los datos experimentales con la solución analítica.

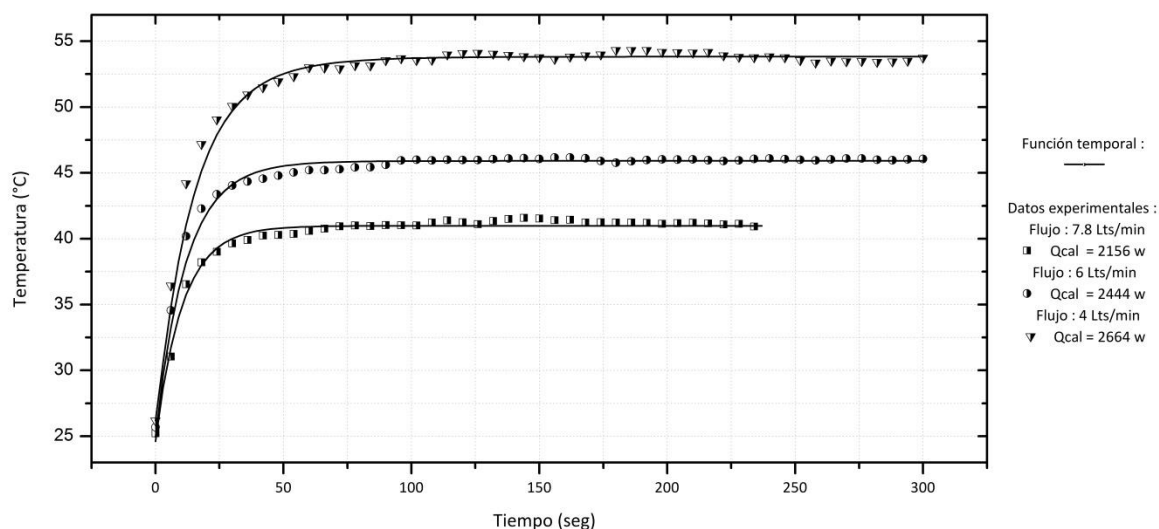


FIGURA 4-32 TRANSITORIO DE CALENTAMIENTO PROMEDIO DE PLACA CON FLUJOS DE 7.8, 6 Y 4 LITROS POR MINUTO PARA POTENCIAS CALORIMÉTRICAS DE 2156, 2444 Y 2644 W RESPECTIVAMENTE, ACABADO DE SANDBLASTING.

Los resultados son consecuentes para las demás condiciones experimentales. Entre las ventajas del modelo analítico se puede aludir que es una expresión relativamente sencilla y resuelve razonablemente el problema temporal. La desventaja radica en el necesario conocimiento de la temperatura de placa, que sirve para calcular el coeficiente promedio de transferencia de calor. Con base en las suposiciones del marco teórico, se puede afirmar que la solución analítica aumenta su fidelidad mientras más uniforme sea la distribución de flujo radiativo.

4.6 Pérdidas globales en la superficie del receptor.

En esta sección se aborda el problema de la potencia perdida hacia el ambiente por convección y por radiación. Las magnitudes del segundo fenómeno son despreciables por el rango de temperatura de la placa a la que opera el calorímetro.

El fenómeno convectivo se analiza con tres velocidades de viento, ya que se desconoce el valor experimental de este parámetro. Por experimentar en un recinto cerrado se utilizan valores de 0.1, 1 y 2 metros por segundo para los cálculos. Con estos datos se evalúa el número Reynolds, el Nusselt y el coeficiente de transferencia de calor, ecuación 81, 82 y

83 respectivamente. El último valor permite calcular la potencia que se pierde hacia el entorno. El rango de temperatura que se utilizó fue de 27 a 227 °C.

En la FIGURA 4-33 se observan las posibles pérdidas de potencia con las velocidades de viento elegidas. La grafica se puede comparar con los resultados de la condición experimental más extrema, una temperatura de 97 °C y una potencia calorimétrica de 10297 W. Con una velocidad de 2 metros por segundo para esta temperatura la potencia que se pierde es menor que 40 W. Esto hace suponer que bajo cualquier condición experimental la pérdida de potencia representa un mínimo porcentaje de calor absorbido.

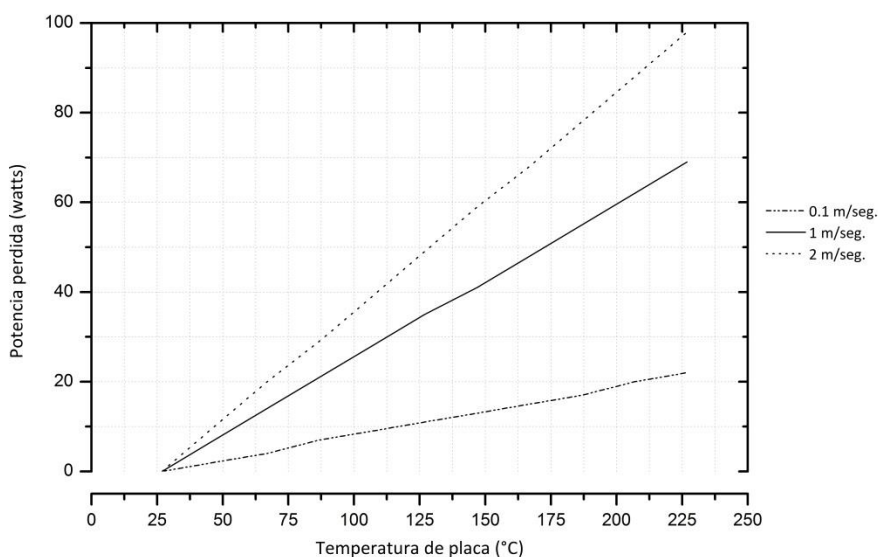


FIGURA 4-33 POSIBLES PÉRDIDAS POR CONVECCIÓN EN EL RECEPTOR CALORIMÉTRICO A ESCALA.

Los factores que propician esta magnitud en las pérdidas son: la baja conductividad térmica del aire y el área expuesta del receptor. Para extender el análisis a un sistema calorimétrico que opera en condiciones ambientales, se generó la FIGURA 4-34, en la gráfica se muestran las pérdidas de potencia con una superficie de un 1 m². Las velocidades de viento para los cálculos van de 0.1 a 10 metros por segundo y son mostradas en kilómetros por hora.

La gráfica muestra la pérdida de potencia con un viento que fluye de forma paralela al receptor. Sin embargo, en condiciones reales y en un entorno abierto el impacto suele ser normal a la superficie. Con esta característica de flujo se utiliza la correlación de Hilpert [Incropera F. P., 1999] para calcular el Nusselt promedio

$$\overline{Nu} = 0.228 Re_D^{0.731} Pr^{1/3} \quad (108)$$

Los resultados para los mismos rangos operativos se muestran en la FIGURA 4-35.

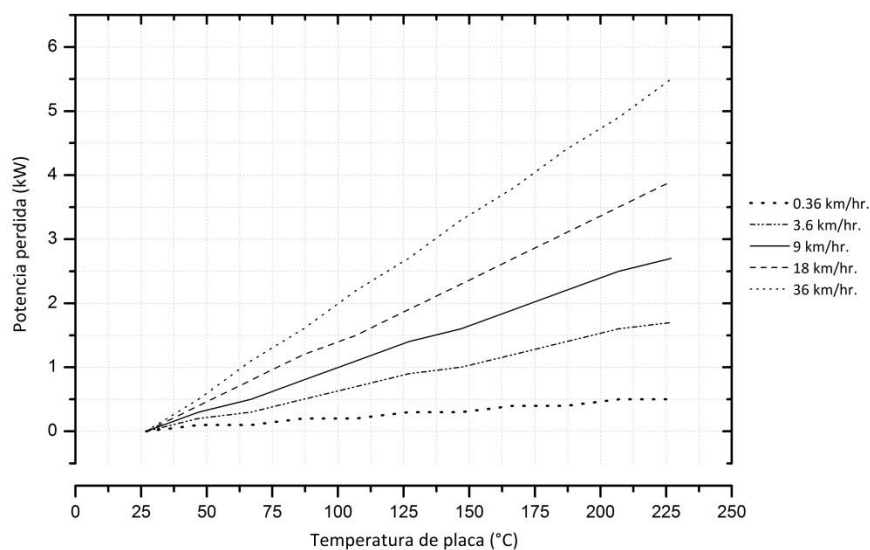


FIGURA 4-34 PROSPECCIÓN DE POSIBLES PÉRDIDAS DE CALOR POR CONVECCIÓN EN UNA SUPERFICIE DE 1 m^2 , FLUJO PARALELO.

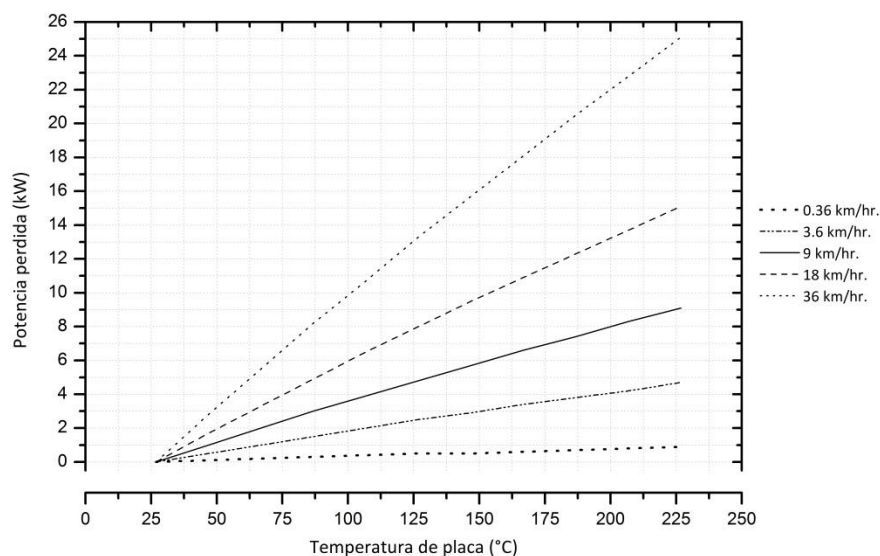


FIGURA 4-35 PROSPECCIÓN DE POSIBLES PÉRDIDAS DE CALOR POR CONVECCIÓN EN UNA SUPERFICIE DE 1 m^2 , FLUJO CRUZADO.

Concluyendo, las pérdidas de calor representan un porcentaje menor respecto a la potencia que se transfiere al agua. Esto se puede comprobar al realizar un análisis con las ecuaciones 105 y 106, considerando ahora que la primera puede utilizarse para la parte interna del receptor y la segunda para el exterior. Un cociente entre ellas sería suficiente para entender el problema.

El motivo especial para evitar un incremento significativo en la temperatura de placa es una eventual generación de vapor. Así mismo, se deben cuidar los tratamientos superficiales si se tienen esmaltes o acabados que no soporten altos flujos radiativos.

4.7 Crecimiento térmico de la placa inherente al DT del agua.

Por último, se puede hacer un análisis sobre el crecimiento en la temperatura de placa comparando el diferencial térmico del flujo másico, para esto se genera la FIGURA 4-36. En ella se utilizan los resultados experimentales de la campaña realizada con el acabado superficial de Sandblasting. El motivo de este enfoque es entender que puede ocurrir con el receptor calorimétrico cuando se aumenta la potencia incidente y como estabilizar la temperatura de placa.

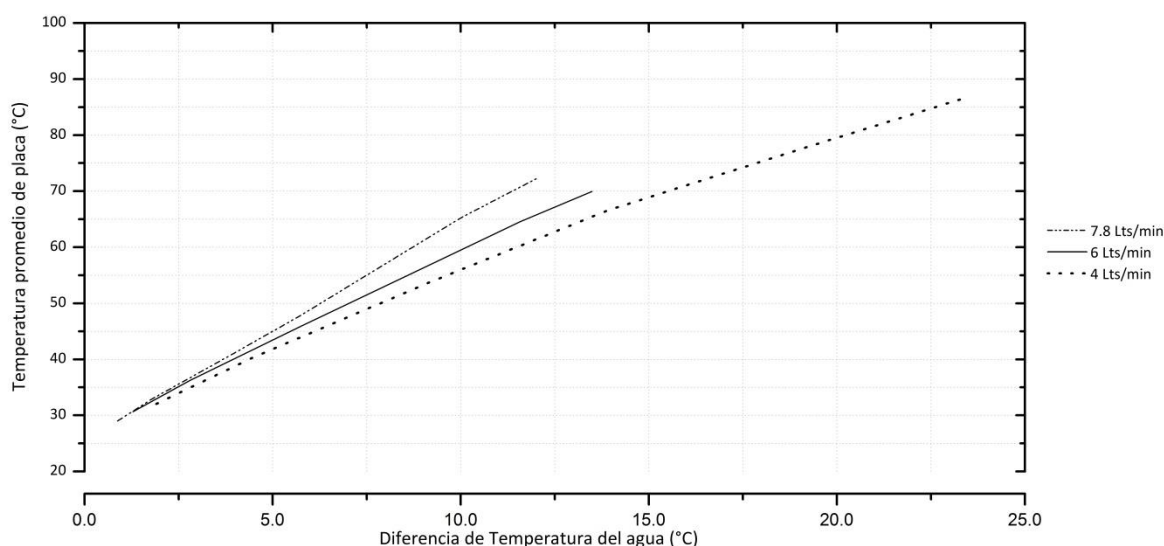


FIGURA 4-36 CRECIMIENTO DE LA TEMPERATURA DE PLACA CONTRASTADO CON EL DT DEL AGUA.

En la gráfica se observa que la potencia calorimétrica aumenta al incrementar el flujo másico mientras se mantiene fijo un ΔT . Sin embargo, la temperatura del receptor también se ve afectada. Por lo tanto, si se pretende estabilizar la temperatura de placa es necesario que al aumentar la potencia incidente se reduzca el valor del ΔT . Esto requiere un ajuste del flujo másico en el balance energético.

Con esto se concluye el análisis de resultados experimentales. Como resumen, se menciona que fueron trabajados: el estudio paramétrico sobre el desempeño del receptor, la eficiencia global del calorímetro, el comportamiento de la superficie interna bajo las condiciones experimentales, el modelo temporal tanto en el calentamiento del agua como de la placa receptora y las pérdidas hacia el ambiente.

Capítulo 5 Solución Numérica en ANSYS FLUENT

En este capítulo se describe el trabajo realizado para analizar el comportamiento del receptor calorimétrico con el software ANSYS FLUENT. Se describe brevemente el modelo utilizado para las simulaciones y el método para generar una malla adecuada. Se hace una comparación entre las soluciones del modelo y los resultados reales. Para esto se integraron las condiciones experimentales a las simulaciones. Después se comparan las soluciones de un receptor sin aletas contra el real. Por último se establecen las condiciones operativas necesarias para mantener una temperatura de placa estable al aumentar la potencia incidente.

5.1 Base del modelo en Fluent.

El modelo de turbulencia elegido fue el “ $\kappa - \epsilon$ Estadar”. Es un modelo semi-empírico basado en las ecuaciones de transporte de energía cinética (κ) y su tasa de disipación (ϵ). Su robustez, economía de cómputo y precisión lo hacen práctico para aplicaciones de transferencia de calor y dinámica de flujo a nivel ingenieril [Theory Guide de ANSYS FLUENT]. El método numérico empleado y proporcionado por FLUENT fue el “pressure-based”, apropiado para flujos incompresibles. En este método el campo de velocidades se obtiene con la ecuación de momento, mientras el campo de presión se obtiene resolviendo una ecuación de corrección, generada al manipular las ecuaciones de continuidad y momento.

El algoritmo utilizado para resolver el acoplamiento de presión y velocidad fue el PISO (Pressure Implicit with Splitting Operators), es una variante del SIMPLE y SIMPLEC. Estos no satisfacen completamente la ecuación de momento después de resolver la ecuación de corrección, por este motivo tienden a repetir el proceso de cálculo hasta conseguirlo. El esquema PISO mejora la eficiencia de cómputo agregando correcciones adicionales sobre los elementos de volumen adyacentes y las zonas de oblicuidad.

5.2 Integración de la geometría del receptor y mallado.

Para realizar las simulaciones se adaptó la geometría del receptor calorimétrico en un dibujo de tres dimensiones. Las escalas del dispositivo fueron respetadas en el dibujo que se integró a la plataforma de ANSYS FLUENT. En la **Figura 5-1** se observa el corte transversal del calorímetro y un corte frontal que muestra al conjunto de 81 aletas.

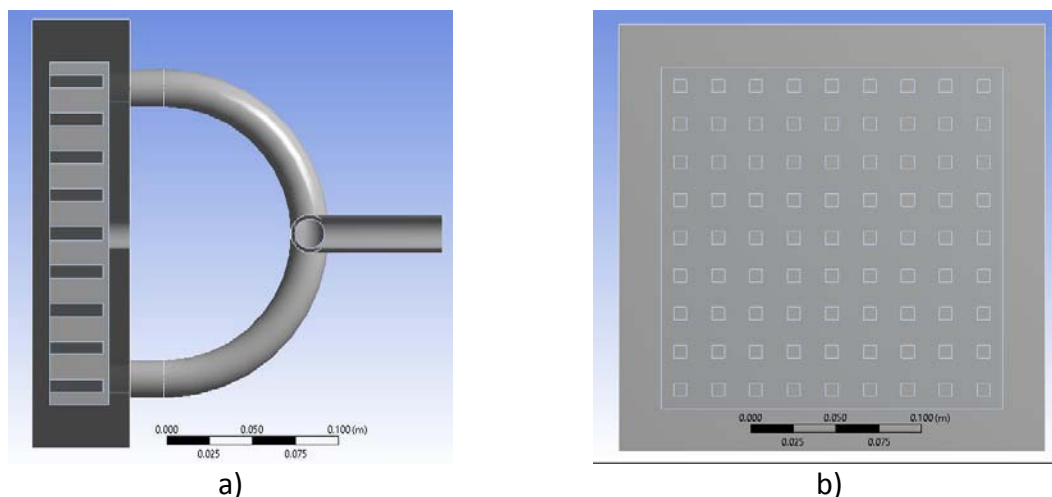


Figura 5-1 INTEGRACIÓN GEOMÉTRICA DEL RECEPTOR CALORIMÉTRICO A LA PLATAFORMA DE ANSYS FLUENT: A) CORTE TRANSVERSAL, B) CORTE FRONTAL.

En el mallado de esta geometría se atendió especialmente la calidad ortogonal de los elementos de volumen. Este parámetro tiene un rango que va de 0 a 1, siendo 0 un indicador de una malla deficiente. Valores pequeños producen una dificultad notable para que la solución converja.

Otro aspecto importante para el procesamiento del CFD es la resolución de la capa límite, lo cual se consigue integrando el concepto de inflación en el contorno del fluido; esto es, se agregan unas capas de celdas adyacentes al sólido, simulando la capa límite. Así, la transferencia de calor en esta zona se computa mediante tratamientos numéricos. Las soluciones de transferencia de calor resultan incorrectas si no se utiliza esta técnica. El problema al adherir este concepto es una disminución evidente en la calidad ortogonal. Por lo tanto, algunas dimensiones en los elementos deben modificarse hasta obtener un buen valor de este parámetro.

Atendiendo esto, se generó la malla con un método mixto de tetraedros y prismas. El tamaño máximo de los elementos de contorno fue de 2 milímetros, consiguiendo así una calidad ortogonal de 0.23 en menos del 0.01 % de los elementos, suficientemente buena para no causar problemas en la solución de FLUENT. La cantidad de volúmenes de control fue de 1,717,751 con un número de nodos de 435,180. El tiempo de computo con estas características fue alrededor de 2.5 horas por simulación.

En la FIGURA 5-2, se observan los cortes transversales y frontales de la malla. Cabe señalar que dada la cantidad de contornos internos resulta imposible reducir el número de elementos sin disminuir significativamente la calidad de la malla.

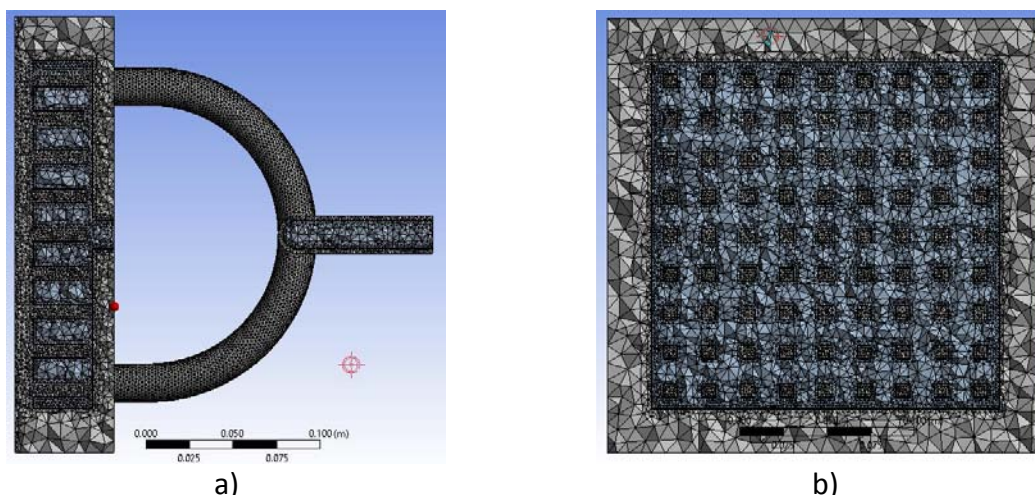


FIGURA 5-2 MALLA UTILIZADA PARA SIMULACIÓN.

La razón de crecimiento de los elementos de volumen es otra consideración que debe tomarse en cuenta. Este parámetro determina en cuantas capas los elementos pasan de un mínimo tamaño a un máximo establecido. Una razón acelerada provoca que los elementos del contorno estén en contacto con elementos grandes, lo cual dificulta la convergencia de la solución y le resta precisión. Por otra parte, si se genera una malla con crecimientos demasiado uniformes se aumenta significativamente la cantidad de elementos de volumen. Por ejemplo, una malla generada bajo un criterio más fino tuvo una cantidad aproximada a 2,700,000 elementos, resultando así un tiempo de cómputo de 5 horas por simulación. Sin embargo, las soluciones no presentaron diferencias relevantes.

5.3 Tratamiento de condiciones experimentales.

El primer objetivo del trabajo de cómputo es validar el modelo empleado en FLUENT. Por ello, resultó indispensable llevar a cabo algunas simulaciones con las condiciones reales de experimentación. Se utilizaron las propiedades del aluminio y agua líquida registradas en la base de datos de esta plataforma. Los flujos máscicos de agua fueron convertidos en dimensiones de velocidad. A cada prueba realizada se le asignó el valor de temperatura del flujo de entrada, la cual fue diferente en algunos casos. La superficie aislada en el experimento real se trabajó con una condición adiabática en la simulación.

La otra condición de frontera es el flujo de calor en la superficie irradiada del receptor. Para un primer ejercicio de simulación se estableció como criterio que el flujo de calor podría presentar la misma distribución que el flujo radiativo absorbido. Esto carece de

validez y se acentúa su deficiencia al utilizar las imágenes captadas fuera del foco óptico del concentrador. No obstante, se realizó una prueba entendiendo que la solución del perfil de temperatura del receptor no es correcta, aunque el balance global de energía se satisface.

Siendo así, se procesó una imagen de distribución de flujo radiativo obtenida con la cámara CCD. Esta se recortó y escaló con el software de dibujo y diseño GIMP. Con ello se obtuvo un perfil de 125 x 125 píxeles, con un tamaño de píxel 2 mm.

Los píxeles tienen valores en niveles de gris. Estos se trabajaron con una matriz de datos en el software Mathematica. Como resultado se obtuvieron valores en watts por metro cuadrado. Esta distribución de flujo de calor se introdujo en FLUENT.

A continuación se presentan algunas imágenes y resultados de la simulación con la condición de flujo de 7.8 litros por minuto, una potencia calorimétrica de 3112 watts y una temperatura de agua a la entrada de 24.7 °C. La FIGURA 5-3 muestra la distribución del flujo de calor sobre la superficie. En la imagen de la derecha se observa la distribución de temperatura de la placa receptora. Aunque tienen cierta correspondencia, las distribuciones no son idénticas. La temperatura máxima registrada en la placa receptora fue de 113.5 °C mientras que el promedio de toda la superficie alcanzó los 45.5 °C.

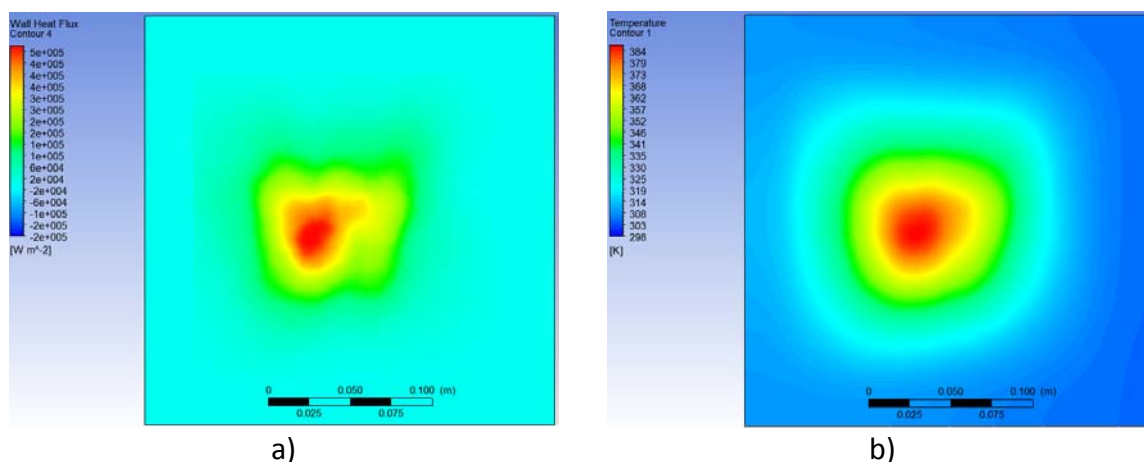


FIGURA 5-3 CONDICIÓN Y SOLUCIÓN TÉRMICA DE FLUENT: A) PERFIL DEL FLUJO DE CALOR, B) DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURA EN EL RECEPTOR.

El calor que atraviesa por la placa receptora se distribuye por conducción. Por esta razón el perfil de temperatura cambia a lo largo de su espesor. Esto se observa en la imagen izquierda de la FIGURA 5-4. El valor máximo alcanzado por la superficie interna es de 96 °C, diferente al 113.5 °C de la superficie externa. En la imagen derecha de la misma figura se presenta una vista frontal de las temperaturas alcanzadas por el flujo. En la zona central la temperatura del agua es la mínima posible, conforme se distribuye por el calorímetro va incrementando ese valor.

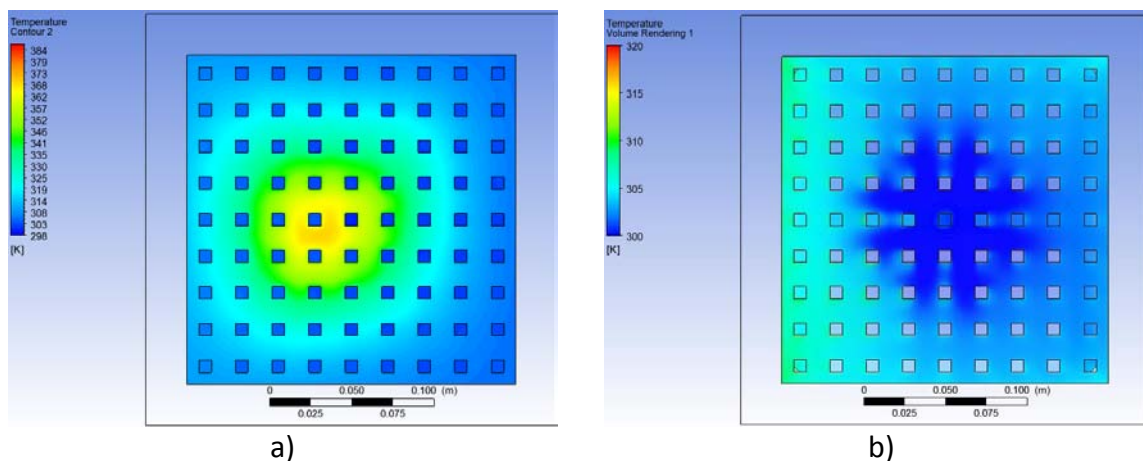


FIGURA 5-4 A) TEMPERATURA DE CONTACTO, B) TEMPERATURA DEL FLUJO.

Para observar con mayor detalle la distribución térmica del flujo refrigerante dentro del calorímetro se presenta un rendering de temperatura, FIGURA 5-5. Es visible que la temperatura de las cuatro salidas es distinta. Lo mismo ocurre en las pruebas experimentales.

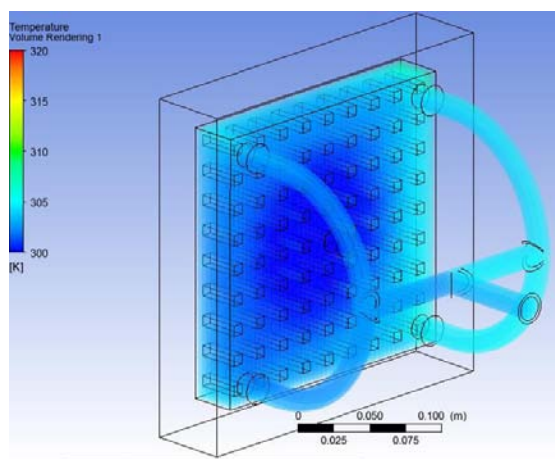


FIGURA 5-5 RENDERING DE TEMPERATURA DEL FLUJO.

También resulta útil visualizar la distribución térmica en las aletas. Los modelos teóricos indican que la temperatura es función de la longitud de las mismas. En la solución se muestra esta situación. Los cortes transversales que se presentan en la FIGURA 5-6 son verticales y se ubican justo en la posición donde se encuentran las aletas instrumentadas.

Por último, pueden compararse los valores obtenidos de la simulación contra los resultados experimentales. En la **Tabla 5-1** se muestran de manera general los datos de interés. La temperatura promedio de placa se aproxima apropiadamente al resultado real, en la FIGURA 5-7 se comparan los gráficos experimentales y numéricos de la distribución de temperatura de las dos aletas instrumentadas.

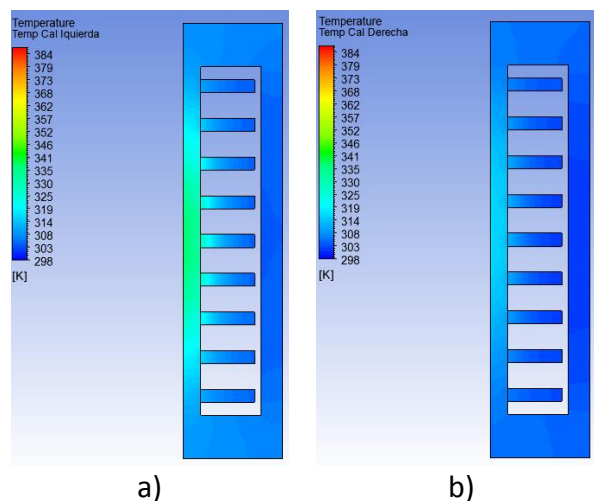


FIGURA 5-6 DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURA EN ALETAS.

Tabla 5-1 COMPARACIÓN DE RESULTADOS EXPERIMENTALES Y NUMÉRICOS.

	Experimento	Simulación
Potencia calorimétrica	3112 W	3112 W
Temperatura promedio de la superficie irradiada	47.8 °C	45.5 °C
Máximo valor de temperatura en la superficie	60.23 °C	113.5 °C
Temperatura del flujo a la entrada	24.5 °C	24.5 °C
Temperatura del flujo a la salida de mezcla	30.5 °C	30.5 °C
Temperatura de la salida 1	28.2 °C	29.6 °C
Temperatura de la salida 2	29.8 °C	31.5 °C
Temperatura de la salida 3	29.3 °C	29.3 °C
Temperatura de la salida 4	31.9 °C	32 °C

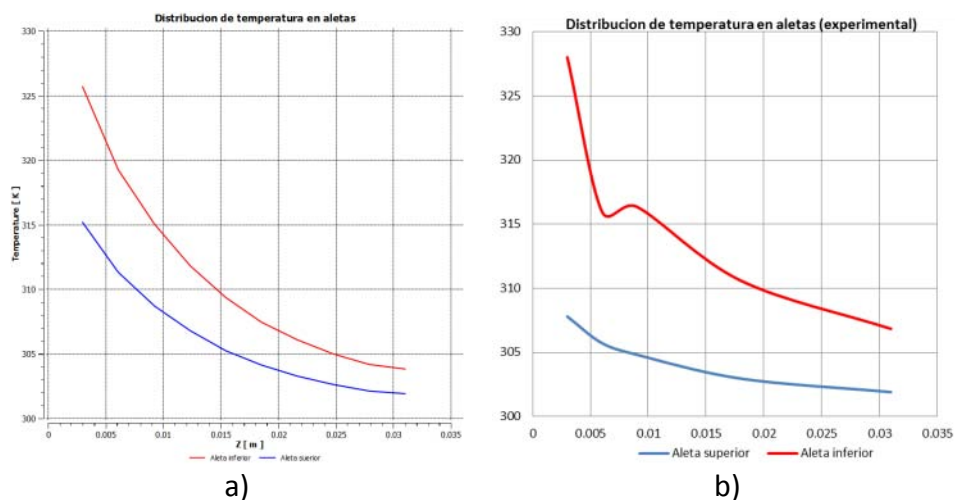


FIGURA 5-7 DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURA EN ALETAS: A) RESULTADOS NUMÉRICOS, B) DATOS EXPERIMENTALES.

Las diferencias significativas de los resultados residen en las temperaturas de la placa receptora. Estas, a su vez, impactan la distribución térmica de las aletas. Esto quiere decir

que no es preciso utilizar la distribución del flujo radiativo para procesar el perfil puntual del flujo de calor.

El principal interés se centra únicamente en los balances globales de energía y la temperatura promedio de la placa. Por este motivo, la condición de flujo de calor se trabajó con una distribución homogénea sobre la superficie. Esta forma de perfil fue procesada en Mathematica para establecer valores de potencia, dependiendo de la condición experimental asignada a la simulación. Esto se ve en la FIGURA 5-8, empleada para la condición de 3112 watts.

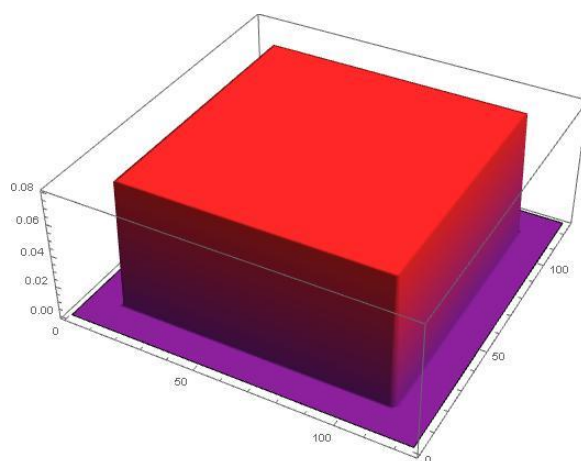


FIGURA 5-8 DISTRIBUCIÓN HOMOGÉNEA DEL FLUJO DE CALOR SOBRE LA SUPERFICIE DEL RECEPTOR.

Con estos tratamientos en las condiciones experimentales, se procedió a realizar la validación de modelo y a generar otros escenarios de comparación.

5.4 Comparación de las simulaciones con los datos experimentales.

Para validar el modelo trabajado en ANSYS FLUENT se eligieron las pruebas realizadas con un flujo de 7.8 litros por minuto. Para generar los perfiles de flujo de calor requeridos en las 6 simulaciones se trabajó con el dato de potencia absorbida de los experimentos reales. Estas condiciones pertenecen a la campaña experimental llevada a cabo con el tratamiento superficial de Sandblasting.

Las potencias empleadas fueron: 480, 973, 2155, 3112, 5420 y 6623 watts. El resultado fue una aproximación razonable de la solución numérica, lo cual se observa en la FIGURA 5-9. En la gráfica se muestran las curvas de la temperatura de placa. Se obtuvo una máxima diferencia que va del orden de 3 °C. Se puede concluir que el modelo empleado funciona adecuadamente para predecir el comportamiento térmico del receptor calorimétrico.

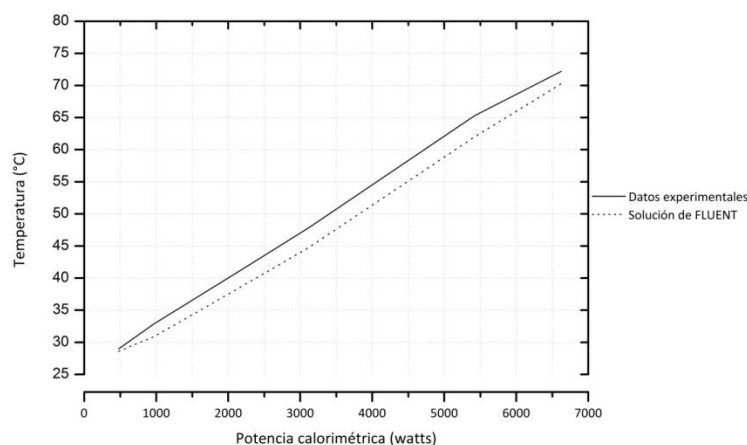


FIGURA 5-9 COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS NUMÉRICOS Y EXPERIMENTALES EN UNA SERIE DE 6 PRUEBAS.

Para otros flujos se realizaron algunas pruebas. Ya que también se aproximaron razonablemente, no se continuó con la extensa serie de simulaciones para evitar los excesivos tiempos de cómputo.

5.5 Comparación de las soluciones con un receptor sin aletas.

Ya validado el modelo en ANSYS FLUENT, se adaptó un receptor calorimétrico con las mismas dimensiones excluyendo la integración de aletas. Esta geometría fue mallada con suficiente calidad y se realizaron 3 simulaciones bajo condiciones de potencia de 480, 6623 y 12000 watts. Se compararon los resultados contra las soluciones del receptor original. En la FIGURA 5-10 se muestra una tendencia incremental en la diferencia de temperatura promedio de placa.

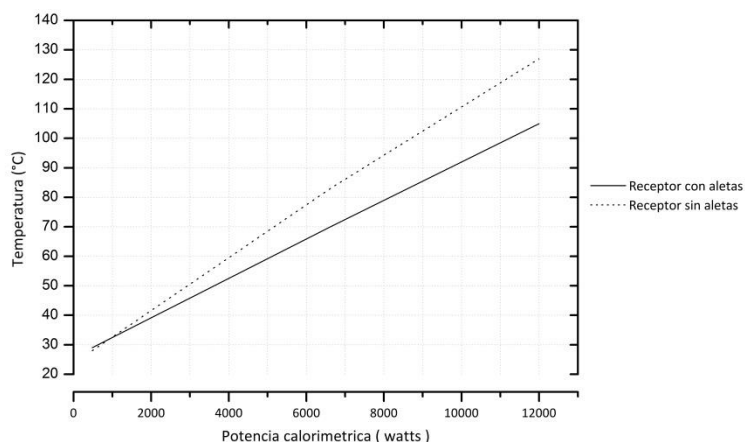


FIGURA 5-10 COMPARACIÓN DEL DESEMPEÑO TÉRMICO DE UN RECEPTOR SIN ALETAS CONTRA EL ORIGINAL.

Es importante destacar que se trabajó con el parámetro de potencia calorimétrica, siendo esta la que realmente pasa de la superficie exterior hacia el interior del dispositivo.

El receptor construido y evaluado experimentalmente carece de una optimización minuciosa de las relaciones superficiales internas. A pesar de esto, se obtuvo una reducción de 22 °C para una potencia de 12000 watts; cerca del 20 %. Con esto es posible afirmar que un diseño optimizado del sistema aleteado amplificaría este porcentaje de disminución en la temperatura de placa receptora.

La finalidad del trabajo es generar un referente para emplear un dispositivo calorimétrico similar en un sistema de torre central. Por ello, se deben adecuar los datos para tener una mejor apreciación de lo que ocurre. Como cifra relevante el valor de 12,000 watts corresponde a un flujo radiativo de 300 kW/m^2 , una cantidad pequeña para estos sistemas de concentración. Esto quiere decir que las reducciones de temperatura al adherir aletas son realmente significativas cuando se quieren medir flujos radiativos superiores a este.

5.6 Operación del receptor a temperatura de placa constante.

Para terminar se impuso una condición de temperatura de placa de 45 °C, y se simularon 5 flujos distintos, 4, 6, 8, 10 y 12 litros por minuto, la temperatura del agua de entrada fue de 25 °C. En la FIGURA 5-11 se observa un incremento en la potencia calorimétrica al aumentar el flujo de agua, sin embargo para mantener térmicamente estable al receptor es necesario reducir gradualmente el ΔT del agua.

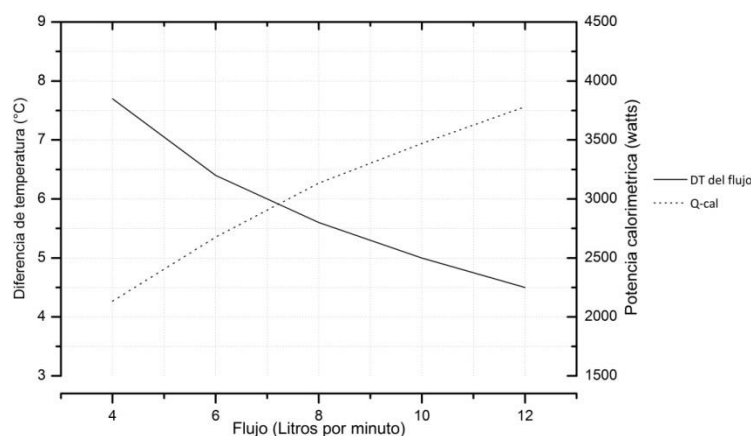


FIGURA 5-11 COMPORTAMIENTO GLOBAL DEL RECEPTOR CALORIMÉTRICO CON UNA CONDICIÓN DE TEMPERATURA CONSTANTE EN LA SUPERFICIE.

Esta estimación puede ser conveniente en la práctica ya que una meta de la calorimetría es reducir y mantener estable la pérdida global de potencia hacia el ambiente. Esto se logra controlando la temperatura del receptor.

Capítulo 6 Conclusiones y Recomendaciones

En este capítulo se presentan de manera concreta las conclusiones más importantes del trabajo realizado. También se proponen algunas recomendaciones que benefician el desarrollo experimental de cualquier trabajo dentro de las instalaciones del HoSIER.

6.1 Conclusiones

En este trabajo se construyó, se instrumentó, se puso a punto y se evaluó experimentalmente un receptor calorimétrico de placa plana, estudiando los fenómenos de transferencia de calor implicados en su operación. En este dispositivo se incluye como variante la integración de superficies extendidas (aletas) al interior del receptor. El proyecto surgió para validar el análisis térmico de un calorímetro diseñado para el CEToC, obtenido por medio de simulaciones con ANSYS FLUENT. Por este hecho, se hizo una reproducción del modelo computacional adaptando la geometría del dispositivo escalado y se simularon algunas condiciones experimentales.

Para comprender el comportamiento térmico del receptor calorimétrico se llevaron a cabo dos campañas experimentales, en las que se utilizaron acabados superficiales distintos. Con los resultados obtenidos se generaron algunas graficas paramétricas. En estas se muestra un crecimiento en la temperatura de la placa provocado por el aumento de la potencia incidente. También se compararon los flujos máxicos establecidos en el diseño del experimento. En general, el comportamiento del dispositivo fue similar en las dos campañas, la distinción significativa de estas fue la absorción de la superficie. En la primera serie de pruebas se mantuvo intacto el tratamiento de sandblastedo. Por el contrario, en la segunda se aplicó un recubrimiento de Zynolite. Los datos experimentales se trabajaron con un análisis estadístico simple, obteniendo como resultado eficiencias globales de $55 \pm 3 \%$ para el primer caso y $95 \pm 2 \%$ para el segundo.

Bajo algunas simplificaciones se estableció un marco teórico en el cual se integraron algunos parámetros que sirven para evaluar la superficie aleteada. Se dedujo por calorimetría una ecuación para calcular el coeficiente promedio de transferencia de calor,

valor indispensable para los parámetros adimensionales. Este coeficiente no es un valor constante ya que depende de las condiciones de operación, en su lugar se obtuvo un rango de resultados. Para las pruebas experimentales, el rango va de 1158 a 2765 W/m²K. Se puede concluir que el valor de este coeficiente se incrementa al aumentar el flujo de refrigerante, lo mismo sucede al aumentar la potencia calorimétrica. Esto último ocurre cuando se incrementa el flujo radiativo sobre el receptor, para un mismo tratamiento superficial. Lo anterior conduce a pensar que la velocidad con la que crece el coeficiente promedio de transferencia de calor es mayor que la velocidad de crecimiento de la temperatura de placa.

Entre los parámetros adimensionales, la efectividad de la aleta confirma la validez del marco teórico al obtener resultados que van de 6.2 a 9.6. Siendo estos valores mayores a 1, se concluye que es correcto utilizar el modelo unidimensional de transferencia de calor en la aleta.

Otro parámetro es la eficiencia de la superficie interna. Del mismo modo que la efectividad, los valores calculados con los datos experimentales generan un rango de resultados. Estos van de 0.54 a 0.69. Este parámetro se reduce mientras el coeficiente promedio de transferencia de calor crece. Debe entenderse que un valor de 1 corresponde al caso ideal; esto es, cuando toda la superficie aleteada se encuentra a la temperatura del plano base de las aletas. En realidad lo anterior no es posible, no obstante se puede llegar a un valor alto optimizando la geometría de las aletas, con lo cual se reduce la cantidad de material empleado para fabricar el receptor. Por consiguiente, esta optimización impacta positivamente en los costos de manufactura del dispositivo.

En el análisis de resultados se concluye que la integración de aletas resulta positiva para incrementar la transferencia de calor del receptor al fluido. Esto se aprecia mediante el parámetro adimensional al que se denominó eficacia de la superficie proyectada. El rango de sus valores para las pruebas experimentales va de 1.59 a 1.99. Como los demás, la eficacia se reduce cuando se incrementa el valor del coeficiente promedio de transferencia de calor. Aunque estos resultados garantizan una reducción de temperatura en la placa receptora, no se puede determinar con el trabajo experimental la magnitud de esta reducción.

Por lo anterior, fue necesario realizar trabajo de cómputo utilizando el software ANSYS FLUENT. Con las soluciones de las simulaciones y los resultados experimentales se validó el modelo K-E Estándar, mismo empleado en el análisis del calorímetro diseñado para el CEToC. Con esta certidumbre sobre el modelo, se realizó la comparativa del desempeño térmico del receptor con aletas contra uno sin aletas, operando bajo las mismas condiciones de potencia y flujo refrigerante. De esta forma, se confirmó que existe un

incremento tendencial en la temperatura de placa para el dispositivo sin aletas. Los resultados arrojaron un aumento del 20 % en la temperatura de la placa para este dispositivo comparado con el de aletas, cuando estos son sometidos a un flujo radiativo de 300 kW/m^2 . Puede decirse que estos valores de flujo son moderados para sistemas termosolares de torre central, por lo cual se espera que un dispositivo con aletas aumente su funcionalidad al ser sometido a flujos radiativos mayores que el mencionado.

Dentro de este marco teórico, también se desarrolló un modelo analítico para el transitorio de calentamiento. Este se ajustó satisfactoriamente a los datos experimentales. Con esto se concluye que el cálculo del coeficiente promedio de transferencia de calor resulta ser correcto, ya que es un parámetro de alto impacto en el cálculo del tiempo característico del dispositivo. Por lo tanto, el análisis de bulto que se hace sobre la evaluación de la superficie interna aleteada puede validarse.

En resumen:

- La integración de aletas reduce significativamente la temperatura de placa.
- La reducción de temperatura puede ampliarse con un análisis de optimización de la superficie aleteada.
- La medición de potencia por calorimetría mantiene los mismos márgenes de incertidumbre encontrados en referencias.
- La importancia de la reducción de temperatura en la superficie del receptor reside en mantener condiciones térmicas que no provoquen un cambio de fase en el flujo refrigerante.
- El modelo de ANSYS FLUENT se aproxima razonablemente al experimento.

6.2 Recomendaciones

Los principales problemas observados dentro de la campaña experimental tienen que ver con aspectos operativos. Una recomendación general va enfocada a mejorar el desarrollo de experimentos mediante un control adecuado del sistema de refrigeración. Actualmente se utiliza una válvula de esfera que controla el flujo másico de agua, sin embargo estas no ofrecen una regulación precisa provocando perturbaciones significativas. Por ello se propone remplazarla por una válvula apropiada para este propósito. Otro punto a considerar es el tiempo de adquisición de datos experimentales. El sistema de adquisición del HoSIER tarda alrededor de 3 segundos en registrar la señal de los sensores e instrumentos utilizados. Estos tiempos dificultan ver cambios drásticos provocados por el efecto del alto flujo radiativo.

Referencias

Acosta R., Ixtlilco L., Pérez I., Estrada C. A., **Difusión de calor en la placa receptora del calorímetro del DEFRAC.**, en: Memorias XXIII Semana Nacional de Energía Solar, ANES, México, 1999.

Acosta R., Pérez C. A., Estrada C. A., **Estudio Teórico experimental del comportamiento térmico de la placa receptora del calorímetro DEFRAC.**, en: Memorias XXV Semana Nacional de Energía Solar, ANES, México, 2001.

Ballestrín J., Burgess G., Cumpston J., **Heat flux and temperature measurement technologies for concentrating solar power**, en: Concentrating Solar Power Technology, A volume in Woodhead Publishing Series in Energy, 2012.

Ballestrín J., Estrada C.A., Rodríguez-Alonso M., Pérez-Rábago C., Langley L.W., Barnes A., **Heat flux sensors: Calorimeters or radiometers?**, en: Solar Energy, volumen 80, 2006.

Ballestrín J., Monterreal R., **Hybrid heat flux measurement system for solar central receiver evaluation**, en: Energy, volumen 29, 2004.

Ballestrín J., Ulmer, S., Morales A., Rodríguez, M., **Systematic error in the measurement of very high solar irradiance**, en: Solar Energy Materials and Solar Cells, volumen 80, 2003.

Bejan A., **Heat transfer**, I Edición, 1993.

Bliss, Raymond W, **Notes on performance design of parabolic solar furnaces**, 1957.

Cruz F., Estrada C. A., Cervantes J. G., Quiñones J. J., **Caracterización del DEFRAC Parte I: Estudio Térmico.**, en: Memorias XIX Semana Nacional de Energía Solar, ANES, México, 1997.

Estrada C. A. et al, **Laboratorio Nacional de Sistemas de Concentración Solar y Química Solar; Informe Técnico Final Para CONACYT**, 2010.

Estrada C. A. et al, **Laboratorio Nacional de Sistemas de Concentración Solar y Química Solar Segunda Etapa; Segundo Informe Técnico Parcial Para CONACYT**, 2013.

Estrada C. A., Higuera S., Oskam A., Cervantes J., **Dispositivo para el Estudio de Flujos Radiativos Concentrados DEFRAC.**, en: Memorias XXV Semana Nacional de Energía Solar, ANES, México, 1995.

Estrada C. A., Jaramillo O. A., Acosta R., Arancibia-Bulnes C. A., **Heat transfer analysis in a calorimeter for concentrated solar radiation measurements**, en: Solar Energy, volumen 81, paginas 1306-1313, 2007.

Estrada C. A., Pérez-Rábago C., Ballestrín J., **Development of a conical cavity calorimeter for measuring highly concentrated solar flux**. 14th SolarPACES International Symposium on Concentrated Solar Power and Chemical Energy Technologies. Las Vegas, USA, 2008.

Faghri A., Zhang Y., Howell J., **Advanced Heat and Mass Transfer**, 2010.

Gardon, R., **An instrument for the direct measurement of intense thermal radiation**, en: Review of Scientific Instruments, volumen 24, 1953.

Guillot E., Alxneit I., Ballestrin J., Sans J. L., Willish C., **Comparison of 3 heat flux gauges and a wáter calorimeter for concentrated solar irradiance measurement**, en: Energy Procedia, volumen 49, 2013.

Incropera F. P., **Fundamentos de transferencia de calor**, 1999.

Jaramillo O. A., Pérez-Rabago C. A., Arancibia-Bulnes C. A., Estrada C. A., **A flat plate calorimeter for concentrated solar flux evaluation**, en: Renewable Energy, volumen 33, 2008.

Licurgo Pedraza J., Tesis: **Diseño, construcción y puesta en operación de una pantalla lambertiana para el horno solar de alto flujo radiativo**, 2012.

Pérez C. A., M.J. M., Romero M., Estrada C.A., **Heat transfer in a conical cavity calorimeter for measuring thermal power of a point focus concentrator**, en: Solar Energy, volumen 80, 2006.

Pérez C. A., Quiñones J. J., Arancibia C. A., Estrada C. A., **Instrumentación, montaje y puesta en operación del calorímetro de cavidad cónica para el DEFRAC.**, en: Memorias XXVII Semana Nacional de Energía Solar, ANES, México, 2003.

Pérez Enciso R., Tesis: **Caracterización óptica y térmica del horno solar del ier**, 2015.

Piña Ortiz A., Tesis: **Estudio teórico-experimental de la transferencia de calor en el receptor de un sistema termosolar de torre central**, 2013.

Riveros Rosas D., Tesis: **Diseño óptico de Horno Solar de Alto Flujo Del CIE-UNAM**, 2008.

Taylor J., **An introduction to error analysis**, 1997.

Theory guide of ANSYS FLUENT, 2009.

Ulmer S, Wolfgang R., Heller P., Lupfert E., **Beam Characterization and improvement with a flux mapping system for dish concentrators**, en: Journal of Solar Energy Engineering, volumen 124, 2002.

Anexo 1: Ecuaciones diferenciales para el cálculo de incertidumbres.

Eficiencia global:

$$\eta = \frac{\dot{m}C_p\Delta T}{(38.47 \text{ kW})(F.H.)\left(\frac{\text{Apertura}}{100}\right)\left(\frac{DNI}{1000}\right)}$$

$$\frac{d\eta}{d\dot{m}} = \frac{C_p\Delta T}{(38.47 \text{ kW})(F.H.)\left(\frac{\text{Apertura}}{100}\right)\left(\frac{DNI}{1000}\right)}$$

$$\frac{d\eta}{d\Delta T} = \frac{\dot{m}C_p}{(38.47 \text{ kW})(F.H.)\left(\frac{\text{Apertura}}{100}\right)\left(\frac{DNI}{1000}\right)}$$

$$\frac{d\eta}{dF.H.} = \frac{\dot{m}C_p\Delta T}{(38.47 \text{ kW})(F.H.)^2\left(\frac{\text{Apertura}}{100}\right)\left(\frac{DNI}{1000}\right)}$$

$$\frac{d\eta}{dF.H.} = \frac{\dot{m}C_p\Delta T}{(38.47 \text{ kW})(F.H.)\left(\frac{\text{Apertura}}{100}\right)\left(\frac{DNI}{1000}\right)^2}$$

Coeficiente de transferencia de calor:

$$\sqrt{h} = -B + \sqrt{B^2 + D\dot{m} \left[\ln \left(\frac{T_p - T_{in}}{T_p - T_{out}} \right) \right]}$$

$$\frac{d\sqrt{h}}{d\dot{m}} = \frac{D \left[\ln \left(\frac{T_p - T_{in}}{T_p - T_{out}} \right) \right]}{2 \left(\sqrt{B^2 + D\dot{m} \left[\ln \left(\frac{T_p - T_{in}}{T_p - T_{out}} \right) \right]} \right)}$$

$$\frac{d\sqrt{h}}{dT_{in}} = \frac{-D\dot{m}}{2 \left(\sqrt{B^2 + D\dot{m} \left[\ln \left(\frac{T_p - T_{in}}{T_p - T_{out}} \right) \right]} \right) (T_p - T_{in})}$$

$$\frac{d\sqrt{\bar{h}}}{dT_{out}} = \frac{-D\dot{m}}{2 \left(\sqrt{B^2 + D\dot{m} \left[\ln \left(\frac{T_p - T_{in}}{T_p - T_{out}} \right) \right]} \right) (T_p - T_{out})}$$

$$\frac{d\sqrt{\bar{h}}}{dT_p} = \frac{-D\dot{m}(T_{in} - T_{out})}{2 \left(\sqrt{B^2 + D\dot{m} \left[\ln \left(\frac{T_p - T_{in}}{T_p - T_{out}} \right) \right]} \right) [(T_p - T_{in})(T_p - T_{out})]}$$

Eficacia del receptor:

$$\epsilon_0 = \frac{N\sqrt{kA_cp}}{A_0\sqrt{\bar{h}}} + \frac{A_{0B}}{A_0}$$

$$\frac{d\epsilon_0}{d\bar{h}} = -\frac{N\sqrt{kA_cp}}{2A_0\bar{h}\sqrt{\bar{h}}}$$

Efectividad:

$$\epsilon_A = \frac{\sqrt{kA_cp}}{A_c\sqrt{\bar{h}}}$$

$$\frac{d\epsilon_A}{d\bar{h}} = -\frac{\sqrt{kA_cp}}{2A_c\bar{h}\sqrt{\bar{h}}}$$

Eficiencia de la superficie interna:

$$\epsilon_S = 1 - \left(\left(\frac{NA_A}{A_T} \right) \left(1 - \frac{\sqrt{kA_cp}}{A_A\sqrt{\bar{h}}} \right) \right)$$

$$\frac{d\epsilon_S}{d\bar{h}} = -\frac{N\sqrt{kA_cp}}{2A_T\bar{h}\sqrt{\bar{h}}}$$