



**UNIVERSIDAD DE CIENCIAS
Y ARTES DE CHIAPAS**

**INSTITUTO DE CIENCIAS BÁSICAS Y
APLICADAS**

T E S I S

**“OPTIMIZACIÓN DE COLECTORES
SOLARES DE AIRE BASADO EN EL
ANÁLISIS EXERGÉTICO”**

**QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:
MAESTRO EN MATERIALES Y SISTEMAS
ENERGÉTICOS RENOVABLES**

**PRESENTA
IMER LÓPEZ GRIJALVA**

**DIRECTOR
DR. GUILLERMO R. IBÁÑEZ DUHARTE**

TUXTLA GUTIÉRREZ, CHIAPAS.

JUNIO 2015



UNIVERSIDAD DE CIENCIAS Y ARTES DE CHIAPAS

SECRETARÍA ACADÉMICA
COORDINACIÓN DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO



Tuxtla Gutiérrez, Chiapas
28 de mayo de 2015
Oficio No. DIP-230/2015

C. Imer López Grijalva
Candidato al Grado de Maestro
en Materiales y Sistemas Energéticos Renovables
Presente.

En virtud de que se me ha hecho llegar por escrito la opinión favorable de la Comisión Revisora que analizó su trabajo de tesis denominado **“Optimización de colectores solares de aire basado en el análisis exergético”** y que dicho trabajo cumple con los criterios metodológicos y de contenido, esta Dirección a mi cargo le **autoriza la impresión** del documento mencionado, para la defensa oral del mismo, en el examen que usted sustentará para obtener el Grado de Maestro en Materiales y Sistemas Energéticos Renovables. Se le pide observar las características normativas que debe tener el documento impreso y entregar en esta Dirección un tanto empastado del mismo.

Atentamente

“Por la Cultura de mi Raza”

Dra. María Adelfina Schlie Guzmán

Directora.



DIRECCIÓN DE INVESTIGACIÓN
Y POSGRADO

C.c.p. Expediente

*"El libro de la naturaleza está escrito en un
lenguaje matemático"*

Galileo Galilei

DEDICATORIA

Este trabajo va dedicado:

Primeramente mi Dios y Salvador Jesucristo, quien es merecedor de toda la gloria y la honra, quien con su misericordia me ha fortalecido y sostenido en todo este tiempo.

A mi esposa Maritza Hernández e hijo Emmanuel López que son un regalo de Dios y mi motivación. Gracias por su apoyo, comprensión y amor. Son personas que marcan mi vida todos los días.

A mis padres, Armando López y Ana María Grijalva que ha sido un ejemplo de lucha y perseverancia en tiempos difíciles y quien siempre me ha brindado su amor incondicional.

A mis hermanos Aracely López e Iván López que me han apoyado desinteresadamente a lo largo de mi vida y mi formación académica, que mi Dios les bendiga en gran manera.

A mis Pastores: Hno. Marvel de Jesús Avendaño y Hna. Claudia que me han brindado su amor y apoyo incondicional en todo el tiempo. Ustedes han sido en mi vida ejemplos de fe y perseverancia en tiempos de prueba, que mi Señor Jesús les bendiga y multiplique conforme a sus riquezas en gloria.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco profundamente al Dr. Guillermo Ibáñez Duharte, quien fue mi asesor en esta tesis y quien me apoyo en el desarrollo de este trabajo mediante sus conocimientos y asesoría. Considero que su guía me brindó las herramientas apropiadas para concluir este proyecto.

De igual manera quiero expresar mi gratitud al **CONACYT**, por la beca otorgada para realizar mis estudios de maestría y apoyar de esta forma la investigación.

Agradezco también al **Fondo Mixto de Cooperación Técnica y Científica México – España** que por medio del proyecto "Uso integral de las Fuentes Renovables de Energía en Comunidades de Alta Marginación en Chiapas" me apoyo en la participación en evento académico para la difusión de resultados del trabajo realizado.

Muy especialmente a la Mtra. María Guadalupe Ramírez Cedillo de la **Dirección de Investigación y Posgrado**, que me apoyaron en la participación en un evento académico nacional a través del *programa de apoyos académicos complementarios para estudiantes de posgrado de la UNICACH. DOS-2014* y en el pago de tramites de titulación mediante el *programa de apoyos académicos complementarios para estudiantes de posgrado de la UNICACH. UNO-2015 (TERCERA CONVOCATORIA)*.

ÍNDICE GENERAL

DEDICATORIA	i
AGRADECIMIENTOS	ii
Índice General	iii
Resumen	vi
Nomenclatura	vii
Lista de Figuras	ix
Lista de Tablas	xii
CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN	1
1.1. Generalidades.....	1
1.2. Revisión bibliográfica.....	2
1.2.1. Análisis exergético de CSA de placa plana.....	3
1.2.2. Análisis exergético de CSA con superficies absorbedoras con obstáculos y rugosas...4	
1.3. Planteamiento del problema.....	9
1.4. Objetivos.....	10
1.5. Organización de la tesis.....	10
1.6. Referencias.....	12
PARTE I: FUNDAMENTOS TEÓRICOS	
CAPÍTULO 2: PRINCIPIOS DEL ANÁLISIS TERMODINÁMICO Y DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR	14
2.1. Introducción a los principios del análisis termodinámico.....	14
2.2. Análisis termodinámico basado en la primera y segunda ley.....	15
2.3. Energía: cambios y transferencias.....	16
2.3.1. Transferencia de flujo másico, m	16
2.3.2. Transferencia por calor, Q	16
2.3.3. Transferencia por trabajo, W	17
2.4. La primera ley de la termodinámica (PLT).....	17
2.5. La segunda ley de la termodinámica (SLT).....	18
2.6. Exergía, calidad y eficiencia.....	20
2.6.1. Reversibilidades e irreversibilidades.....	22
2.6.2. Cambio de exergía.....	22
2.6.3. Mecanismos de transferencia de exergía.....	23

2.6.3.1.	Transferencia de exergía por calor, Q	24
2.6.3.2.	Transferencia de exergía por trabajo, W	24
2.6.3.3.	Transferencia de exergía por masa, m	25
2.6.4.	Balance de exergía.....	25
2.7.	Exergía y sustentabilidad	28
2.8.	Introducción a la transferencia de calor	29
2.8.1.	Conducción	29
2.8.2.	Convección	31
2.8.3.	Radiación	32
2.9.	Referencias.....	33

CAPÍTULO 3: COLECTORES SOLARES DE AIRE Y SU FUNDAMENTO TEÓRICO.....34

3.1.	Introducción	34
3.2.	Energía solar y su aprovechamiento	34
3.3.	Clasificación de colectores solares	35
3.3.1.	Colector solar de aire	35
3.3.1.1.	Tipos de colectores solares de aire	36
3.3.1.1.1.	CSA de paso posterior.....	38
3.3.1.1.2.	CSA de placa absorbedora con protuberancias.....	38
3.4.	Fundamentos para el análisis teórico de los CSA	40
3.4.1.	Rendimiento térmico del CSA.....	40
3.4.1.1.	Coficiente total de pérdida de calor, U_L	42
3.4.1.1.1.	Coficiente de pérdida de calor en la parte superior, U_t	42
3.4.1.1.2.	Convección natural entre planos paralelos.....	46
3.4.1.1.3.	Coficiente de pérdida de calor inferior, U_b	47
3.4.1.1.4.	Coficiente de pérdida de calor lateral, U_e	47
3.4.1.2.	Orientación óptima del CSA, β	47
3.4.2.	Rendimiento termohidráulico del CSA	48
3.4.3.	Rendimiento exergético	49
3.5.	Referencias.....	54

PARTE II: METODOLOGÍA Y ANÁLISIS

CAPÍTULO 4: DESCRIPCIÓN DEL MODELO PARA EL ANÁLISIS EXERGÉTICO DEL CSA.....56

4.1.	Introducción	56
4.2.	Modelo matemático.....	58
4.3.	Referencias.....	65

CAPÍTULO 5: RESULTADOS Y DISCUSIÓN	66
5.1. Introducción	66
5.2. Resultados con configuración típica y condiciones de operación propuestas.....	66
5.2.1. Eficiencia térmica, η_I	68
5.2.2. Eficiencia termohidráulica, η_{Ef}	70
5.2.3. Eficiencia exergética, η_{II}	73
5.3. Efectos de la variación de parámetros de configuración del sistema y de operación de los CSA de placa plana y de geometría con protuberancias.....	77
5.3.1. Resultados de la variación de la configuración del sistema.....	77
5.3.1.1. Efectos de la variación de la longitud del colector, L	77
5.3.1.2. Efectos de la variación de la profundidad del ducto, H	81
5.3.1.3. Efectos de la variación del espaciamiento de la placa y la cubierta, L_{p-cl}	84
5.3.1.4. Efectos de la variación del número de cubiertas	87
5.3.2. Resultados de la variación de los parámetros de operación del sistema.....	89
5.3.2.1. Efectos de la variación de la temperatura ambiente, T_a	89
5.3.2.2. Efectos de la variación de la velocidad del viento, V_v	91
5.3.2.3. Efectos de la variación de la radiación solar, I	93
5.3.2.4. Efectos de la variación de la inclinación del CSA, β	95
5.4. Comparación de CSA propuesto y optimizado.....	97
5.5. Referencias.....	98
CONCLUSIONES	99
ANEXO	101

RESUMEN

En este estudio, se analiza las eficiencias energéticas y exergética de dos colectores solares de aire (uno de placa plana y otro con placa con protuberancias), mediante el método exergético. El análisis es realizado considerando los parámetros que afectan tanto el rendimiento energético como exergético de los colectores solares de aire, p. e. la radiación solar, ángulo de inclinación, número de cubiertas. Primeramente se determina la eficiencia energética de los colectores en base a un rango determinado de temperatura y luego se determina las eficiencias termohidráulica y exergética de los mismos. Una vez determinadas estas eficiencias, se varían los valores de los parámetros de diseño y operación de los colectores, con la finalidad de obtener información que permita optimizar los dispositivos solares. Finalmente, se realiza una comparación de los resultados y se determinan los valores en que se obtienen eficiencias considerablemente altas y que permiten mejorar el diseño de los colectores.

Los resultados obtenidos muestran que el colector solar con placa rugosa es más eficiente que el colector de placa plana, sin embargo se puede obtener una mejora significativa en ambos colectores mediante la variación de parámetros como son: profundidad del ducto, el incremento de cubiertas y la radiación solar.

Palabras claves: exergía, eficiencia, optimización.

NOMENCLATURA

A:	Área del colector	m²
AT:	Análisis termodinámico	-
Cp:	Calor específico	J/kg C
EC:	Energía cinética	-
EP-	Energía potencial	-
EXcalor:	Exergía transferida por calor	W
EXtrab:	Exergía Transferida por trabajo	W
EXmasa:	Exergía Transferida por masa	W
FR:	Factor de remoción de calor	Adimensional
Fo:	Factor de remoción de calor	Adimensional
g:	Aceleración de la gravedad	m/s²
hw:	Coefficiente de transferencia de calor del viento	W/m²-C
I:	Radiación solar	W/m²
Nu:	Número de Nusselt	Adimensional
m:	masa	kg
ṁ:	Flujo másico	kg/s
Q:	Calor	J
Qu:	Calor útil	J
OT:	Optimización Termodinámica	-
S:	Entropía	J
Sgen:	Entropía Generada	
T:	Temperatura	K
Ta:	Temperatura ambiente	C
Tsal:	Temperatura de salida	C
Tf:	Temperatura promedio del fluido	C
Tp:	Temperatura de la placa absorbadora	C
U:	Energía interna	-
UL:	Coefficiente total de pérdida de calor	W/m²-C
U_t:	Coefficiente de pérdida de calor en la parte superior	W/m²-C
U_b:	Coefficiente de pérdida de calor por conducción	W/m²-C
U_e:	Coefficiente de pérdida de calor en la parte inferior	W/m²-C
V:	Velocidad	m/s
V_v:	Velocidad del viento	m/s
W:	Trabajo	J
W_{rev}:	Trabajo reversible	J

Letras Griegas:

α :	Absorbancia de la superficie del colector	Adimensional
β :	Angulo de inclinación del colector	Grados
δ :	Espesor de aislante	m
ϵ_c :	Emisividad del cristal	Adimensional
ϵ_p :	Emisividad de la placa	Adimensional
η :	Eficiencia energética del colector	Adimensional
η_{II} :	Eficiencia exergética del colector	Adimensional
η_{ef} :	Eficiencia termohidráulica del colector	Adimensional
ψ :	Exergía de corriente de flujo	
σ :	Constante de Stefan-Boltzman, 5.67×10^{-8}	$J/m^2 s K^4$
τ :	Transmitancia de la cubierta del colector	Adimensional

Subíndices

<i>ent</i> :	Entrada
<i>sal</i> :	Salida
<i>0</i> :	Estado muerto
<i>1</i> :	Estado inicial.
<i>2</i> :	Estado final.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1. Sistema cerrado con entrada de calor Q_{ent} y trabajo en la salida en la frontera W_{sal}	26
Figura 2.2. Volumen de control que involucra entrada de calor y salida de energía.....	27
Figura 2.3. Ilustración de como contribuye la exergía a mejorar el medioambiente y el desarrollo sustentable.....	28
Figura 2.4. Conducción de calor a través de una pared plana grande de espesor Δx y área A ...	29
Figura 2.5. Transferencia de calor por convección de una superficie caliente.....	32
Figura 3.1. Clasificación de los CSA.....	37
Figura 3.2. Vista esquemática de un CSA de paso posterior.....	38
Figura 3.3a. Esquema conceptual del CSA con protuberancias en la placa absorbadora: vista transversal.....	39
Figura 3.3b. Esquema conceptual del CSA con protuberancias en la placa absorbadora: vista superior de la distribución de las protuberancias sobre la placa.....	39
Figura 3.4. Balance de calor sobre el CSA.....	40
Figura 3.5. Diagrama de flujo de exergía de un CSA.....	51
Figura 3.6. Diagrama de flujo de exergía de un CSA.....	52
Figura 4.1. Colector solar de aire convencional.....	63
Figura 4.2. Vista frontal de la geometría del ducto del CSA.....	63
Figura 5.1. Eficiencia térmica como una función del parámetro de incremento de temperatura y los parámetros geométricos de rugosidad.....	69
Figura 5.2. Eficiencia térmica como una función del número de Reynolds y los parámetros geométricos de rugosidad.....	70
Figura 5.3. Eficiencia efectiva como una función de los parámetros de incremento de temperatura y los parámetros geométricos de rugosidad.....	71
Figura 5.4. Eficiencia efectiva como una función del número de Reynolds y los parámetros geométricos de rugosidad.....	71

Figura 5.5. <i>Balace de energía para el CSA de placa absorvedora con protuberancias.....</i>	<i>72</i>
Figura 5.6. <i>Eficiencia exergetica como una función del incremento de temperatura y los parámetros geométricos.....</i>	<i>73</i>
Figura 5.7. <i>Eficiencia exergetica como una función del número de Reynolds y los parámetros geométricos.....</i>	<i>74</i>
Figura 5.8. <i>Variación de los componentes de las pérdidas exergeticas con el número de Reynolds para un CSA con condiciones propuestas de los parámetros del sistema y de operación.....</i>	<i>75</i>
Figura 5.8 (a). <i>Amplificación de la variación de los componentes de las pérdidas exergeticas con el número de Reynolds para un CSA con condiciones propuestas de los parámetros del sistema y de operación.....</i>	<i>76</i>
Figura 5.9. <i>Resultados de los efectos de la longitud del ducto L en las eficiencias η_I, η_{Ef} y η_{II} del CSA de placa plana.....</i>	<i>78</i>
Figura 5.10. <i>Resultados de los efectos de la longitud del ducto L en las eficiencias η_I, η_{Ef} y η_{II} del CSA de geometría con protuberancias.....</i>	<i>80</i>
Figura 5.11. <i>Resultados de los efectos de la profundidad del ducto H en las eficiencias η_I, η_{Ef} y η_{II} del CSA de placa plana.....</i>	<i>82</i>
Figura 5.12. <i>Resultados de los efectos de la profundidad del ducto H en las eficiencias η_I, η_{Ef} y η_{II} del CSA de geometría con protuberancias.....</i>	<i>83</i>
Figura 5.13. <i>Resultados de los efectos del espaciamiento L_{p-cl} en las eficiencias η_I, η_{II}, la temperatura de la placa T_p y el coeficiente de pérdida total de calor U_t del CSA de placa plana.....</i>	<i>85</i>
Figura 5.14. <i>Resultados de los efectos del espaciamiento L_{p-cl} en las eficiencias η_I, η_{II}, la temperatura de placa T_p y el coeficiente de pérdida total de calor U_t del CSA de geometría con protuberancias.....</i>	<i>86</i>
Figura 5.15. <i>Resultados de los efectos del incremento de cubiertas en las eficiencias η_I y η_{II} del CSA de placa plana.....</i>	<i>87</i>
Figura 5.16. <i>Resultados de los efectos del incremento de cubiertas en las eficiencias η_I y η_{II} del CSA de geometría con protuberancias.....</i>	<i>88</i>
Figura 5.17. <i>Resultados de los efectos de T_a en las eficiencias η_I y η_{II} del CSA de placa plana.....</i>	<i>89</i>

Figura 5.18. Resultados de los efectos de T_a en las eficiencias η_I y η_{II} del CSA de geometría con protuberancias.....	90
Figura 5.19. Resultados de los efectos de V_v en las eficiencias η_I y η_{II} del CSA de placa plana.....	91
Figura 5.20. Resultados de los efectos de V_v en las eficiencias η_I y η_{II} del CSA de geometría con protuberancias.....	92
Figura 5.21. Resultados de los efectos de I en las eficiencias η_I y η_{II} del CSA de placa plana...	93
Figura 5.22. Resultados de los efectos de I en las eficiencias η_I y η_{II} del CSA de geometría con protuberancias.....	94
Figura 5.23. Resultados de los efectos de β en las eficiencias η_I y η_{II} del CSA de placa plana.....	95
Figura 5.24. Resultados de los efectos de β en las eficiencias η_I y η_{II} del CSA de geometría con protuberancias.....	96

LISTA DE TABLAS

Tabla 2.1. <i>Comparación entre energía y exergía</i>	21
Tabla 2.2. <i>Coefficiente convectivo de transferencia de calor</i>	31
Tabla 4.1. <i>Valores óptimos de cada parámetro geométrico de rugosidad correspondiente a la máxima eficiencia térmica</i>	59
Tabla 4.2. <i>Parámetros del sistema y operación utilizados para el cálculo analítico</i>	64
Tabla 5.1. <i>Resultados de parámetros de configuración típica y condiciones de operación</i>	67
Tabla 5.2. <i>Comparación del rendimiento de los CSA, con la variación de $\Delta T/I$ con valores de $0.0025 - 0.01 K m^2/W$</i>	97

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1. Generalidades

En el mundo actual el progreso de los países es cuantificado por la energía que dicha nación consume, por lo que con el crecimiento poblacional de la nación la demanda energética se incrementa. Existen varios tipos de recursos energéticos, pero principalmente los podemos clasificar en dos tipos: *renovables* (p. e. solar, eólica) y *no renovables* (p. e. carbón, petróleo). El crecimiento industrial depende en gran medida de los recursos energéticos no renovables, desafortunadamente estos son limitados por lo que es necesario contar con recursos energéticos que ayuden a suplir las necesidades de energía tanto en el presente como en el futuro próximo. Una de las alternativas energéticas es la energía solar, la cual es un recurso abundante, económico y amigable con el ambiente, y puede ser aprovechada directamente para las necesidades de energía requeridas por la humanidad. Las principales desventajas de este recurso son su naturaleza intermitente y la indisponibilidad durante la noche. En algunas regiones de la tierra el flujo de radiación solar raramente excede 1 kW/m^2 . A pesar de estas limitaciones la energía solar es el recurso energético renovable más promisorio. Este recurso tiene un amplio rango de aplicaciones que incluye calentamiento de agua, calentamiento de aire, refrigeración solar, celdas fotovoltaicas, invernaderos, generación de potencia y conversión fotobiológica, por mencionar algunos [1].

Los colectores solares de aire (CSA) son dispositivos que transforman la energía solar en energía calorífica y son utilizados para incrementar la temperatura del aire que fluye a través de este. Los CSA son utilizados principalmente para aplicaciones de temperatura moderada como: calentamiento de espacios, secado de granos y aplicaciones industriales. En general, la energía solar y sus aplicaciones han sido sujetas a muchos análisis teóricos y experimentales, con la finalidad de

mejorar su aprovechamiento. Uno de estos estudios es el análisis energético, el cual es el método tradicional para valorar la forma en que se utiliza la energía en un sistema que involucra procesos físicos o químicos y la transferencia o conversión de energía. Este análisis usualmente se basa en la Primera Ley de la Termodinámica (PLT) y evalúa la eficiencia energética de los sistemas, el balance de energía es empleado para determinar la porción de energía que ha sido aprovechada o utilizada por el sistema. Sin embargo, este balance de energía no brinda información acerca de la degradación de la energía o de los recursos durante un proceso y tampoco cuantifica la calidad de la energía. En particular, la Termodinámica juega un papel importante en el análisis de procesos, sistemas y dispositivos en los cuales ocurren transferencia y transformación de energía, métodos como el análisis exergético, minimización de la generación de entropía y termoeconomía comenzaron a desarrollarse durante la década de 1970 con el objetivo de contar con metodologías de optimización termodinámica más completas para el análisis del uso eficiente de la energía en cualquier sistema [2].

El análisis exergético se basa en la Segunda Ley de la Termodinámica (SLT) y ha sido aplicado en las últimas décadas en el diseño, simulación y evaluación del rendimiento de sistemas energéticos. Este análisis es empleado para detectar y evaluar cuantitativamente las causas de las irreversibilidades termodinámicas en un sistema.

En años recientes numerosos estudios han sido desarrollados para investigar y analizar el rendimiento tanto energético como exergético de los CSA. A continuación realizamos una descripción de la literatura más significativa relacionada con la optimización exergética de CSA.

1.2. Revisión bibliográfica.

La revisión bibliográfica muestra los análisis realizados a diversos colectores y el estudio de los diversos factores que afectan la eficiencia de los CSA, la revisión está organizada en dos partes las cuales brindan un panorama de los trabajos existentes en el campo de la optimización de los CSA:

1. Análisis exergético de CSA de placa plana.
2. Análisis exergético de CSA con superficies absorbedoras con obstáculos y rugosas.

1.2.1. Análisis exergético de CSA de placa plana.

Bejan A. [3] examinó la relación entre el almacenamiento y el uso inmediato de la exergía solar, con el objetivo de maximizar la exergía de salida de un colector solar, mediante un estudio analítico demostró que es posible predecir y obtener condiciones de operación óptimas en las cuales la exergía recibida por el colector es maximizada. Dichas condiciones dependen de la temperatura que alcanza el colector, del tiempo disponible de radiación solar y del diseño del colector.

Ajam H., et al. [4] realizó una optimización exergética de un CSA mediante el desarrolló un modelo matemático en el que se consideró tanto el rendimiento térmico como óptico del dispositivo. En dicho trabajo se asumió tanto el coeficiente de pérdida de calor como los otros coeficientes de transferencias de calor del colector como variables. Finalmente, se utilizó la caja de herramientas del programa MATLAB para maximizar la eficiencia exergética. Los resultados obtenidos mostraron que el análisis exergético es el mejor método para optimizar y diseñar CSA debido a que la eficiencia exergética es una proporción común a cantidades conocidas en la ingeniería solar como son: la temperatura, caída de presión, flujo másico, tasa de flujo entre otras. Estableció también que a diferencia de otros métodos de optimización este método reduce las irreversibilidades internas del dispositivo analizado.

Gupta M. K., et al. [5] estudió los parámetros de rendimiento óptimos para maximizar la exergía entregada durante la captación de la energía solar en un CSA de placa plana. Las razones de salida tanto de energía y exergía de un CSA fueron evaluadas para varios valores de tasa de orientación del colector (longitud de la placa absorbadora, AR por sus siglas en inglés), tasa de flujo másico por unidad de área de la placa colectora (G) y la altura del ducto de entrada del CSA (H). Los efectos de dichos parámetros mostraron que la tasa de energía de salida incrementa con G y AR y decrece con H y la temperatura de entrada del aire. El criterio de evaluación en base al análisis exergético mostró que el rendimiento no es una función monótona creciente de G y AR , y es una función decreciente de H y la temperatura de entrada del aire. Basado en la tasa de exergía de salida se encontró que puede existir una temperatura del aire de entrada óptima y un valor de G para cada valor de AR y H .

Chamoli S. [6] analizó el rendimiento exergético de un CSA de placa plana. Utilizando un modelado matemático del rendimiento térmico del CSA simulado mediante *Simulik* del programa computacional MATLAB, parámetros geométricos y termodinámicos fueron utilizados para optimizar el rendimiento del sistema. Valores óptimos de temperatura de entrada del colector, tasa de

flujo másico, área de la placa absorbedora y temperatura del fluido de entrada fueron obtenidos para maximizar la eficiencia exergética del colector.

1.2.2. Análisis exergético de CSA con superficies absorbedoras con obstáculos y rugosas.

Las eficiencias de los CSA como bien hemos mencionado con anterioridad son bajas por lo que algunas técnicas pasivas y activas de transferencia de calor han sido aplicadas para mejorar sus eficiencias. **Altfeld K., et al. [7, 8]** propusieron un método para maximizar el flujo neto de exergía mediante el cual la suma de las pérdidas exergéticas incluyendo las pérdidas por absorción de la radiación solar a nivel de la placa es minimizada y razonablemente optimizada para diferentes diseños de placas absorbedoras y diferentes tipos de geometrías. Basado en la optimización numérica aplicada a diversos tipos de placas absorbedoras con geometrías de ducto optimizadas la eficiencia térmica es incrementada y la potencia de fricción puede ser reducida significativamente comparada con placas absorbedoras sin rugosidades. Se determinó que las características de transferencia de calor del absorbedor son menos importantes si el colector está bien aislado y que la variación de las condiciones de operación únicamente tienen una pequeña influencia en los resultados de la optimización.

Torres R. E., et al. [9] mediante el desarrollo de la PLT y la SLT determinaron los parámetros de rendimiento óptimo y de diseño de un sistema de conversión de energía térmica. El balance de exergía y las relaciones adimensionales de exergía fueron obtenidas tomando en cuenta las irreversibilidades por la caída de presión en el flujo del fluido de trabajo a través de diversos tipos de CSA, mediante dichas relaciones los autores brindaron una forma simplificada para el diseño de estos dispositivos.

Kurtbas I. y Durmus [10] diseñaron y evaluaron un nuevo tipo de CSA mediante el análisis exergético. Ellos utilizaron cinco tipos de colectores solares con dimensiones de 0.9 m x 0.4 m y plantearon cuatro casos distintos. Encontraron que la eficiencia del colector se incrementa con el incremento de la tasa de flujo másico, lo cual es debido a un incremento de la transferencia de calor con el flujo aire. Los autores sugieren que la eficiencia del colector, la diferencia de temperatura de entrada y salida, la caída de presión, etc., son algunos de los parámetros más importantes para la evaluación del rendimiento de un colector solar.

Torres R. E., et al. [11] basado en un estudio termodinámico analizaron el proceso de optimización de colectores solares de placa plana con diferentes geometrías, esto mediante dos relaciones: una basada en la temperatura óptima del fluido de trabajo y otra basada en la longitud de trayectoria óptima del flujo. Dichos parámetros fueron obtenidos previamente mediante la maximización del número de flujo de exergía. Los parámetros óptimos fueron relacionados con condiciones de operación finitas y fueron considerados para un sistema finito, así mismo incluyó la variación de condiciones medioambientales e irreversibilidades debidas a la caída de presión del fluido de trabajo en el dispositivo solar. Los autores concluyeron que para el proceso de diseño de un dispositivo solar no basta con la utilización de la termodinámica como herramienta sino que es necesario conocer y considerar la mecánica de fluidos, la transferencia de calor, los materiales y la geometría del sistema.

Ucar A. et al. [12] estudiaron colectores solares con la técnica de argumentación pasiva utilizando el análisis exergético. Para proveer una mejor transferencia de calor en la superficie absorbadora diferentes tipos de superficies fueron probadas. Encontraron que la eficiencia del colector solar se incrementó aproximadamente de 10 % – 30 % utilizando las técnicas pasivas y comparándolo con un CSA convencional.

Esen H. [13] desarrolló un análisis tanto energético como exergético de un CSA de placa plana con y sin obstáculos. En este estudio los experimentos fueron desarrollados mediante la variación de la tasa de flujo másico del aire en diferentes niveles de las placas absorbadoras. Basado en el análisis encontraron que los valores óptimos de eficiencia se ubican en los niveles medios de la placa absorbadora en el ducto del canal de flujo para todas las condiciones de operación. La eficiencia para el CSA de doble flujo con obstáculos se obtuvo en un valor de 60.97 % para 0.025 kg/s el cual es mejor que la placa sin obstáculos cuyo valor de eficiencia se encontró en 25.65 % para 0.025 kg/s.

Gupta y Kaushik [14] realizaron un estudio comparativo de diferentes tipos de CSA con geometrías y placas rugosas diversas mediante un análisis tanto energético como exergético. Ellos encontraron que las rugosidades artificiales en las placas absorbadoras es la mejor opción para mejorar las eficiencias en comparación con superficies lisas. La eficiencia energética y exergética fueron analizadas para los diferentes tipos de geometrías de rugosidades artificiales. Ambas eficiencia fueron encontradas altas para las superficies lisas mientras que para superficies con rugosidades con hendiduras y rectangulares se obtuvieron eficiencias bajas. Sin embargo, este estudio encontró un orden inverso para altos números de Reynolds.

Gupta y Kaushik [15] estudiaron una geometría de rugosidad artificial, malla metálica expandida, para una placa absorbidora de un CSA la cual fue comparada con un CSA de placa lisa. La evaluación del rendimiento en términos de la razón de argumentación de energía (EAR, por sus siglas en inglés), la razón de argumentación de energía efectiva (EEAR, por sus siglas en inglés) y la razón de argumentación de exergía (EXAR, por sus siglas en inglés) fueron analizadas para varios valores del número de Reynolds (Re) y parámetros rugosos de la geometría de una malla metálica expandida en la placa absorbidora de un CSA. Se encontró que las razones de argumentación se incrementan con un incremento de la profundidad del ducto y con la intensidad de radiación solar. La rugosidad artificial en el ducto de un CSA mejora el rendimiento para EAR o para el criterio de ganancia de calor para cualquier valor del Re y parámetros rugosos de malla metálica expandida. La EAR es alta para los parámetros de la malla metálica expandida la cual crea una mayor turbulencia, sin embargo el trabajo de bombeo para el flujo requerido también se incrementa. La EXAR es un criterio más efectivo para incorporar la calidad del calor colectado y el trabajo de bomba requerido. La EXAR es más alta para ductos profundos y baja para rango de Re bajos. Basados en la EXAR se determinaron parámetros de diseño para la geometría de malla metálica expandida.

Akpınar y Kocıyigit [16] diseñaron, fabricaron y analizaron experimentalmente un tipo nuevo de CSA con y sin obstáculos. Los experimentos fueron desarrollados con dos diferentes tasas de flujo másico de 0.0074 y 0.0052 kg/s. De los estudios experimentales se encontró que la eficiencia del CSA depende de diversos parámetros tales como: la radiación solar, la geometría del colector y la extensión de la línea del flujo de aire. Se obtuvo que la eficiencia energética varía entre 20 % y 82 % mientras que la eficiencia exergética varió de 8.32 % a 44 % con las mismas condiciones de operación. Las altas eficiencias fueron obtenidas para CSA con superficies con obstáculos y eficiencias bajas para superficies lisas con las mismas condiciones de operación.

Alta, et al. [17] investigaron las eficiencias energéticas y exergéticas de tres tipos de CSA con diferentes diseños, uno sin aletas y dos con aletas. Las tasas de salida de energía y exergía de estos colectores fueron evaluadas para diferentes tipos de tasas de flujo 25, 50 y 100 m/h con ángulos de inclinación de 0° , 15° y 30° , respectivamente. El CSA con doble cubierta y con aletas fue el más eficiente debido a su alto gradiente de temperatura.

Fakoor, et al. [18] evaluaron experimentalmente diferentes características térmicas de la convección natural del CSA de placa plana con arreglo longitudinal de aletas. Los autores determinaron el rendimiento térmico del sistema; una correlación del número de Nusselt (Nu) es

presentada para el ducto con aletas. El modelo empírico presentado tiene aplicación industrial, la radiación solar y la temperatura ambiente fueron consideradas como parámetros independientes. Otras características del sistema como diferentes variables adimensionales, temperaturas de la placa y de salida del flujo, eficiencia y tasa de flujo másico fueron modeladas empíricamente. La diferencia particular entre este estudio en comparación con otros estudios similares fue la presentación particular de un modelo empírico de aletas rectangulares de un CSA. En un orden de ideas de la magnitud del análisis, primeramente la radiación solar fue encontrada como el principal parámetro que caracteriza el comportamiento térmico del sistema, posteriormente el análisis exergético fue desarrollado y se determinaron condiciones óptimas para el funcionamiento del dispositivo en las cuales este alcanza un alto rendimiento. Eficiencias de 20 % a 66 % fueron obtenidas.

Hedayatizadeh M, et al. [19] realizaron un estudio paramétrico de un CSA corrugado tipo V. Efectos como son la razón de aspecto del colector, temperatura de entrada del aire, la tasa de flujo másico por área del colector, etc., fueron analizados. Los resultados obtenidos mostraron que la salida de exergía para una tasa de flujo másico específica es dependiente de las diferencias entre los valores de energía y entropía creada, la temperatura de entrada del aire es baja cuando la máxima exergía de salida es obtenida con valores bajos de flujo másico, pero si la temperatura de entrada del aire es alta la exergía de salida se incrementa con una tasa de flujo másico tendiendo a un pico y posteriormente tiende a decrecer si se excede un límite. Un número mayor de cubiertas mejora la exergía de salida.

Singh S, et al. [20] estudiaron analíticamente la eficiencia exergética de un CSA de rugosidad discreta tipo "V-down rib" y los resultados obtenidos fueron comparados con un CSA de placa plana. El flujo del número de Reynolds y los parámetros del tipo de rugosidad, como son la altura de la rugosidad, la posición de la misma, el ángulo de ataque y la combinación del efecto en la transferencia de calor como lo es la fricción del fluido fueron utilizados. Basado en el criterio de exergía el autor sugiere el uso del CSA con rugosidad discreta tipo "V-down rib" para un rango de número de Reynolds normalmente utilizados en colectores solares. Se encontró que existen parámetros óptimos de rugosidad para el tipo de rugosidad tipo "V-down rib" para un número dado del número de Reynolds (o un parámetro de incremento de temperatura) en el cual la eficiencia exergética es alta.

Bayrak F, et al. [21] realizaron un análisis experimental de un CSA con obstáculos porosos. En este trabajo experimental baffles porosos con diferentes espesores fueron utilizados como elementos pasivos dentro del CSA. Los materiales porosos utilizados fueron realizados con espesores de 6 mm y 10 mm en un área superficial de 50 cm². Seis tipos de colectores fueron probados en dos valores de

flujo másico de 0.016 y 0.025 kg/s. Altas eficiencias del colector e incrementos en la temperatura del aire fueron obtenidos mediante el uso de obstáculos porosos con espesores de 6 mm y una tasa de flujo másico de 0.025 kg/s, mientras que para el CSA sin obstáculos se determinaron valores bajos de los mismos parámetros.

Chamoli y Thankur [22] emplearon el método exergético para determinar el diseño apropiado de los parámetros rugosos de un CSA. La eficiencia exergética de una rugosidad tipo V con baffles perforados en el ducto del CSA fue estudiada analíticamente y los resultados obtenidos fueron comparados con un CSA convencional. Los resultados indicaron que las altas eficiencias con un baffle perforado tipo V óptimo mejora tanto la absorción de calor como también el potencial de disipación del CSA. La eficiencia exergética obtenida fue de 76 %.

Sabpooshani et al. [23] evaluaron teóricamente el rendimiento exergético de un CSA con baffles. El estudio paramétrico fue realizado para investigar el efecto de la variación de parámetros como son: número de aletas y baffles, número de cubiertas de cristal, espesor del aislante en la parte inferior del aislante y la temperatura de entrada a diferentes valores de tasas de flujo másico en la eficiencia exergética. Los resultados obtenidos mostraron que el uso de aletas y baffles en tasa de flujo másico bajo pueden incrementar significativamente la eficiencia exergética, así mismo la tendencia de la variación de las eficiencias energéticas y exergéticas no son las mismas y la eficiencia exergética es el principal criterio para evaluar el rendimiento. Incrementar el número de baffles, reducir la distancia entre los mismos e incrementar el número de aletas son útiles en tasas de flujo másico bajas, pero a altas tasa de flujo másico se observa un comportamiento inverso por la cual la eficiencia exergética se reduce significativamente.

Yadav et al. [24] realizaron una evaluación de la eficiencia exergética de un CSA para obtener correlaciones para la optimización de un colector solar con protuberancias orientadas. Los resultados mostraron que este tipo de CSA puede ser utilizado para número de Reynolds (Re) menor a 20 000. Para números de Re mayores a 20 000, el CSA de placa plana es más apropiado. Con números de Re altos la eficiencia exergética puede incluso tener valores negativos o la exergía de la potencia de bombeo requerida excede la exergía del calor colectado por el CSA.

Bahrenhmand y Ameri [25] realizaron un análisis energético y exergético para CSA de cubierta sencilla y doble con flujo por convección natural. Los modelos matemáticos se basaron en una solución analítica de las ecuaciones de balance de energía para varios elementos del colector. Los resultados obtenidos en este estudio son comparados con resultados experimentales obtenidos por

otros investigadores, los cuales son semejantes. Los efectos del grosor de la hoja metálica suspendida en medio del canal de aire, aletas longitudinales con formas rectangulares y triangulares, profundidad y longitud del canal tanto en las eficiencias energéticas como exergéticas fueran analizados. El CSA con aletas triangulares resulto ser el más eficiente en términos de energía que el de aleta rectangular.

1.3. Planteamiento del problema

Los CSA convencionales son sistemas de baja eficiencia debido a la baja capacidad térmica del aire y un diseño inapropiado. Estos sistemas tienen un bajo coeficiente convectivo de transferencia de calor entre la placa absorbedora y el flujo de aire, como resultado la temperatura del absorbedor es más alta que la temperatura del aire, esto causa grandes pérdidas de calor al ambiente. El diseño y construcción de CSA eficientes esta dictada por la valoración de diversos parámetros que afectan el rendimiento del dispositivo, por lo que contar con una metodología que permita valorar estos parámetros mediante puntos de vista tanto cuantitativos como cualitativos es de vital importancia. Minimizar pérdidas energéticas y exergéticas en CSA nos permite aprovechar mejor la cantidad y calidad de la energía que es suministrada, esto demuestra la necesidad de aplicar el análisis exergético que permita diseñar y construir CSA más eficientes.

Este trabajo permitirá examinar los beneficios potenciales de utilizar el análisis exergético para la optimización y modelación de dispositivos solares. Así mismo en este estudio se han considerado parámetros que tiene gran importancia en el diseño y rendimiento tanto energético como exergético de los CSA los cuales no han sido considerados en muchos análisis de exergía, por lo cual mediante la variación de estos parámetros se busca identificar cuáles son los más cruciales tanto en el diseño como en rendimiento de los colectores.

1.4. Objetivos.

La meta principal de esta tesis es optimizar colectores solares de aire mediante el análisis exergético. Dicha metodología ha tomado gran importancia en el diseño y construcción de dispositivos solares ya que permite, como ya hemos mencionado, no sólo cuantificar las pérdidas de energía sino también tener un panorama cuantitativo del aprovechamiento de ésta.

Específicamente, esta tesis se enfoca en el análisis de los parámetros esenciales que afectan el rendimiento energético y exergético de los CSA.

Los objetivos específicos de esta tesis son enlistados a continuación:

- ✚ Evaluar el rendimiento de colectores solares mediante el análisis energético y exergético.
- ✚ Investigar los efectos del parámetro de incremento de temperatura y el número de Reynolds en el rendimiento de los colectores solares.
- ✚ Obtener efectos de diversos parámetros en la eficiencia energética y exergética del sistema.
- ✚ Identificar los parámetros que tienen mayor efecto en el diseño de los colectores solares de aire.

1.5. Organización de la tesis

Esta tesis está constituida por 5 capítulos:

El presente Capítulo 1, **Introducción** se desarrolla la revisión bibliográfica del objeto de esta tesis, el análisis exergético de CSA. Dicha revisión se subdivide en dos temas: colectores solares de placa plana y de placa absorbadora con rugosidades. Una vez analizados dichos trabajos se establece el planteamiento del problema y los objetivos de este trabajo.

Capítulo 2, **Principios del Análisis Termodinámico y de la Transferencia de Calor**, se brinda los fundamentos necesarios para el análisis energético y exergético; los cuales son útiles para su aplicación en capítulos subsecuentes.

Capítulo 3, **Colectores Solares de Aire y su Funcionamiento Teórico**, se brinda una descripción de principio de funcionamiento de los colectores solares de aire y las ecuaciones que modelan su rendimiento energético, termohidráulico y exergético. Así mismo se describen los conceptos de índice de sustentabilidad y potencial de mejoramiento.

Capítulo 4, **Descripción del Modelo para el Análisis Exergético del CSA**, se describe la metodología de cálculo utilizada para determinar las eficiencias energéticas y exergéticas.

Capítulo 5, **Resultados y Discusión**, se presentan los cálculos realizados en base al modelo descrito en el capítulo 4, este capítulo se subdivide en dos tipos de resultados: variación de la configuración del sistema y variación de parámetros de operación.

Finalmente, se resumen las principales conclusiones obtenidas en este trabajo.

1.6. Referencias

- [1] Kalogirou S. A., 2004. Solar thermal collectors and application. *Progress in energy and combustion science*. **30**, 231 – 295.
- [2] Yantovskii, E. I., 1994. Energy and exergy currents: An introduction to exergonomics. Nova Science Publishers. New York
- [3] Bejan A., 1981. Extraction of exergy from solar collector under time – varying conditions. *Int. J. Heat and Fluid Flow* **3**, 67-72.
- [4] Ajam H., Farahat S., Sen Z., Sarhaddi F. 2005. Exergetic Optimization of Solar Air Heaters and Comparison with Energy Analysis. *Int. J. of Thermodynamics* **8**, 183-190.
- [5] Gupta M. K., Kaushik S.C. Exergetic performance evaluation and parametric studies of solar air heater. *Energy* **33**, 1691-1702.
- [6] Chamoli S., 2013. Exergy analysis of a flat solar collector. *Journal of Energy in Southern Africa* **24**, 8-13.
- [7] Altfeld K., Leiner W., Fiebig M., 1988. Second Law Optimization of Flat – Plate Solar Air Heaters. Part I: The Concept of net exergy flow and the modeling of solar air heaters. *Solar Energy* **41**, 127-132.
- [8] Altfeld K., Leiner W., Fiebig M., 1988. Second Law Optimization of Flat – Plate Solar Air Heaters. Part II: Results of optimization and analysis of sensibility to variations of operating conditions. *Solar Energy* **41**, 309-317.
- [9] Torres R. E., Navarrete G. J. J., Zaleta A. A., Cervantes de G. J.G., 2003. Optimal process of solar to thermal energy conversion and design of irreversible flat-plate solar collector. *Energy* **28**, 99-113.
- [10] Kurtbas I., Durmus A., 2004. Efficiency and exergy analysis of a new solar air heater. *Renewable Energy* **29**, 1489-1501.
- [11] Close D. J., Yosoff M. B., 1978. The effects of air leaks on solar air collector behavior. *Solar Energy* **20**, 459-463.
- [12] Ucar A., Inalli M., 2006. Thermal and exergy analysis of solar air collectors with passive argumentation techniques. *International Communication in Heat and Mass Transfer* **33**, 1281-1290.
- [13] Esen H., 2008. Experimental energy and exergy analysis of a double – flow solar air heater having different obstacles on absorber plate. *Building and Environment* **43**, 1046-1056.

- [14] Gupta M. K., Kaushik S.C., 2009. Performance evaluation of solar air heater for various artificial roughness geometries based on energy and exergy efficiencies. *Renewable Energy* **34**, 465-476.
- [15] Gupta M. K., Kaushik S.C., 2009. Performance evaluation of solar air heater having expanded metal mesh as artificial roughness on absorber plate. *International Journal of Thermal Science* **48**, 1007-1016.
- [16] Akpınar EK., Kocyigit F., 2010. Energy and exergy analysis of a new flat-plate solar air heater having different obstacles on absorber plate. *Applied Energy* **87**, 3438-50.
- [17] Alta D., Bilgili E, Ertekin C, Yaldiz O., Experimental investigation of three different solar air heaters: Energy and exergy analyses. *Applied Energy* **87**, 2953-73.
- [18] Fakoor PM, Lashkari A, Tabrizi B., Hosseini R., 2011. Performance evaluation of natural-convection solar air-heater with a rectangular absorber plate. *Energy Conversion and Management* **52**, 1215-25.
- [19] Hedayatizadeh M, Ajabshirchi Y, Sarhaddi F, Farahat S, Safavinejad A, Chaji H, 2012. Analysis of exergy and parametric study of a v-corrugated solar air heater. *Heat Mass Transfer* **48**, 1089-1101.
- [20] Singh S, Chander S, Saini JS, 2012. Exergy based analysis of solar air heater having discrete V-down rib roughness on absorber plate. *Energy* **37**, 749-758.
- [21] Bayrak F, Oztop HF, Hepbasli A, 2013. Energy and exergy analyses of porous baffles inserted solar air heaters for building applications. *Energy and Buildings* **57**, 338-345.
- [22] Chamoli S, Thakur NS, 2014. Exergetic performance evaluation of solar air heater having V-down perforated baffles on the absorber plate. *J Therm Anal Calorim.*
- [23] Sabzpooshani M, Mohammadi K, Khorasanizadeh, 2014. Exergetic performance evaluation of a single pass baffled solar air heater. *Energy* **64**, 697-706.
- [24] Yadav S, Kaushal M, Varun, Siddhartha, 2014. Exergetic performance evaluation of solar heater having arc shape oriented protrusions as roughness element. *Solar Energy* **105**, 181-189.
- [25] Bahrehmand D, Ameri M, 2015. Energy and exergy analysis of different solar air collector systems with natural convection. *Renewable Energy* **74**, 357-368.

PARTE I

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

CAPÍTULO 2

PRINCIPIOS DEL ANÁLISIS TERMODINÁMICO Y DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR

2.1 Introducción a los principios del análisis termodinámico

Cuando un ingeniero diseña un sistema espera obtener una eficiencia razonablemente alta a un bajo costo de acuerdo con las predominantes condiciones técnicas, económicas y legales, y considerando las consecuencias éticas, ecológicas y sociales. Por otra parte, la utilización eficiente de la energía y la introducción de tecnologías con energía renovable puede ayudar significativamente a resolver los problemas medioambientales. Por lo que desde la perspectiva tanto técnica, ambiental y económica la mejora de la eficiencia de los sistemas tiene gran potencial [1].

La optimización termodinámica (OT) es realizada con la finalidad de guiar el diseño de un sistema termodinámico de tal forma que este se acerque a su límite de rendimiento teórico, su objetivo principal es: identificar los mecanismos y componentes del sistema que son responsables de las pérdidas termodinámicas, lo anterior se logra mediante el análisis termodinámico (AT) del sistema. Un AT convencional involucra la aplicación de la primera ley de la termodinámica, también es conocido como análisis energético, éste nos brinda un punto de vista cuantitativo de la eficiencia del sistema. Por otra parte, el análisis exergético es una técnica de análisis basada en la segunda ley de la

termodinámica que brinda tanto una alternativa como conceptos de valoración y comparación de procesos y sistemas de forma racional y significativa. En particular, mediante el análisis exergético: se obtienen eficiencias que proveen una medida real del rendimiento que tiene un sistema e identifica claramente (a diferencia del análisis energético) las causas y las localizaciones de las pérdidas termodinámicas, permite determinar el impacto de estas en el medio ambiente, ofrece una única visión hacia posibles mejoras con un énfasis especial en el medio ambiente y la sustentabilidad, y finalmente revela si y por cuanto es posible diseñar un sistema energético más eficiente y óptimo mediante la reducción de las ineficiencias [2].

Las eficiencias energéticas y exergéticas son considerados por muchos de gran utilidad para la valoración de la conversión de energía y para la mejora eficaz de los sistemas. Considerando ambas eficiencias, la cantidad y calidad de la energía utilizada, el grado de eficiencia y efectividad de las mismas pueden ser comprendidas desde un punto de vista más objetivo.

2.2 Análisis termodinámico basado en la primera y segunda ley

El AT que considera tanto la primera y la segunda ley de la termodinámica es generalmente utilizado para evaluar la eficiencia y mejorar las imperfecciones termodinámicas de los sistemas térmicos. Dicho análisis es el más útil y efectivo debido al desarrollo que ha alcanzado en los últimos años en diversos procesos físicos, químicos y biológicos. El AT se compone principalmente de tres partes: la primera valora el rendimiento termodinámico real de operación, la segunda identifica las oportunidades de mejoras y modificaciones para reducir el costo de operación y la tercera involucra la valoración de la eficacia termodinámica y económica de las modificaciones. Es decir, el AT principalmente identifica, cuantifica y minimiza las irreversibilidades del sistema [3].

Debido a que la Termodinámica juega un papel importante en el análisis de sistemas y dispositivos en los que se llevan a cabo transferencia y transformaciones de energía, el AT adquiere gran trascendencia en la búsqueda de la mejora de los procesos energéticos ya que este puede ser aplicado a investigaciones de todos los fenómenos de conversión de energía y brinda diferentes puntos de vista (energía, entropía y exergía) del mismo fenómeno. Un AT de un sistema o de un proceso termodinámico se basa en las ecuaciones de conservación de la materia a partir de cual se desarrollan

los balances de energía, cálculo de entropías y balances de exergía lo cual permite contar con mayor información para la optimización de sistemas termodinámicos.

2.3 Energía: cambios y transferencias

La *energía* se define como la capacidad para realizar un trabajo, dicho concepto es fundamental en Termodinámica y uno de los aspectos más importantes a la hora de realizar el AT de un sistema. La energía se manifiesta en si misma de muchas maneras y puede ser almacenada dentro de los sistemas en diversas formas macroscópicas: *Energía Cinética* (EC), *Energía Potencial* (EP) y energía interna denotada como U. De igual manera esta puede *transformarse* de una forma a otra y *transferirse* entre sistemas. Para sistemas cerrados la energía puede transferirse por *trabajo* y *calor*, y la cantidad de energía se *conserva* tanto en las transformaciones como en las transferencias. Para sistemas abiertos, la energía puede transferirse *hacia* o *desde* un sistema en tres formas: flujo másico, calor y trabajo, los cuales se describen a continuación.

2.3.1 Transferencia de flujo másico, \dot{m}

El flujo másico que entra y sale de un sistema funciona como un mecanismo adicional de transferencia de energía. La masa que entra en un sistema incrementa la energía de éste debido a que la masa lleva consigo energía (de hecho la masa es energía) [4]. De igual forma cuando una cantidad de masa sale del sistema, la energía de éste disminuye porque la masa que sale extrae algo de energía consigo.

2.3.2 Transferencia por calor, Q

La transferencia de calor hacia un sistema (ganancia de calor); incrementa la energía de las moléculas y por lo tanto la del sistema; asimismo, la transferencia de calor desde un sistema (pérdida de calor) la disminuye, ya que la energía transferida como calor viene de la energía de las moléculas [4].

2.3.3 Transferencia por trabajo, W

El trabajo es la energía que se transfiere por diferencia de presión o bajo el efecto de una fuerza de cualquier tipo y se subdivide en trabajo de eje y trabajo de flujo, el trabajo se denota con la literal W . El trabajo de eje es la energía mecánica utilizada para mover mecanismos tales como una bomba, un compresor o una turbina y el trabajo de flujo es la energía que se trasfiere a través de una frontera, generalmente hacia dentro o hacia fuera de un sistema. La dirección de interacción del calor Q y el trabajo W puede expresarse por un convenio de signos o utilizando los subíndices "ent" (entrada) y "sal" (salida) para indicar la dirección [4].

2.4 La primera ley de la termodinámica (PLT)

La PLT, generalmente conocida como el principio de conservación de la energía, provee una base sólida para estudiar las relaciones entre las diversas formas de interacción de energía. Basado en observaciones experimentales la PLT establece que la energía no puede ser creada ni destruida durante un proceso, únicamente cambia de forma; por otro lado la PLT define la energía interna como una función de estado y provee una afirmación formal de la conservación de la energía.

Para un sistema cerrado, la PLT puede expresarse como:

$$Q - W = \Delta E \quad (2.1)$$

En donde Q es la energía neta transferida por calor a través de la frontera del sistema (J), W es la energía neta transferida por trabajo a través de la frontera (J) y ΔE es el cambio neto del total de la energía fuera del sistema (J).

La PLT se expresa también como:

$$Q - W = \Delta E + \frac{1}{2}m(V_{sal}^2 - V_{ent}^2) + mg(z_{sal} - z_{ent}) \quad (2.2)$$

donde m es el flujo másico, V_{sal} es la velocidad de salida, V_{ent} es la velocidad de entrada, g es la aceleración de la gravedad y z_{sal} y z_{ent} son las elevaciones de salida y entrada del sistema respectivamente en relación con algún punto externo de referencia. En forma de tasa el balance de energía se escribe como:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \quad (2.3)$$

Para la cual \dot{Q} es la tasa de transferencia de calor a través de la frontera y \dot{W} es la tasa de trabajo que atraviesa la frontera.

La PLT para un sistema abierto (volumen de control) se puede expresar como:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_{sal} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) - \sum_{ent} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad (2.4)$$

En donde el subíndice *vc* significa volumen de control, *h* se expresa como una propiedad intensiva del fluido llamada entalpia y \dot{m} es el flujo másico del fluido.

2.5 La segunda ley de la termodinámica (SLT)

La energía es una propiedad que se conserva y no se conoce ningún proceso que viole la PLT, por lo tanto es razonable concluir que para que ocurra un proceso se debe satisfacer la PLT. Sin embargo, aunque ésta no restringe la dirección del proceso satisfacerla no asegura que en realidad el proceso tenga lugar. Esta adecuación de la PLT para identificar si un proceso puede tener lugar se soluciona introduciendo otro principio general: la *segunda ley de la Termodinámica* (SLT).

El uso de la SLT no se limita a identificar la dirección de los procesos, también afirma que la energía tiene tanto *calidad* como *cantidad*. La PLT se relaciona con la cantidad y las transformaciones de energía de una forma a otra sin considerar su calidad. Conservar la calidad de la energía es un asunto importante para los investigadores e ingenieros y la SLT provee los medios necesarios para determinarla, así como el grado de degradación que sufre la energía durante un proceso.

La SLT también es útil para determinar los *límites teóricos* del desempeño de los sistemas de ingeniería de uso ordinario. La SLT está estrechamente asociada con el concepto de *perfección*. De hecho, la SLT define la perfección para los procesos termodinámicos. Se puede usar para cuantificar el nivel de perfección de un proceso y señalar la dirección para eliminar eficazmente las imperfecciones [4].

Existen dos enunciados clásicos de la SLT [5]:

1. *Enunciado de Clausius*: Es imposible construir un dispositivo que opere en un ciclo sin que se produzca ningún otro efecto que la transferencia de calor de un cuerpo de menor temperatura a otro de mayor temperatura.
2. *Enunciado Kelvin-Planck*: Es imposible que un dispositivo que opera en un ciclo reciba calor de un solo depósito y produzca una cantidad neta de trabajo.

La SLT conduce frecuentemente a expresiones que involucran desigualdades, tal es el caso de la desigualdad de Clausius. Este concepto se expresa como:

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T} \right) \leq 0, \quad (2.5)$$

Es decir, la integral cíclica de $\delta Q/T$ siempre es menor o igual a cero. Esta desigualdad es válida durante todos los ciclos, tanto reversibles como irreversibles.

Para un sistema cerrado, la SLT se puede expresar como:

$$\dot{S}_{sal} - \dot{S}_{ent} = \int_1^2 \left(\frac{\delta \dot{Q}}{T} \right) + \dot{S}_{gen} \quad (2.6)$$

Donde \dot{S}_{sal} y \dot{S}_{ent} son las entropías de entrada y salida respectivamente, T es la temperatura absoluta, \dot{Q} es la tasa de transferencia de calor y \dot{S}_{gen} es la cantidad de entropía generada por irreversibilidades del sistema.

Las irreversibilidades asociadas con un proceso (I) se puede expresar como:

$$I = W_{rev} - W_u = T_0 S_{gen} \quad (2.7)$$

Donde W_{rev} es trabajo reversible, W_u es el trabajo útil y es expresado como la diferencia entre el trabajo real y el trabajo del ambiente y T_0 es la temperatura del ambiente.

El *trabajo reversible* W_{rev} se define como la *cantidad máxima de trabajo útil que puede producirse (o el trabajo mínimo que necesita ser proporcionado) cuando experimenta un proceso entre los estados inicial y final especificados*. Éste es el trabajo de salida útil (o entrada) obtenido (o

gastado) cuando el proceso entre los estados inicial y final se ejecuta de una manera totalmente reversible.

La SLT para un sistema abierto se puede expresar como:

$$\frac{dS_{vc}}{dt} = \sum_j \frac{\dot{Q}}{T} + \sum_i \dot{m} S - \sum_e \dot{m} S + \dot{S}_{gen} \quad (2.8)$$

donde S es la entropía y el subíndice *vc* al igual que en la ecu. 2.4 es el volumen de control. En décadas recientes, se ha desarrollado mayor investigación para minimizar la generación de entropía (irreversibilidades) en sistemas termodinámicos [6].

2.6 Exergía, calidad y eficiencia

Desde el punto de vista termodinámico, la exergía se define como *la máxima cantidad de trabajo teóricamente disponible entregado por un recurso en equilibrio con sus alrededores debido a un proceso reversible* [7]. La exergía no es simplemente una propiedad termodinámica, sino que está relacionado al ambiente de referencia [8]; por lo tanto, la exergía es función de las propiedades físicas de un recurso y del ambiente representando un estado definido. El estado térmico y composición química de ambiente natural representa un estado de referencia (estado muerto) para el cálculo de la exergía; se afirma que un sistema está en estado muerto cuando se encuentra en equilibrio termodinámico con el ambiente. En este estado, un sistema está a la temperatura y presión ambiente (en equilibrio térmico y mecánico), no tiene energía cinética o potencial relativa a su ambiente (velocidad cero y elevación cero por arriba del nivel de referencia) y no reacciona con el ambiente (químicamente inerte). Tampoco hay efectos de desequilibrio magnético, eléctrico o tensión superficial entre el sistema y sus alrededores, por lo que un sistema tiene exergía cero en el estado muerto [9]. La exergía no está sujeta a las leyes de conservación y es destruida durante cualquier proceso real como resultado de las irreversibilidades. La [tabla 2.1](#) muestra una clara comparación entre la energía y la exergía.

Tabla 2.1. Comparación entre energía y exergía.

Energía	Exergía
La Primera Ley de la Termodinámica	La Segunda Ley de la Termodinámica
"Nada desaparece".	"Todo desaparece"
La energía es movimiento o disponibilidad para producir un movimiento.	Exergía es trabajo. Es decir, movimiento ordenado o disponibilidad para producir un trabajo.
$\Delta Q = \Delta U + \Delta W$	$E = T_0 \Delta S^{tot}$
Donde: ΔQ es la energía suministrada al sistema en forma de calor, ΔU es el cambio energía interna U del sistema, ΔW es la energía extraída como trabajo del sistema.	Donde: E es la exergía, T_0 es la temperatura ambiente, ΔS^{tot} es el cambio de entropía total del sistema S^{tot} , es decir, el sistema y el ambiente.
La energía siempre se conserva. Es decir, en balance; tampoco puede producirse o consumirse.	La exergía siempre se conserva en un proceso reversible, pero se reduce en un proceso irreversible, es decir, procesos reales. Por tanto, la exergía <i>nunca es un balance</i> para procesos reales.
Es una medida de cantidad.	Es una medida de ambos tanto cantidad como de calidad.

Otra afirmación con respecto a la exergía es que en todos los procesos en los cuales se convierte energía en trabajo útil, algo de energía es convertida de una alta calidad a una de baja calidad (la exergía es consumida). O como es explicado por Kotas [10], la conversión de energía ordenada (trabajo, energía cinética y energía potencial) en energía desordenada (energía interna, calor y energía química) se puede lograr completamente, pero la inversión de estos procesos son siempre limitados por la SLT y las propiedades del entorno en los cuales el sistema es situado.

Cengel, et al. [11], expresa que un sistema entrega el máximo trabajo posible cuando experimenta un proceso reversible del estado inicial especificado al estado de su ambiente, es decir, el estado muerto. Esto representa el potencial de trabajo útil del sistema en el estado especificado. Es importante entender que la exergía no representa la cantidad de trabajo que un dispositivo productor realmente entregará después de la instalación; sino que representa el límite superior en la cantidad de trabajo que un dispositivo puede entregar sin violar cualquier ley termodinámica. Habrá siempre una diferencia, grande o pequeña, entre la exergía y el trabajo real entregado por el dispositivo, diferencia que representa para los ingenieros la posibilidad de mejora.

2.6.1 Reversibilidades e irreversibilidades

Las *reversibilidades* se refiere a un proceso durante el cual tanto el sistema como sus alrededores pueden regresar a sus estados iniciales sin la acción de ningún agente externo y las *irreversibilidades* es lo contrario, es decir se requiere el suministro de energía de un agente externo para que el sistema y sus alrededores regresen a sus estados iniciales. Esta energía representa la energía que podría convertirse en trabajo pero que no lo fue. Cuanta más pequeña es la irreversibilidad asociada con un proceso mayor es el trabajo que se produce (o menor es el trabajo que se consume).

La irreversibilidad se asocia con la destrucción de exergía que es una cantidad positiva para todo proceso real (irreversible) porque $W_{rev} \geq W_u$ para dispositivos productores de trabajo y $W_{rev} \leq W_u$ para dispositivos consumidores de trabajo. Durante un proceso irreversible, tanto el sistema como sus alrededores no pueden regresar a sus estados iniciales porque las irreversibilidades ocurren, por ejemplo: por fricción, rechazo de calor, efectos eléctricos o mecánicos.

2.6.2 Cambio de exergía

En general un sistema cerrado puede poseer energías cinética y potencial, por lo que la energía total de un sistema de este tipo es igual a la suma sus energías interna, cinética y potencial. Al observar que la energía cinética y potencial son formas de exergía, la exergía de un sistema cerrado de masa m es,

$$\Psi = (U - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) + m \frac{V^2}{2} + mgz \quad (2.9)$$

Donde las propiedades con subíndice cero (energía interna U_0 , volumen V_0 , presión P_0 , temperatura T_0 y entropía S_0) están evaluadas en el estado muerto.

Por otra parte, dividiendo la ec. (2.9) entre m , la exergía del sistema cerrado (o sin flujo), se puede expresar como

$$\psi = (u - u_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (2.10)$$

El cambio de exergía de un sistema cerrado durante el proceso es simplemente la diferencia entre las exergías final e inicial del sistema,

$$\Delta\Psi = U_2 - U_1 + P_0(V_{sal} - V_{ent}) - T_0(S_{sal} - S_{ent}) + m \frac{V_{sal}^2 + V_{ent}^2}{2} + mg(z_{sal} - z_{ent}) \quad (2.11)$$

Para sistemas cerrados *estacionarios*, los términos de energía cinética y potencial desaparecen. La exergía de una corriente de flujo, también llamada exergía de flujo (o corriente) y expresada:

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (2.12)$$

Entonces el *cambio de exergía* de una corriente de fluido cuando experimenta un proceso desde un estado 1 hasta el 2 es:

$$\Delta\Psi = \psi_2 - \psi_1 = (h_2 - h_1) + T_0(s_2 - s_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad (2.13)$$

Para corrientes de fluido las energías cinética y potencial son insignificantes, los términos de estas energías desaparecen.

Es importante notar que el *cambio de exergía* de un sistema cerrado o de una corriente de fluido representa la cantidad *máxima* de trabajo útil que puede llevarse a cabo (o, si es negativo, la cantidad *máxima* de trabajo útil que necesita suministrarse) cuando el sistema pasa del estado 1 al estado 2 en un ambiente especificado, y representa el *trabajo reversible* W_{rev} . Esto es independiente del tipo de proceso ejecutado, del tipo de sistema utilizado y de la naturaleza de las interacciones de energía entre el sistema y los alrededores. También es de notarse que la exergía de un sistema cerrado no puede ser negativa, pero la de una corriente de flujo puede serlo a presiones menores de la presión ambiente P_0 .

2.6.3 Mecanismos de transferencia de exergía

La exergía al igual que la energía, puede transferirse hacia o desde un sistema en tres formas: calor, trabajo y flujo másico. Esta transferencia es reconocida en la frontera del sistema cuando la exergía la cruza, por lo que representa la exergía ganada o perdida por un sistema durante un proceso. Las dos únicas formas de interacción de exergía asociadas con una masa fija o sistema cerrado son las transferencias de calor y trabajo [11].

2.6.3.1 Transferencia de exergía por calor, Q

El calor es una forma de energía desorganizada y sólo una porción de ella puede convertirse en trabajo, que es una forma de energía organizada. Siempre es posible producir trabajo a partir del calor de una temperatura superior a la temperatura ambiente, transfiriéndolo a una máquina térmica que rechaza hacia al ambiente el calor de desperdicio. Por consiguiente, la transferencia de calor Q en una ubicación que se encuentra a temperatura termodinámica T , siempre está acompañada por la *transferencia de exergía*, Ex_{calor} , en una cantidad de

$$Ex_{calor} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q \quad (2.14)$$

La relación anterior da la transferencia de exergía que acompaña la transferencia de calor Q siempre que T sea mayor o menor que T_0 . Cuando $T > T_0$, la transferencia de calor hacia un sistema aumenta la exergía de éste y la transferencia de calor desde un sistema lo disminuye. Pero lo opuesto ocurre cuando $T < T_0$. En este caso, la transferencia de calor Q es el calor desechado hacia el medio frío (el calor de desperdicio) y no debe confundirse con el suministrado por el ambiente a T_0 . La exergía transferida debido al calor es cero cuando $T = T_0$ en el punto de transferencia [11].

2.6.3.2. Transferencia de exergía por trabajo, W

La exergía es el potencial de trabajo útil, y la transferencia de exergía por trabajo puede expresarse simplemente como:

$$Ex_{trabajo} = W \quad (\text{para todas las formas de trabajo}) \quad (2.15)$$

y para una frontera de trabajo,

$$Ex_{trabajo} = W - W_{alr} = P_0(V_2 - V_1) \quad (2.16)$$

donde $W_{alr} = P_0(V_2 - V_1)$, P_0 es la presión atmosférica, así como V_1 y V_2 son los volúmenes inicial y final. Por consiguiente, la transferencia de exergía debida al trabajo, como los trabajos de flecha y eléctrico, es igual al trabajo W mismo.

2.6.3.3. Transferencia de exergía por masa, m

La masa contiene *exergía*, así como energía y entropía, y los contenidos de éstas en un sistema son proporcionales a la masa. También, las tasas de transporte de exergía, entropía y energía hacia dentro o hacia fuera de un sistema son proporcionales al flujo másico. El flujo másico es un mecanismo para transportar exergía, entropía y energía dentro o fuera del sistema. Cuando la cantidad de masa m entra o sale de un sistema, la acompaña una cantidad de exergía $m\psi$, por tanto la exergía transferida por masa es:

$$Ex_{masa} = m\psi = m \left[(h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \right] \quad (2.17)$$

2.6.4. Balance de exergía

La naturaleza de la exergía es opuesta a la de la entropía, en la cual la exergía puede destruirse pero no crearse. Por consiguiente, el *cambio de exergía* de un sistema durante un proceso es menor a la *transferencia de exergía* por una cantidad igual a la *exergía destruida* dentro de las fronteras del sistema durante el proceso. Entonces el *principio de disminución de exergía* puede expresarse como

$$\underbrace{Ex_{ent} - Ex_{sal}}_{\substack{\text{Transferencia neta de exergía} \\ \text{por calor, trabajo y masa}}} - \underbrace{Ex_{destruida}}_{\substack{\text{Destrucción} \\ \text{de exergía}}} = \underbrace{\Delta Ex_{sistema}}_{\substack{\text{Cambio} \\ \text{de exergía}}} \quad (2.18)$$

Esta relación se conoce como el **balance de exergía** y puede definirse como: *el cambio de exergía de un sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la transferencia neta de exergía a través de la frontera del sistema y la exergía destruida dentro del sistema como resultado de las irreversibilidades.*

Las irreversibilidades como la fricción, el mezclado, las reacciones químicas, la transferencia de calor debida a una diferencia finita de temperatura, la expansión libre, la compresión o expansión sin cuasiequilibrio, siempre *generan entropía* y cualquier cosa que genera entropía siempre *destruye exergía*. La **exergía destruida** es proporcional a la entropía generada y se expresa como,

$$Ex_{destruida} = T_0 S_{gen} \quad (2.19)$$

La destrucción de exergía durante un proceso puede determinarse a partir de un balance de exergía del sistema o de la generación de entropía usando ec. (2.19).

En general, un sistema cerrado posee energías cinética y potencial como el total de la energía involucrada. El cambio de exergía de un sistema cerrado durante un proceso es simplemente la diferencia de exergía entre el estado final 2 y el estado inicial 1 del sistema. Para un sistema cerrado en estado estacionario en el cual existe una entrada de calor Q_{ent} y un trabajo de salida W_{sal} en la frontera como se muestra en la figura 2.1, los balances de masa, energía, entropía y exergía se pueden expresar como:

$$\text{Balance de masa:} \quad m_1 = m_2 = \text{constante} \quad (2.20)$$

$$\text{Balance de energía:} \quad Q_{ent} - W_{sal} = m(u_2 - u_1) \quad (2.21)$$

$$\text{Balance de entropía:} \quad \frac{Q_{ent}}{T_s} + S_{gen} = m(s_2 - s_1) \quad (2.22)$$

Balance de Exergía:

$$Q_{ent} \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) - [W_{sal} - P_0(V_2 - V_1)] - Ex_{destruida} = Ex_2 - Ex_1 \quad (2.23)$$

Donde u es la energía interna, s es la entropía, T_s es la temperatura del recurso exergético, T_0 es la temperatura del estado muerto (ambiente), S_{gen} es la generación de entropía, P_0 es la presión del estado muerto y V es el volumen. La exergía de un sistema cerrado puede ser positiva o cero y nunca negativa.

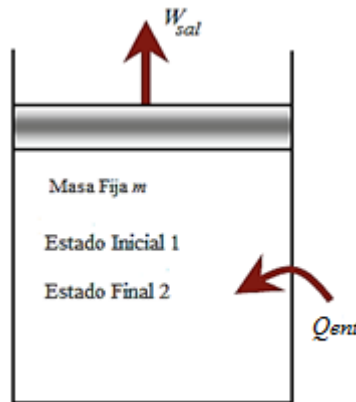


Figura 2.1. Sistema cerrado con entrada de calor Q_{ent} y trabajo en la salida en la frontera W_{sal} .

Para un volumen de control de flujo estacionario con una entrada de calor y potencia de salida como se muestra en la [figura 2.2](#), los balances de masa, energía, entropía y exergía se pueden expresar como:

$$\text{Balance de Masa:} \quad \dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (2.24)$$

$$\text{Balance de Energía:} \quad \dot{m}_1 h_1 + \dot{Q}_{ent} = \dot{m}_2 h_2 + \dot{W}_{sal} \quad (2.25)$$

$$\text{Balance de Entropía:} \quad \frac{\dot{Q}_{ent}}{T_s} + \dot{m}_1 s_1 + \dot{S}_{gen} = \dot{m}_2 s_2 \quad (2.26)$$

Balance de exergía:

$$Q_{ent} \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) + \dot{m}_1 \psi_1 = \dot{m}_2 \psi_2 + \dot{W}_{sal} + Ex_{destruida} \quad (2.27)$$

En donde la exergía específica de un flujo de fluido (flujo de exergía) está dado por

$$\psi = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (2.28)$$

En estas ecuaciones los cambios de energía cinética y potencial se asumen como despreciables. La mayoría de los volúmenes de control encontrados en la práctica, como turbinas, compresores, toberas, difusores, intercambiadores de calor, tuberías y ductos operan en estado estacionario, por lo tanto no experimentan cambio en sus contenidos de masa, energía, entropía y exergía, así como en sus volúmenes. La tasa de exergía que entra en un sistema de flujo estacionario en todas sus formas (calor, trabajo, transferencia de masa) debe ser igual a la cantidad de exergía que sale más la exergía destruida.

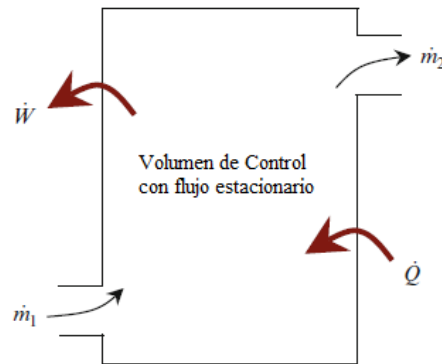


Figura 2.2. Volumen de control que involucra entrada de calor y salida de energía.

2.7. Exergía y sustentabilidad

Como bien ya hemos mencionado el AE se basa en la combinación de la PLT y la SLT; y puede precisar las pérdidas de calidad o el potencial de trabajo, en un sistema. El AE es consecuentemente vinculado a la sustentabilidad debido al incremento del uso sustentable de la energía y no sólo en lo concerniente a las pérdidas de energía sino también en la pérdida de calidad de la energía (o exergía).

La [figura 2.3](#) resume claramente las ventajas de la exergía como instrumento para mejorar el medioambiente y el desarrollo sustentable.

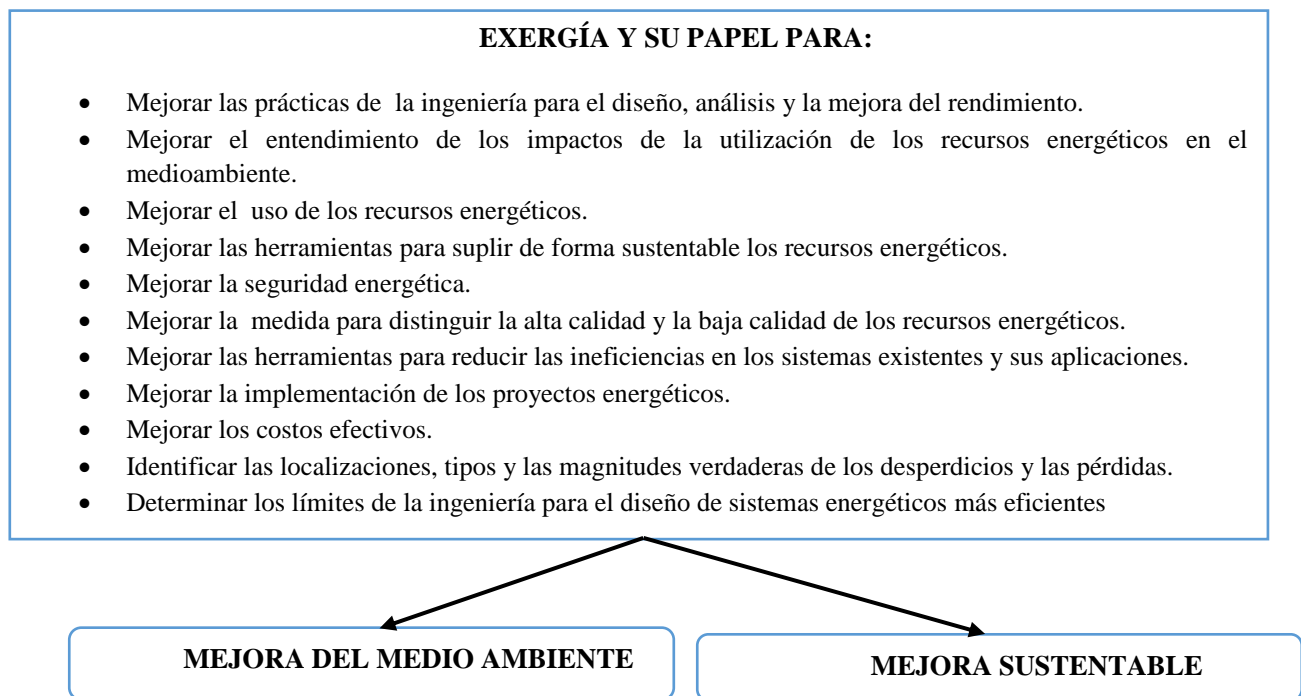


Figura 2.3. Ilustración de como contribuye la exergía a mejorar el medioambiente y el desarrollo sustentable.

2.8. Introducción a la transferencia de calor

La transferencia de calor es el intercambio de energía térmica entre cuerpos cuando existe una diferencia de temperatura entre estos. La energía térmica es transferida de la alta temperatura a la de baja temperatura. La temperatura es una medida de la cantidad de energía de las moléculas que contiene un cuerpo. La tasa de transferencia de calor q es medida en Watts (W), el cual es Joules por segundo. La tasa de transferencia de calor por unidad de área, flujo de calor, es medida en Watts por área (W/m^2) [12].

Los procesos de transferencia de calor se clasifican en tres modos: conducción, convección y radiación, los cuales describimos a continuación.

2.8.1. Conducción

Para examinar la transferencia de calor por conducción es necesario relacionar esta con las propiedades mecánicas, térmicas o geométricas. La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre esas partículas. La conducción puede tener lugar en los sólidos, líquidos o gases. En los gases y líquidos la conducción se debe a las *colisiones* y a la *difusión* de las moléculas durante un movimiento aleatorio. En los sólidos se debe a la combinación de las *vibraciones* de las moléculas en una retícula y al transporte de energía por parte de electrones libres [12]. Si consideramos la transferencia de calor a través de una pared de grosor Δx que tiene lugar en dos reservorios: caliente (T_c) y frío (T_f) respectivamente. En la [figura 2.4](#) muestra el proceso de conducción.

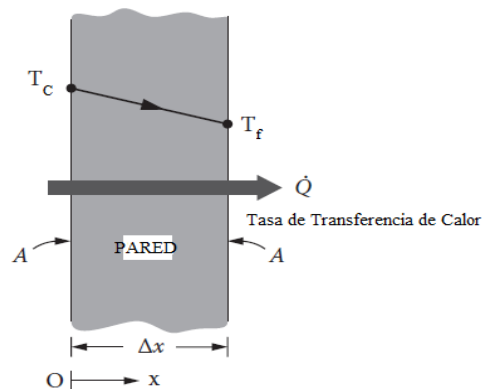


Figura 2.4. Conducción de calor a través de una pared plana grande de espesor Δx y área A .

Como se muestra en la [figura 2.4](#), la tasa de transferencia de calor, \dot{Q} es una función de las temperaturas caliente y fría, la geometría de la pared:

$$\dot{Q} = f(T_c, T_f, \text{propiedades geométricas}) \quad (2.29)$$

Fourier mostró que la transferencia de calor es proporcional a la diferencia de temperatura a través de la capa y el área de la transferencia de calor e inversamente proporcional al grosor de la capa. La cual es

$$\dot{Q} = kA \frac{(T_c - T_f)}{\Delta x} = -kA \frac{(T_f - T_c)}{\Delta x} = -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (2.30)$$

donde k es la conductividad térmica que se define como la capacidad de un material para conducir calor (W/m K), A es el área de la sección transversal (m^2) y Δx es el espesor de la capa (m). La conductividad térmica es especial para cada material y en general los metales tienen conductividades altas y consecuentemente pueden transmitir grandes cantidades de energía bajo gradientes de temperatura pequeños. Sin embargo, en los aislantes la situación es inversa.

En el límite de la ecuación para cualquier diferencia de temperatura a través de una longitud Δx que tiende a cero se reduce a la forma diferencial:

$$\dot{Q} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.31)$$

donde $\frac{dT}{dx} \left(\frac{K}{m} \right)$ es el gradiente de temperatura.

La ec. (2.31) es la forma unidimensional de Ley de Fourier de la conducción de calor. El gradiente de temperatura muestra la pendiente de la línea y es negativa basado en la SLT.

Cuando la radiación solar es absorbida por un material opaco, la energía es redistribuida y es conducida entre las moléculas adyacentes del material. Tal redistribución es dependiente tanto de la diferencia de temperatura como de la conductividad térmica del material.

2.8.2. Convección

El segundo tipo de transferencia de calor es por convección, útil en muchos procesos térmicos solares. Este es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y un líquido o gas adyacentes que están en movimiento y comprende los efectos combinados de la *conducción* y el *movimiento de fluidos* (figura 2.5). Entre más rápido es el movimiento de un fluido, mayor es la transferencia de calor por convección. En ausencia de cualquier movimiento masivo de fluido, la transferencia de calor entre una superficie sólida y el fluido adyacente es por conducción pura. La presencia de movimiento masivo del fluido acrecienta la transferencia de calor entre la superficie sólida y el fluido, pero también complica la determinación de las razones de esa transferencia.

La convección recibe el nombre de **convección forzada** si el fluido es forzado a fluir sobre una superficie mediante medios externos, en contraste se dice que es **convección natural** (o **libre**) si el movimiento del fluido es causado por fuerzas de empuje que son inducidas por las diferencias de densidad debidas a la variación de temperatura de este fluido. En la conversión de la energía solar ambas convecciones pueden ser acompañados por cambios de fase. Es costumbre calcular la razón de transferencia de calor (\dot{Q}) de la superficie al fluido mediante la ley del enfriamiento de Newton, la cual es

$$\dot{Q} = hA(T_s - T_\infty) \quad (2.32)$$

La cantidad h ($\text{W}/\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$) es conocida como *coeficiente de transferencia de calor por convección*, T_s es la temperatura de la superficie y T_∞ es la temperatura del fluido. Algunos coeficientes de transferencia de calor por convección aproximados para colectores solares son dados en la [tabla 2.2](#).

Tabla 2.2. Coeficiente convectivo de transferencia de calor [12].

Configuración del sistema	($\text{W}/\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$)
Transferencia de calor entre planos paralelos (separación 2.5 – 10 cm)	3
Transferencia de calor de la superficie de la cubierta, donde v es la velocidad del viento en la superficie de la placa en metros por segundo	$2.3 + 3.8 v$

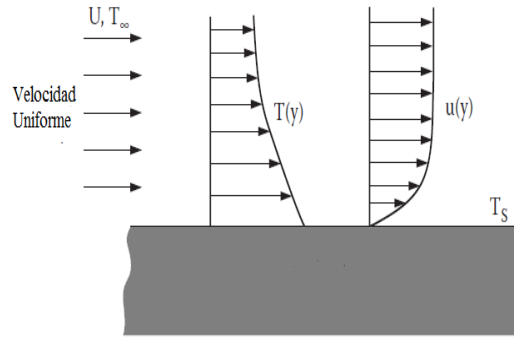


Figura 2.5 Transferencia de calor por convección de una superficie caliente.

2.8.3. Radiación

Un cuerpo caliente puede perder calor por radiación debido a las emisiones de onda del espectro electromagnético. La máxima energía la cual puede ser radiada de un cuerpo a una temperatura dada es llamada la radiación de un *cuerpo negro* correspondiente a esa temperatura. Por lo tanto, la tercera forma de transferencia de calor, radiación, se define como la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas (o fotones) como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. La razón máxima de la radiación que se puede emitir desde una superficie a una temperatura termodinámica T , (en K o R) es expresada por la ley de Stefan-Boltzmann:

$$Q_{emitida,Max} = \sigma AT^4, \quad (2.35)$$

donde $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{W/m}^2 \text{K}^4$, es la constante de Stefan-Boltzmann. Similar a la radiación del sol, el calor puede ser radiado de las superficies de materiales calientes. La cantidad de radiación es principalmente dependiente de la temperatura del cuerpo radiante y de la emisividad de la superficie del material. En el caso específico de los CSA instalados en los techos de los hogares o industrias, la energía emitida de la placa absorbidora de estos dispositivos es radiada a la atmósfera.

2.9. Referencias

- [1] Dincer I., Rosen M.A., 2005. Thermodynamic aspects of renewables and sustainable development. *Renew. Sust. Ener. Rev.* **9**, 169-189.
- [2] Bejan A., Tsatsaronis G. Moran M. 1996. Thermal Design and Optimization. John Wiley and Sons. New York.
- [3] Petela R., 2010. Engineering Thermodynamics of Thermal Radiation: For Solar Power Utilization. Mc Graw Hill, New York.
- [4] Demirel Y., 2013. Thermodynamic Analysis. *Sci. Eng.* **38**: 221-249.
- [5] Bejan A., 2006. Advanced Engineering Thermodynamics. 3rd edition. John Wiley and Sons. New Jersey.
- [6] Dincer I., Zamfirescu C., 2011. Sustainable Energy Systems and Applications. Springer, New York.
- [7] Dincer I, Cengel YA., 2001. Energy, entropy and exergy concepts and their roles in thermal engineering. *Entropy* **3**, 116–49.
- [8] Cengel Y. A., Boles MA. 2001. Thermodynamics: an engineering approach. 4th edition. McGraw-Hill, New York.
- [9] Kanoglu M., Cengel. Y. A., Dincer I., 2012. Efficiency Evaluation of Energy Systems. Springer, New York.
- [10] Kotas T. J., 1995. The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. Krieger Publishing Company. Florida.
- [11] Cengel Y. A., Boles MA. 2012. Termodinámica. Séptima Edición. McGraw-Hill, New York.
- [12] Zekai S., 2008. Solar Energy Fundamentals and Modeling Techniques. Springer, New York.
- [13] Dunn P. D., 1986. Renewable Energies: sources, conversion and application. Peregrinus, New York.

CAPÍTULO 3

COLECTORES SOLARES DE AIRE Y SU FUNDAMENTO TEÓRICO

3.1. Introducción

Cuando la energía solar es absorbida por una superficie es convertida en energía térmica o eléctrica en dependencia del dispositivo que la capte. Este capítulo se enfoca en la descripción de los principios de funcionamiento de los colectores solares de aire (CSA), así como las ecuaciones que modelan el comportamiento térmico, termohidráulico y exergético de estos dispositivos y que permiten optimizar su rendimiento. Así mismo se introducen el concepto de indicadores de sustentabilidad de exergía y el potencial de mejoramiento de exergía.

3.2. Energía solar y su aprovechamiento

En el sol ocurren reacciones de fisión nuclear y emite una enorme cantidad de energía la cual es estimada en 3.47×10^{24} kJ por unidad de tiempo. Únicamente una pequeña parte, cerca 5×10^{-11} kJ, de esa energía es irradiada hacia la superficie de la tierra. La cantidad de radiación solar incidente no sólo depende de la estación del año, sino también de las condiciones climáticas locales, localización y orientación de la superficie. El valor promedio de la radiación es aproximadamente 1000 W/m^2 cuando la superficie absorbente esta perpendicular a los rayos solares y el cielo está claro. Existen varios métodos para captar y usar esta energía gratuita, limpia y renovable [1].

Es bien sabido que las superficies negras absorben mayor cantidad radiación solar más que cualquier otro color y por lo tanto una placa plana metálica pintada de negro y expuesta a un flujo continuo de radiación solar se calentará hasta alcanzar una temperatura donde la cantidad de calor que es irradiada y cedida hacia al ambiente es exactamente la misma cantidad de energía recibida del sol

[2]. Basado en este principio la manera más simple de utilizar la energía solar es convertirla en energía térmica para aplicaciones de calentamiento utilizando colectores de energía solar. El concepto de un colector solar es simple: este dispositivo absorbe la radiación solar incidente mediante la placa pintada de negro la cual es calentada por radiación solar vía la cubierta transparente, la cual puede ser una o dos cubiertas principalmente de cristal, convirtiéndola en calor y transfiriéndola a un fluido (usualmente aire o agua; actualmente se experimenta con nanofluidos [3]) que circula a través del colector. Las pérdidas térmicas al ambiente del absorbedor son contenidas tanto por la cubierta la cual actúa como un cuerpo opaco para la radiación infrarroja (este efecto es llamado el *efecto invernadero*) y el aislante que se encuentra en los costados y en la parte inferior de la placa absorbidora.

3.3. Clasificación de colectores solares

Diversos métodos son utilizados para clasificar los colectores solares. Una metodología consiste en clasificarlos es de acuerdo con el tipo de fluido de trabajo, así tenemos los colectores de aire y colectores de líquido. Elegir el fluido de trabajo esta usualmente dictado por su aplicación. Por ejemplo, los colectores de aire son utilizados con mayor éxito para calentamiento y acondicionamiento de espacios habitados, invernaderos, aplicaciones de secado convectivo de productos agrícolas, textiles, productos marinos y recientemente combinados con paneles fotovoltaicos denominados sistemas térmicos fotovoltaicos (STF); mientras que los colectores de líquidos son obviamente seleccionados para aplicaciones domesticas o industriales de calentamiento de agua.

3.3.1. Colector solar de aire

Los colectores solares de aire (CSA) son económicos y han sido muy utilizados por muchos años debido a su inherente simplicidad. Estos son una especie de intercambiadores de calor que transforman la energía solar en calor. El aire circula a través del colector debido al mecanismo de transferencia de calor por convección. Este tipo de captadores tiene un amplio rango de aplicaciones y ofrece una buena capacidad de aprovechamiento energético, en ellos el fluido que enfría la placa absorbidora es directamente el aire que se quiere calentar. El aire puede circular por convección natural o forzada mediante impulsores. El CSA cubre una demanda de temperaturas inferiores a 60 °C.

Los inconvenientes que presentan estos colectores se derivan directamente de las propiedades del aire: valores bajos de densidad, calor específico por unidad de volumen y conductividad térmica. Por ello la principal dificultad de los CSA es la transferencia de calor entre la placa y el fluido. Se ha trabajado extensamente en la mejora de los coeficientes de transferencia que dependen del diseño del colector y las condiciones de operación. Consecuentemente el rendimiento de estos dispositivos depende en gran medida del caudal de aire circundante.

Frente a los sistemas con fluidos líquidos los colectores de aire presentan la ventaja de evitar problemas de congelación y ebullición del fluido. Al trabajar con temperaturas relativamente bajas también es factible utilizar en la construcción de estos colectores materiales más económicos. Existe un gran número de configuraciones de placas absorbentes para el calentamiento de aire. En general, se busca que dentro del colector exista una gran área de contacto entre la placa absorbente y el aire que circula a través del colector para asegurar una buena transferencia de calor.

3.3.1.1. Tipos de colectores de aire

Existe una gran variedad de CSA, aunque los componentes básicamente son los mismos (placa absorbedora, cubierta transparente, estructura y aislante), sus eficiencias pueden variar significativamente por varias razones como son: la naturaleza y características de los componentes, la posición del canal de aire en el colector, forma del colector, número de cubiertas, etc. [4]. Todos estos parámetros afectan a un factor esencial: el coeficiente de transferencia de calor entre el absorbedor y el aire caloportador, por lo tanto la eficiencia instantánea del colector. Los CSA se clasifican de acuerdo al número de cubiertas, los materiales absorbentes, la forma de la superficie absorbente, tipos de flujo, colectores híbridos y sus aplicaciones. Una clasificación de los CSA es mostrada en la [figura 3.1](#), donde cada grupo es dividido en un subgrupo.

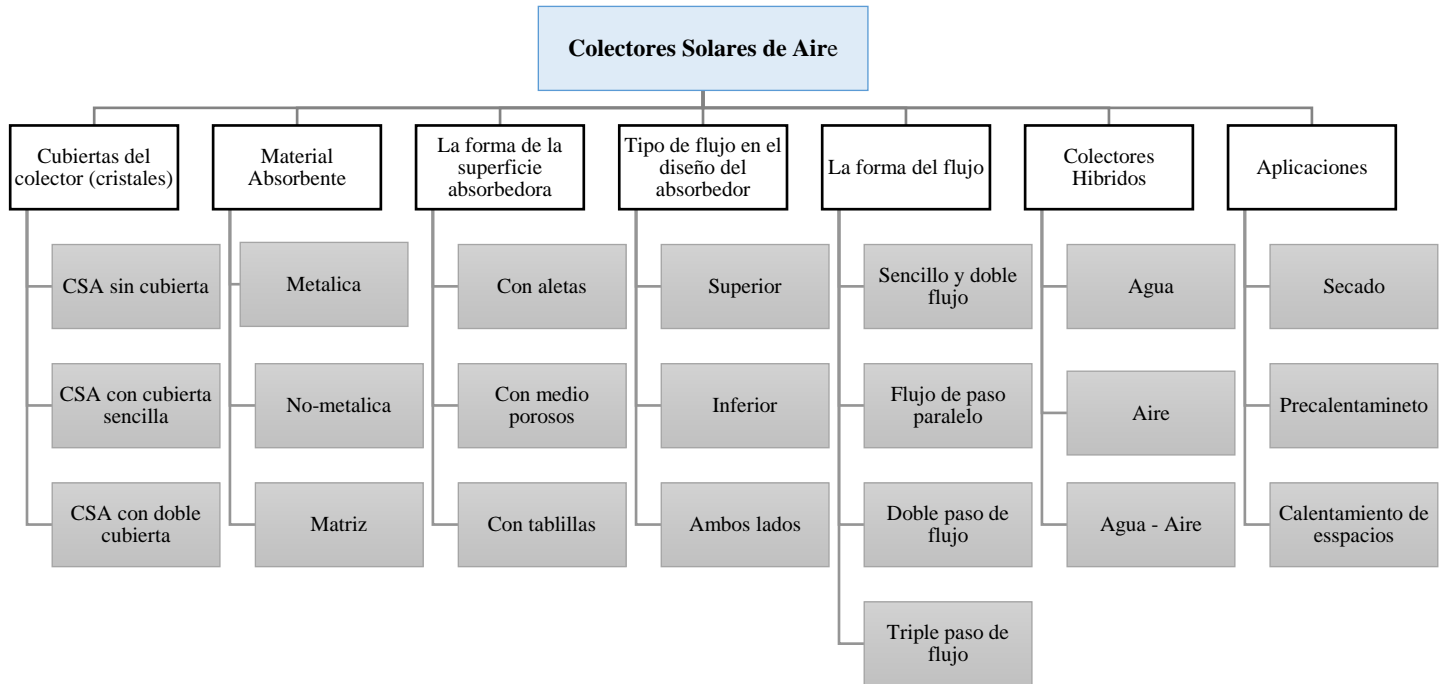


Figura 3.1. Clasificación de CSA.

Si bien existen varias configuraciones de CSA que han sido desarrollados para incrementar la tasa de transferencia de calor o disminuir la pérdida de calor, las configuraciones que usaremos en esta tesis son:

1. *Placa absorbidora rugosa*: mejora la transferencia de calor por convección dentro del colector. La configuración rugosa también incrementa la caída de presión, pero únicamente cuando se compara con una placa lisa. La utilización de la rugosidad para incrementar la convección ha sido intensamente investigada y ha mostrado mejoras en el rendimiento de los colectores [5, 6, 7].
2. *Múltiples cubiertas de cristal*: reduce la pérdida de calor por radiación infrarroja y atrapa una capa de aire aislada entre los cristales.

3.3.1.1.1. CSA de paso posterior

En este diseño la placa absorbedora es colocada directamente debajo de la cubierta transparente con una capa de aire estático que la separa de la cubierta, lo cual reduce las pérdidas de calor hacia la parte superior. El flujo de aire es calentado en la superficie inferior de la placa absorbedora y la capa de aislante, con la transferencia de calor vía el lado posterior de la placa, [figura 3.2](#). El CSA de paso posterior generalmente se ha encontrado que es más eficiente que el CSA de paso frontal [\[8\]](#).

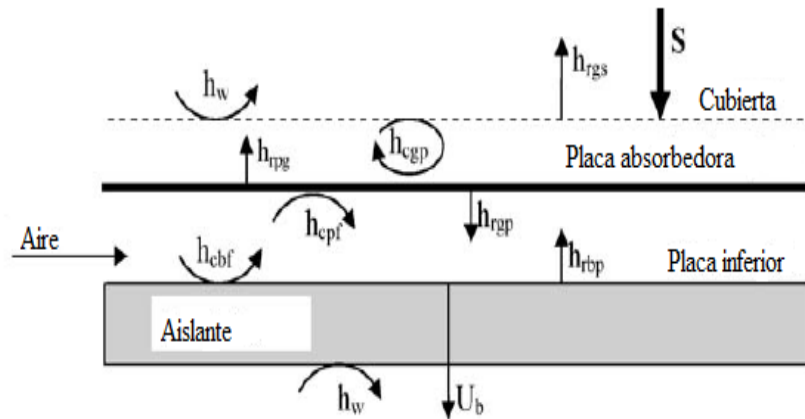


Figura 3.2. Vista esquemática de un CSA de paso posterior.

3.3.1.1.2. CSA de placa absorbedora con protuberancias

En el ducto de un CSA existe una presencia de una subcapa laminar entre la placa absorbedora y el flujo de aire, a esta generalmente se le considera la principal causa de la resistencia térmica para la transferencia de calor. La rugosidad artificial en una placa absorbedora se considera una buena técnica para romper la subcapa laminar y por lo tanto reducir la resistencia térmica e incrementar el coeficiente de transferencia de calor, algunos investigadores han propuesto nuevas geometrías rugosas para los CSA, es decir formación de protuberancias en la superficie de la placa absorbedora como se muestra en la [figura 3.3 a](#)).

[Bhushan y Singh \[9,10\]](#) han reportado una investigación experimental intensiva para un flujo turbulento completamente desarrollado para este tipo de rugosidad y una evaluación del rendimiento térmico y termohidráulico; debido a que la protuberancia se forma en la misma lamina (no se requiere soldar alguna pieza sobre la placa absorbedora lo cual sea dicho de paso también incrementaría su

peso) se considera este tipo de rugosidad como un método simple y económico para mejorar la eficiencia del colector. En la [figura 3.3a](#) se muestra el diseño conceptual del colector solar con protuberancias, cabe resaltar que las protuberancias permiten que se cree una turbulencia la cual ayuda a que la placa mantenga rangos de temperaturas en las que este funcionará apropiadamente como ya sea mencionado. En la [figura 3.3b](#) se muestra la disposición de las protuberancias sobre la superficie de la placa, las literales L , S , d y e indican la longitud de onda larga entre las protuberancias, longitud de onda corta entre las protuberancias, diámetro de impresión de la protuberancia y altura de protuberancia respectivamente.

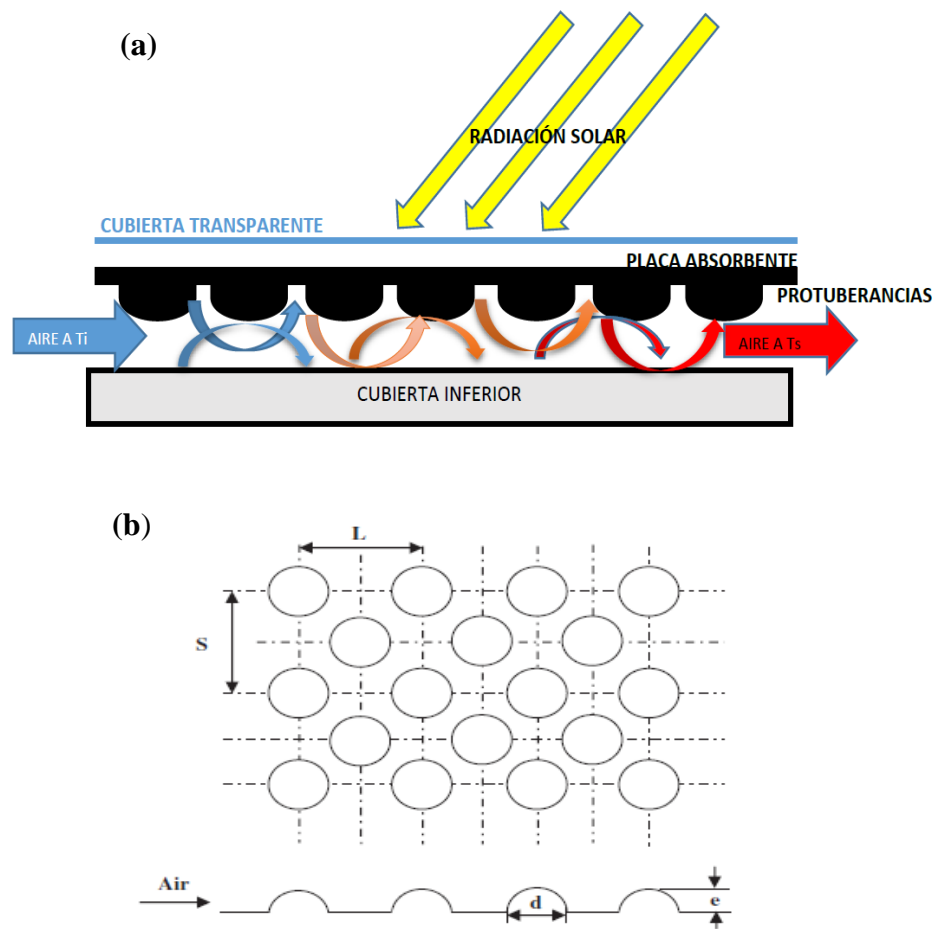


Figura 3.3. Esquema conceptual de CSA con protuberancias en la placa absorbedora: (a) vista transversal y (b) vista superior de la distribución de las protuberancias sobre la placa.

3.4. Fundamentos para el análisis teórico de los CSA

3.4.1. Rendimiento térmico del CSA

En estado estacionario, el rendimiento de un CSA se puede describir mediante la ganancia de calor útil del colector Q_u , la cual se define como la diferencia entre la radiación solar absorbida y la pérdida de calor o la energía útil de salida de un colector, un balance de calor sobre el colector nos da la ganancia de calor útil, [figura 3.4](#). Esta ganancia útil se puede expresar como

$$Qu_1 = AI(\tau\alpha) - Q_L = A[I(\tau\alpha) - U_L(T_p - T_a)] = mC_p[T_{sal} - T_{ent}] \quad (3.1)$$

donde A es el área de la placa absorbidora, $(\tau\alpha)$ es el producto absorbancia – transmitancia de la combinación de la cubierta de cristal y la placa absorbidora. La pérdida de calor Q_L del colector solar de aire es la suma de las pérdidas de calor de la parte superior, la parte inferior y los laterales de éste.

El coeficiente total de pérdida de calor se define como

$$U_L = \frac{Q_L}{[A(T_p - T_a)]} \quad (3.2)$$

donde T_p es la temperatura media de la placa absorbidora y T_a es la temperatura ambiente.

Como se puede ver la ec. 3.2 evalúa el calor útil en términos de la temperatura media de la placa, [Hottel-Whillier-Bliss \[11\]](#) reportaron una expresión para la ganancia de calor en base a las temperaturas de entrada (T_{ent}) y ambiente (T_a) la cual es de gran utilidad:

$$Qu_2 = A_c F_R [I(\tau\alpha) - U_L(T_{ent} - T_a)] \quad (3.3)$$

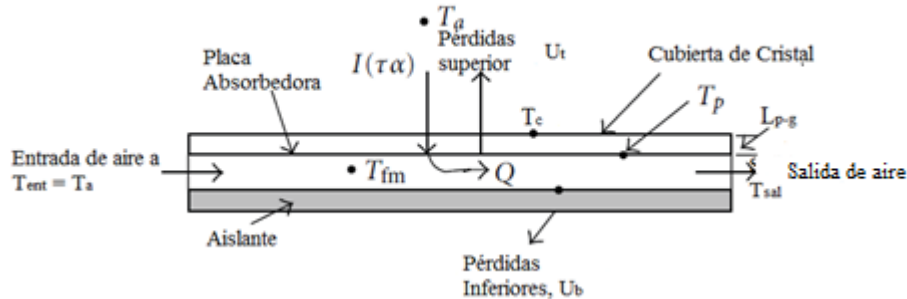


Figura 3.4. Balance de calor sobre el CSA.

La eficiencia térmica de un CSA se define como la tasa de la energía útil ganada entre la radiación solar incidente en el CSA, por lo que en términos de la temperatura de entrada del fluido (T_{ent}) y el factor de remoción de calor (F_R) puede ser representada por la siguiente relación;

$$\eta_I = \frac{Qu_2}{IA_c} = F_R \left[(\tau\alpha) - U_L \left(\frac{T_{ent} - T_a}{I} \right) \right] \quad (3.4)$$

F_R representa la razón de la ganancia real de energía útil que se obtendría si el colector y la superficie absorbedora estuvieran a la misma temperatura con la ingresa el fluido de trabajo, simbólicamente se expresa como:

$$F_R = \frac{\text{salida real}}{\text{temperatura salida} = \text{temperatura de entrada de fluido}} \quad (3.5)$$

La expresión matemática para evaluar F_R es [11]:

$$F_R = \frac{\dot{m}C_p}{U_L A_c} \left[1 - \exp \left(\frac{U_L A_c F'}{\dot{m}C_p} \right) \right] \quad (3.6)$$

Como puede observarse en la ec. (3.6) F_R es independiente de la radiación solar, sin embargo este parámetro es función de las características del CSA, del tipo de fluido, de la tasa del flujo del fluido que atraviesa el ducto del colector y del diseño de la placa (espesor, propiedades del material, etc.).

Cuando el colector opera en un ciclo abierto, es decir, a temperatura ambiente (la cual es la configuración usualmente utilizada para CSA); las T_{ent} y T_a resultan ser iguales. Consecuentemente la ec. (3.4) se reduce a $\eta_I = F_R(\tau\alpha)$, por lo que en vista de esto Biondi, et al. [12] propusieron la siguiente relación:

$$\eta_I = F_o \left[(\tau\alpha) - U_L \left(\frac{T_{sal} - T_{ent}}{I} \right) \right] \quad (3.7)$$

donde F_o es el factor de remoción de calor con respecto a la temperatura de salida ($T_{sal} - T_{ent}$) y puede evaluarse mediante el uso de la siguiente relación:

$$F_o = \frac{\dot{m}C_p}{U_L A_c} \left[\exp \left(\frac{U_L A_c F'}{\dot{m}C_p} \right) - 1 \right] \quad (3.8)$$

Es de resaltar que F_R y F_o aunque significan lo mismo la diferencia radica en el uso de las temperaturas utilizadas por cada uno para determinar la eficiencia energética, es decir la ec. (3.8) es mucho más útil cuando en el análisis se considera que la temperatura de entrada es igual a la temperatura de ambiente (como es el caso del presente estudio).

Basado en lo que se ha expuesto, para obtener la eficiencia térmica del colector se utiliza la ec. (3.7) ya que en la metodología planteada en este trabajo se propone la temperatura de entrada del colector igual a la temperatura ambiente, y por esta razón es la más apropiada para el desarrollo de nuestro estudio.

3.4.1.1. Coeficiente total de pérdida de calor, U_L

Una determinación exacta del coeficiente de transferencia de calor, U_L , es importante para obtener la eficiencia de un CSA, como se puede notar en las ecs. (3.7) y (3.8). Como es sabido el coeficiente de pérdida de calor es la suma de tres componentes, denominados coeficientes de pérdidas: superior, inferior y lateral, expresados como U_t , U_b y U_e respectivamente y se describe con la relación siguiente:

$$U_L = U_t + U_b + U_e \quad (3.9)$$

3.4.1.1.1. Coeficiente de pérdida en la parte superior, U_t

Un conocimiento del factor de pérdida de calor en la parte superior es esencial para el diseño y estudios de simulación de CSA. Este coeficiente es función de: las temperaturas de la placa absorbadora y ambiente, la emitancia de la placa absorbadora, los espaciamientos de aire entre la placa absorbadora y la cubierta de cristal y entre las cubiertas de cristal (en caso de contar con doble cubierta), el coeficiente de transferencia de calor del viento y del ángulo de inclinación del colector. El coeficiente de pérdida superior en este trabajo ha sido evaluado considerando las relaciones propuestas por Akhtar y Mullick [13, 14] en dos trabajos distintos donde desarrollaron relaciones para el coeficiente pérdida de calor superior para colectores de una y dos cubiertas de cristal, dicho método es fácil de usar debido a que no involucra iteraciones. El modelo para una cubierta está dado por:

$$U_t^{-1} = \left[(h_{rp-c} + h_{cp-c})^{-1} + (h_{rc-a} + h_w)^{-1} + \frac{L_c}{k_c} \right]^{-1} \quad (3.10)$$

h_{rp-c} representa el coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la placa absorbidora y la cubierta de cristal y está dado por

$$h_{rp-c} = \frac{\sigma(T_p^2 + T_c^2)(T_p + T_c)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1\right)} \quad (3.10a)$$

donde $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}$, ε_p y ε_c son la constante de Stefan-Boltzmann, emisividad de la placa y la emisividad del cristal.

h_{cp-c} representa el coeficiente de transferencia de calor por convección entre la placa absorbidora y el cristal el cual está dado por

$$h_{cp-c} = \frac{k_1 Nu_1}{L_{p-c}} \quad (3.10b)$$

La conductividad térmica del aislante es k_l (W/m K), L_{p-c} (m) es el espaciamiento entre la placa y el cristal y Nu_1 es el número de Nusselt para la convección natural en el canal formado por la placa y el cristal, el subíndice 1 indica que se utiliza para el modelo de una cubierta.

h_{rc-a} representa el coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la cubierta y el atmosfera y está dado por

$$h_{rc-a} = \sigma \varepsilon_c (T_c^4 - T_s^4) / (T_c - T_a) \quad (3.10c)$$

La ec. (3.10c) se debe a la consideración que la temperatura del cielo es menor que la temperatura ambiente. La aproximación apropiada para la temperatura del cielo es dada por [Swinbak \[15\]](#):

$$T_s = 0.0552 T_a^{1.5}$$

donde las temperatura T_s y T_a están dadas en K.

h_w es el coeficiente de transferencia de calor por entre la cubierta y el viento está dado por la siguiente correlación empírica sugerida por [Mc Adams \[16\]](#),

$$h_w = 5.6214 + 3.912V_w \quad \text{Para } V_w \leq 4.88 \text{ m/s} \quad (3.10d)$$

V_w es la velocidad del viento del aire ambiente en m/s sobre la cubierta de cristal del colector.

La temperatura de la cubierta, T_c , está dada por la expresión

$$T_c = \frac{fT_p + cT_a}{1 + f} \quad (3.11)$$

donde f se obtiene mediante la siguiente expresión

$$f = \frac{\left[12 \times 10^{-8}(T_a + 0.2T_p)^3 + h_w\right]^{-1} + 0.3L_c}{\left[6 \times 10^{-8}(\varepsilon_p + 0.028)(T_p + 0.5T_a)^3 + 0.6L_{p-c}^{-0.2}\{(T_p - T_a) \cos \beta\}^{0.25}\right]^{-1}}$$

y c está dado por

$$c = \frac{\left(\frac{T_s}{T_a} + \frac{h_w}{3.5}\right)}{\left(1 + \frac{h_w}{3.5}\right)}$$

El modelo matemático para dos cubiertas es:

$$U_t^{-1} = \left[(h_{rp-c1} + h_{cp-c1})^{-1} + (h_{rc1-c2} + h_{cc1-c1})^{-1} + (h_{rc2-a} + h_w)^{-1} + \frac{L_{c1}}{k_{c1}} + \frac{L_{c2}}{k_{c2}} \right]^{-1} \quad (3.12)$$

h_{rp-c1} representa el coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la placa absorbidora y la primera cubierta de cristal y está dado por

$$h_{rp-c1} = \frac{\sigma(T_p^2 + T_{c1}^2)(T_p + T_{c1})}{\left(\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1\right)} \quad (3.12a)$$

h_{cp-c1} representa el coeficiente de transferencia de calor por convección entre la placa absorbidora y la primera cubierta de cristal y está dado por

$$h_{cp-c1} = \frac{k_1 Nu_1}{L_{p-c1}} \quad (3.12b)$$

h_{rc1-c2} representa el coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la primera cubierta y la segunda cubierta cristal, y está dado por

$$h_{rc1-c2} = \frac{\sigma(T_{c1}^2 + T_{c2}^2)(T_{c1} + T_{c2})}{\left(\frac{2}{\varepsilon_c} - 1\right)} \quad (3.12c)$$

h_{cc1-c2} representa el coeficiente de transferencia de calor por convección entre la primera cubierta y la segunda cubierta de cristal y se representa como

$$h_{cc1-c2} = \frac{Nu_2 k_2}{L_{c1-c2}} \quad (3.12d)$$

h_{rc2-a} representa el coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la segunda cubierta y la atmosfera y está dado por

$$h_{rc2-a} = \sigma \varepsilon_{c2} (T_{c2}^4 - T_s^4) / (T_{c2} - T_a) \quad (3.12e)$$

El subíndice 2 representa que la expresión corresponde a la segunda cubierta. Las temperaturas de la cubierta de cristal interior y exterior, T_{c1} y T_{c2} , pueden aproximarse con el método de [Akhtar y Mullick \[13\]](#), expresado por,

$$T_{c1} = \frac{f_1 T_p + T_{c2}}{1 + f_1} \quad (3.13)$$

$$T_{c2} = \frac{f_2 T_p + CT_a}{1 + f_2} \quad (3.14)$$

donde

$$f_1 = \frac{3.1\sigma[(T_{c2} + \Delta_o)^3 + 0.8(\Delta_o \cos \beta)^{0.25} L_{c1-c2}^{-0.2}]^{-1} + 0.3L_{c1}}{\left[3.45\sigma\varepsilon_p(T_p + \Delta_i)^3 + 0.8(\Delta_i \cos \beta)^{0.25} L_{p-c1}^{-0.2}\right]^{-1}}$$

y

$$\Delta_o = (1 + \varepsilon_p)(T_p - T_{c2})/6, \Delta_i = (2 - \varepsilon_p)(T_p - T_{c2})/6$$

$$f_2 = \frac{\left[\left\{12 \times 10^{-8}(T_a + 0.2T_p)^3 + h_w\right\}^{-1} + 0.3L_{c2}\right](0.7 - 0.26\varepsilon_p)}{\left[6 \times 10^{-8}(\varepsilon_p + 0.028)(T_p + 0.5T_a)^3 + 0.6L_{p-c}^{-0.2}\{(T_p - T_a) \cos \beta\}^{0.25}\right]^{-1}}$$

En la siguiente sección se define el número de Nusselt correspondiente a los modelos de una cubierta (Nu_1) y al de dos cubiertas (Nu_2).

3.4.1.1.2. Convección natural entre planos paralelos

La tasa de transferencia de calor entre dos placa inclinadas a un mismo ángulo con la horizontal es de importancia obvia en el rendimiento de un colector solar. Los datos de transferencia de calor por convección libre son usualmente correlacionados en términos de dos o tres parámetros: el número de Nusselt (Nu), el número de Rayleigh (Ra) y el número de Prandtl (Pr). Algunos autores relacionan los datos en términos del número de Grashof (Gr), el cual es la razón del número de Rayleigh y el número de Prandtl. La correlación para la convección natural de la transferencia de calor entre dos placas inclinadas es dada por [Hollands, et al. \[17\]](#).

$$Nu = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708}{Ra \cos \beta} \right]^+ \left[1 - \frac{1708(\sin 1.8 \beta)^{1.6}}{Ra \cos \beta} \right] + \left[\left(\frac{Ra \cos \beta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^+ \quad (3.15)$$

La cual es válida para $0^\circ \leq \beta \leq 75^\circ$, donde el exponente + denota que únicamente los valores positivos de los términos en corchetes son utilizados (i.e. se usa cero si el termino es negativo) y β ($^\circ$) es el ángulo de inclinación del colector. El número de Rayleigh para el caso del CSA de una cubierta se define como:

$$Ra = Gr \times Pr$$

Para el caso del colector de una y doble cubierta los números de Nusselt, Nu_1 y Nu_2 , para una zona (una cubierta) y las dos zonas (doble cubierta) se determinan de forma similar, por lo que los números de Rayleigh asociados pueden estimarse mediante:

$$Ra_1 = \frac{g\beta'_1 \Delta T_1 L_{p-c1}^3 Pr_1}{\nu_{p-c1}^2}$$

$$Ra_2 = \frac{g\beta'_2 \Delta T_2 L_{c1-c2}^3 Pr_2}{\nu_{c1-c2}^2}$$

Para las cuales g es la aceleración de la gravedad (m/s^2), ν es la viscosidad cinemática (m^2/s) y para los gases el coeficiente de expansión térmica β' y ΔT están relacionados por

$$\beta'_1 = \frac{1}{\Delta T_1} = \frac{1}{(T_p + T_{c1})/2}$$

$$\beta'_2 = \frac{1}{\Delta T_2} = \frac{1}{(T_{c1} + T_{c2})/2}$$

ΔT_1 y ΔT_2 son las temperaturas, en Kelvin, en las fronteras.

3.4.1.1.3. Coeficiente de pérdida de calor inferior, U_b

El coeficiente de pérdida de calor inferior es calculado considerando las pérdidas por conducción y convección de la placa absorbedora en la dirección hacia abajo. Se asumirá que el flujo de calor es unidimensional y estacionario, figura 3.4. En muchos de los casos, el espesor del aislante térmico es dado como la resistencia térmica asociada con el dominio de la conducción. Por tanto la expresión es:

$$U_b = \frac{k_i}{\delta_i} \quad (3.16)$$

Donde k_i (W/m K) es la conductividad térmica del aislante y δ_i (m) es el espesor del aislante [17].

3.4.1.1.4. Coeficiente de pérdida de calor lateral, U_e

Aquí también se hacen las mismas suposiciones, las cuales son aplicables para el coeficiente de pérdida de calor inferior. La aproximación en una dimensión puede justificarse en las bases que el U_e es siempre más pequeño que U_i [17].

$$U_e = \frac{(L + W)L_i k_i}{LW\delta_i} \quad (3.17)$$

3.4.1.2. Orientación óptima del CSA, β

La orientación de la superficie permite el máximo de salida de la energía solar del sistema que puede ser bastante diferente de la orientación permitida para la máxima energía incidente. La orientación de un CSA puede ser ajustada dependiendo del requerimiento estacional o mensual. En

general la siguiente regla puede ser considerada en el diseño del colector solar: Para la captación máxima de energía se considera que el ángulo óptimo es igual a la latitud local (φ) $\pm 15^\circ$ [18].

3.4.2. Rendimiento termohidráulico del CSA

Como ya hemos mencionado el coeficiente de transferencia de calor puede incrementarse mediante el uso de rugosidad artificial en un lado de la placa absorbadora permitiendo de esta forma incrementar la eficiencia del colector. Sin embargo, debido a esta modificación se tiene como resultado un alto factor de fricción y consecuentemente una mayor potencia de bombeo. Por lo tanto, es necesario optimizar el sistema para maximizar la transferencia de calor mientras se mantiene las pérdidas por fricción en el menor nivel posible.

Cotes y Piantentini [19] definen la eficiencia efectiva (η_{ef}) de un CSA como la relación entre la energía neta ganada y la energía disponible para el CSA. Ellos han sugerido que el rendimiento de un colector solar no puede ser optimizado mediante una simple sustracción de la potencia eléctrica y la salida térmica del colector, porque lo anterior es producido principalmente de fuentes termoeléctricas y entonces es transmitido, perdiendo una parte considerable de la energía en la conversión y la transmisión. Por lo que, la eficiencia efectiva representa la ganancia total por unidad de energía solar de entrada. Esta es expresada como:

$$\eta_{ef} = \frac{Q_u - \frac{P_m}{C}}{IA_c} \quad (3.18)$$

donde P_m es la energía mecánica consumida por impulso de aire a través del ducto y puede ser evaluada mediante el uso de la relación;

$$P_m = \frac{\dot{m}\Delta P}{\rho} \quad (3.18a)$$

C es el factor de conversión para la eficiencia de conversión neta de un grado alto de energía mecánica a energía térmica y está dado por la siguiente relación:

$$C = \eta_f \eta_m \eta_{tr} \eta_{th}$$

El valor recomendado de "C" es 0.18, esto mediante la consideración típica de valores de varias eficiencias (eficiencia del ventilador $\eta_f = 0.65$, eficiencia del motor eléctrico $\eta_m = 0.88$, eficiencia de transmisión eléctrica de la planta de potencia $\eta_{tr} = 0.925$ y la eficiencia de conversión térmica de la planta de potencia $\eta_{th} = 0.344$).

En la ec. (3.18a) \dot{m} es la tasa de flujo másico, ΔP es la caída de presión a través del ducto y es representada con la siguiente expresión;

$$\Delta P = \frac{2fLV^2\rho}{D_h} \quad (3.18b)$$

Donde f es el factor de fricción característico del tipo de rugosidad, V es la velocidad del aire a través del ducto, ρ es la densidad del aire y D_h es el diámetro hidráulico equivalente de la sección transversal del ducto. V es calculado a partir de la razón de flujo másico y el área del flujo como:

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho WH}$$

3.4.3. Rendimiento exerético

La cantidad real de energía involucrada en los procesos de energía solar puede cuantificarse mediante consideraciones de exergía de varios componentes de energía involucrados en el proceso incluyendo radiación, ganancia térmica, pérdidas por fricción y otras pérdidas. [Altfeld, et al. \[19\]](#) propuso un método basado en la SLT para establecer la equivalencia de la energía útil y las pérdidas por fricción. Para maximizar el flujo neto de exergía, el cual se define como el incremento del flujo de exergía del aire mientras pasa a través del colector, las sumas de las pérdidas exeréticas que incluyen las pérdidas de exergía por absorción de la radiación a nivel de la temperatura del absorbedor son minimizadas y se obtiene un diseño razonablemente optimizado del CSA. Despreciando los cambios de energía cinética y potencial y considerando al aire como un gas perfecto, el flujo de exergía se puede expresar como:

$$Ex_n = IA_c\eta_I\eta_c - P_m(1 - \eta_c) \quad (3.19)$$

donde η_c es la eficiencia de Carnot $[= (1 - T_a/T_f)]$.

El primer término del lado derecho de la ecuación representa la exergía de la energía solar absorbida que es transferida al aire y el segundo término representa las pérdidas de exergía debidas a fricción.

La parte principal de la exergía de entrada en un sistema es la radiación solar la cual es absorbida por la placa. Mediante la ec. (2.14) es posible calcular la cantidad de exergía asociada con la radiación solar:

$$Ex_s = IA_c(\tau\alpha) \left(1 - \frac{T_a}{T_s}\right) \quad (3.20)$$

donde T_s es la temperatura aparente del sol como recurso exergético la cual es aproximadamente el 75 % de la temperatura de un cuerpo negro. En este trabajo se asume como 5760 K (6 033 °C).

La eficiencia exergética se define como:

$$\eta_{II} = \frac{Ex_n}{Ex_s} \quad (3.21)$$

La eficiencia exergética puede ser maximizada mediante la maximización de Ex_n , el denominador Ex_s se mantiene constante. Esto implica la minimización de las pérdidas de exergía, dichos componentes son [20]:

1. Pérdida exergética óptica:

$$Ex_{PO} = IA_c \eta_{exe} (1 - (\tau\alpha))$$

2. Pérdida exergética por absorción de irradiación mediante la placa absorbadora:

$$Ex_{PAB} = IA_c(\tau\alpha) \left(\eta_{exe} - (1 - T_a/T_p) \right)$$

donde para las expresiones anteriores $\eta_{exe} = (1 - T_a/T_s)$ es la razón exergía a energía de la radiación solar.

3. Pérdida exergética por transferencia debida a la convección y radiación del absorbedor al ambiente:

$$Ex_{PA} = U_L A (T_p - T_a) (1 - T_a/T_p)$$

4. Pérdida exergética por transferencia de calor al fluido de trabajo:

$$Ex_{P\Delta T} = IA\eta_I(T_a/T_f - T_a/T_p)$$

5. Pérdida exergéticas por fricción:

$$Ex_{P\Delta P} = \dot{m}\Delta P T_a / (\rho_f T_f) = P_m(1 - \eta_c)$$

La figura 3.5 muestra esquemáticamente el diagrama de flujo de la energía y de la exergía del CSA. La exergía de la radiación solar global E_{xS} es analizada en varios trabajos [21, 22, 23]. La pérdida exergética óptica Ex_{PO} (reflexión) se calcula asumiendo que la irradiación reflejada se pierde. La pérdida exergética por absorción de la insolación mediante la placa absorbedora, Ex_{PAB} , resulta ser la más importante. Una alta temperatura de absorción hace decrecer las pérdidas exergéticas por absorción, pero incrementa las pérdidas térmicas al ambiente. Las pérdidas exergéticas Ex_{PAT} y Ex_{PAP} resultan de *irreversibilidades internas*: transferencia de calor de la placa absorbedora al fluido en una diferencia finita de temperatura y fricción del flujo en el ducto.

Desde un punto de vista práctico es importante que el flujo neto de exergía pueda ser calculado mediante cantidades que son comúnmente usadas en la ingeniería solar: le eficiencia térmica, nivel de temperatura, caída de presión y tasa de flujo másico. Por tanto, el flujo neto de exergía es una cantidad termodinámica fácil de utilizar para la optimización.

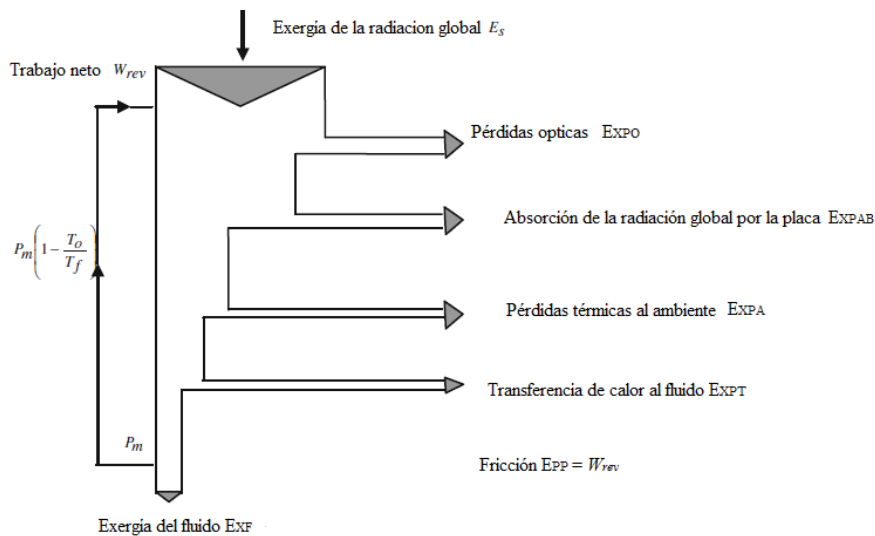


Figura 3.5. Diagramas de flujo de exergía de un CSA.

Cuando se trata con la exergía de un proceso se establece la diferencia entre *pérdida de exergía* y la *destrucción de exergía*. La pérdida de exergía consiste en el flujo de exergía al ambiente mientras que la destrucción de exergía indica la pérdida de exergía dentro de las fronteras del sistema debido a las irreversibilidades. Expresándolo de otra manera la destrucción de exergía es el cambio actual en la exergía para los procesos reversibles menos el cambio en la exergía que debería ocurrir si el proceso hubiera sido irreversible. La destrucción de exergía se debe a las irreversibilidades generadas en reacciones químicas, transferencia de calor, caída de presión y procesos de mezcla [24], en la [figura 3.6](#) se muestra el diagrama de flujo de un CSA en base a las irreversibilidades.

Considerando el CSA ([figura 3.4](#)) como un volumen de control (VC), el balance de exergía [25] para este VC puede escribirse como

$$Ex_{ent} + Ex_s = Ex_{sal} + IR \quad (3.22)$$

donde Ex_{ent} y Ex_{sal} son las exergías asociadas con el flujo másico del fluido que entra y sale del VC del colector e IR es la irreversibilidad o destrucción de exergía del proceso. Utilizado ec. (3.22) y basados en los trabajos realizados por [Karsli y Kurtbas \[26, 27\]](#) se puede expresar la destrucción de exergía de la siguiente forma

$$\left(1 - \frac{T_a}{T_s}\right) I(\tau\alpha)A_c - \dot{m}C_p \left[(T_{sal} - T_{ent}) - \left(T_a \ln \frac{T_{sal}}{T_{ent}} \right) \right] = Ex_{dest} = T_a S_{gen} \quad (3.23)$$

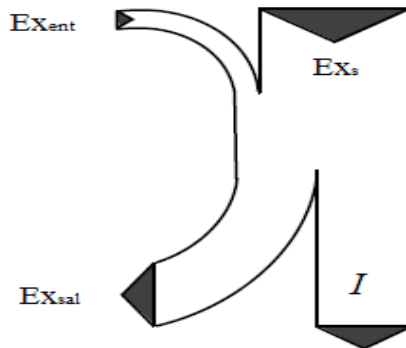


Figura 3.6. Diagramas de flujo de exergía de un CSA.

La destrucción de exergía adimensional o pérdida es el resultado de dividir la ec. (3.23) entre el valor de la energía ganada, ec. (3.1).

$$Ex_D = \frac{Ex_{dest}}{Q_u} \quad (3.24)$$

Para una eficiente y efectiva utilización de los recursos se requiere un análisis de sustentabilidad. Este se encuentra asociado con el índice de sustentabilidad, el cual es un parámetro importante para la sustentabilidad exergética en términos de la eficiencia exergética (η_{II}) [28]. Este índice puede expresarse mediante la siguiente relación

$$IS = \frac{1}{1 - \eta_{II}} \quad (3.25)$$

La relación anterior muestra como la sustentabilidad es afectada por los cambios de la eficiencia exergética de un proceso o sistema, en nuestro trabajo el IS varía en función del incremento de temperatura ΔT , para demostrarlo en el siguiente capítulo se desarrollará una expresión paramétrica de la η_{II} . Van Gool [29] ha propuesto también que el rendimiento máximo en la eficiencia exergética para un proceso o un sistema se obtiene obviamente cuando las irreversibilidades $Ex_{ent} - Ex_{sal}$ son minimizadas. Consecuentemente, ha sugerido que esto es útil mediante el empleo del concepto un "potencial de mejoramiento" exergético, cuando se analizan diferentes procesos o sectores de la economía. El potencial de mejoramiento se representa como:

$$I\dot{P} = (1 - \eta_{II})(Ex_{ent} - Ex_{sal}) \quad (3.26)$$

3.5. Referencias

- [1] Mohseni L.E., Taherion H., 2009. An exergy and energy study of solar thermal air collector. *Thermal Science* **13** (1), 205-216.
- [2] Sen Z., 2008. *Solar Energy Fundamentals and Modeling Techniques*. Springer – Verlog London.
- [3] Jabari M. A., 2014. Effects of CuO/water nanofluid on the efficiency of a flat-plate solar collector. *Experimental Thermal and Fluid Science* **58**, 9-14.
- [4] Slama R. B., 2007. The air solar collector: comparative study, introduction of baffles to favor the heat transfer. *Solar Energy* **81**, 139-149.
- [5] Bhushan B., Singh R., 2010. A review on methodology of artificial roughness used in duct of solar air heaters. *Energy* **35**, 202-212.
- [6] Kumar A., Saini R. F., Saini J.S., 2014. A review of thermohydraulic performance of artificially roughened solar air heaters. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **37**, 100-122.
- [7] Gawande V. B., Dhable A. S., Zodpe D. B., 2014. Effect of roughness geometries on heat transfer in solar thermal systems – A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **32**, 347-378.
- [8] Close D. J., Yosoff M. B., 1978. The effects of air leaks on solar air collector behavior. *Solar Energy* **20**, 459-463.
- [9] Bhushan B., Singh R., 2011. Nusselt number and friction factor correlations for solar air heater duct having artificially roughened absorber plate. *Solar Energy* **85**, 1109- 1118.
- [10] Bhushan B., Singh R., 2012. Thermal and themohydraulic performance of roughened solar air collector having protruded absorber plate. *Solar Energy* **86**, 3388-3396.
- [11] Duffie JA, Beckman WA., 1991. *Solar engineering of Thermal Processes*, second edition. Wiley Interscience. New York.
- [12] Biondi P., Cicola L., Forina G., 1988. Performance analysis of solar air heaters of conventional design. *Solar Energy* **41**, 101-109.
- [13] Akhtar N., Mullick S.C., 1999. Approximate method for computation of glass cover temperature and top heat-loss coefficient of solar collector with single glazing. *Solar Energy* **66** (5), 349-354.
- [14] Akhtar N., Mullick S.C., 2007. Computation of glass-cover temperatures and top heat loss coefficient of flat-plate solar collectors with double glazing. *Energy* **32**, 1067-1074.
- [15] Swinbank W. C., 1963. Long – wave from clear skies. *Quarterly Journal of Royal Meteorological Society* **89**, 339.

- [16] Mc Adams WH, 1954. Heat transmission, 3rd edition. McGraw – Hill, New York.
- [17] Hollands, K. G. T., Unny T. E., Raithby G. D. and Konicek L., 1976. Free Convection Heat Transfer Across Inclined Air Layers. *ASME J. Heat Transfer* **98**, 189.
- [18] Duffie J A, Beckman W. A, 1991, Solar Engineering of Thermal Processes, Second Edition, A Wiley-Interscience Publication, USA.
- [19] Cortés A, Piacentini R., 1990. Improvement of the efficiency of a bare solar collector by means of turbulence promoters. *Applied Energy* **36**, 253-256.
- [20] Altfeld K., Leiner W., Fiebig M., 1988. Second law optimization of flat-plate solar air heaters part I. The concept of net exergy flow and the modeling of solar air heaters. *Solar Energy* **41**, 127-132.
- [21] Petela R., 1964. Exergy of heat radiation, transactions of the ASME. *Journal of Heat Transfer* **86**, 187 - 92.
- [22] Petela R., 2003. Exergy of undiluted thermal radiation. *Solar Energy* **74**, 469-488.
- [23] Bejan A., 1987. Unification of three different theories concerning the ideal conversion of enclosed radiation. Transactions of the ASME *Journal of Solar Energy Engineering* **109**, 46 - 51.
- [24] Chan SH., Low CF., Ding OL, 2002. Energy and exergy analysis of simple solid-oxide fuel cell system using methanol. *Journal Power Sources* **126** (1-2), 34-40.
- [25] Kotas T.J., 1985. The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. Butterworths, London.
- [26] Karsli S., 2007. Performance analysis of new-design solar air collectors for drying applications. *Renewable Energy* **32**, 1645-1660.
- [27] Kurtbas I., Durmus A., 2004. Efficiency and exergy analysis of a new solar air heater. *Renewable Energy* **29**, 1489-1501.
- [28] Rosen M.A., Dicer I., Kanoglu M., 2008. Role of exergy in increasing efficiency and sustainability and reducing environmental impact. *Energy Policy* **36**, 128-137.
- [29] Van Gool W. Energy policy: fairy tales and factualities. In: Innovation and technology; 1997.

PARTE II

METODOLOGÍA Y ANÁLISIS

CAPÍTULO 4

DESCRIPCIÓN DEL MODELO PARA EL ANÁLISIS EXERGÉTICO DEL CSA

4.1. Introducción

El rendimiento de un CSA puede ser predicho en base a detalladas consideraciones de transferencia de calor y procesos del flujo del fluido en el sistema. Los parámetros de rendimiento como: coeficiente total de pérdida de calor, factor de remoción de calor, y otros factores relevantes y subsecuentemente la eficiencia energética, efectiva y exergética pueden evaluarse. El comportamiento térmico de un CSA con protuberancias es similar al de un CSA de placa plana, por lo que el procedimiento utilizado para calcular la radiación solar absorbida y las pérdidas de calor para el colector solar de placa plana convencional es utilizado en nuestro análisis del CSA con protuberancias. Las consideraciones y simplificaciones más importantes utilizadas son:

- ✓ Condiciones en estado estacionario.
- ✓ Efectos de energía cinética y potencial despreciable.
- ✓ Conducción de calor en dirección del flujo despreciable.
- ✓ Los efectos de borde son despreciables; flujo constante a través del colector.

Investigaciones experimentales determinan el número de Nusselt (Nu) y el factor de fricción (f) que dependen de factores geométricos de diversos tipos de CSA corrugados, para el caso del colector analizado en este trabajo nos basamos en las correlaciones obtenidas experimentalmente por [Bhushan y Singh \[1\]](#). Los rangos de parámetros de diseño representativos de la geometría rugosa, es decir: longitud relativa de onda corta (S/e), longitud relativa de onda larga (L/e) y diámetro de impresión relativo (d/D) han sido seleccionados en base al estudio teórico realizado por [Bhushan y Singh \[2\]](#), los cuales son valores óptimos correspondientes a la máxima eficiencia térmica para cada rango de parámetros de temperatura ($\Delta T/I$) y de radiación incidente (I).

Las propiedades termofísicas del aire, es decir, viscosidad dinámica (μ), calor específico (C_p), conductividad térmica (k) y densidad (ρ) requeridos en el presente análisis fueron evaluados en base a la temperatura media del aire en el ducto, la cual se determina mediante la relación dada por [Hirunlabh et al. \[3\]](#):

$$T_f = 0.25T_{ent} + 0.75T_{sal} \quad (4.1)$$

Para estimar las propiedades del aire pueden determinarse mediante relaciones reportadas por [Holman \[4\]](#):

$$\mu = 1.81 \times 10^{-5} \left(\frac{T_f}{293} \right)^{0.735} \quad (4.2)$$

$$C_p = 1006 \left(\frac{T_f}{293} \right)^{0.0155} \quad (4.3)$$

$$k = 0.0275 \left(\frac{T_f}{293} \right)^{0.086} \quad (4.4)$$

$$\rho = \frac{P_a}{RT_f} \quad (4.5)$$

4.2. Modelo matemático

El objetivo de este trabajo es optimizar el diseño de CSA mediante el método exergético. El cálculo ha sido desarrollado para evaluar las eficiencias energética, efectiva y exergética para configuraciones de colectores de aire, propiedades del sistema y condiciones de operación. Los resultados son presentados en términos de dos parámetros básicos para el diseño del colector:

- i. Parámetro de incremento de temperatura, ΔT (razón del incremento de temperatura a través del ducto $(T_{sal} - T_{ent})$ para la intensidad promedio de radiación, I).
- ii. Radiación (I).

El procedimiento adoptado para la estimación de la eficiencia exergética es similar al dado por [Yadav, et al. \[5\]](#) y los cálculos fueron desarrollados en Matlab. Para este propósito se desarrolló un procedimiento paso a paso que se describe a continuación:

1. Se seleccionan los rangos y valores de los parámetros geométricos y de operación del sistema, los cuales son seleccionados en base a las siguientes consideraciones:
 - a) Los rangos de los parámetros de geometría rugosa, es decir, la longitud relativa de onda corta (S/e), la longitud relativa de onda larga (L/e) y el diámetro de impresión relativo (d/D_h), ver [figura 3.3](#) para identificar los parámetros S , L , d , e ; la expresión matemática para el diámetro hidráulico, D_h , se describe en el paso número 7, para los cuales se obtiene la máxima eficiencia, se muestran en la [tabla 4.1](#).
 - b) La anchura (A) del CSA se mantiene en 0.7 m mientras que la longitud (L) varía de 1.5 - 3.0 m ([figura 4.2](#)), por la restricción de las medidas de las láminas, hojas de madera y cristal disponibles en el mercado que facilitan su instalación y manejo.
 - c) Una baja profundidad del ducto (H) favorece una alta eficiencia del calentador de aire ([figura 4.2](#)), por lo que este parámetro es analizado en un rango de 0.03 a 0.07 m.
 - d) El número de cubiertas incrementa el rendimiento térmico del colector, se varía de 1 a 2 cubiertas de cristal.

- e) La separación entre la placa absorbidora y la cubierta (L_{p-c1}) y la separación entre cubiertas (L_{c1-c2}) tiene influencia en el coeficiente de pérdida de calor en la parte superior U_t , dichas separaciones son analizadas en valores de 0.01 -0.1 m.
- f) Colectores solares de bajo costo emplean una placa absorbidora con pintura negra, la cual da una emisividad (ϵ_p) de onda corta de 0.90.
- g) Los valores de radiación solar, I , considerados fueron de 500 a 1000 W/m².
- h) El CSA puede tener aplicaciones tanto para secado o calentamiento de espacios, la temperatura de entrada se adoptó igual a la temperatura ambiente $T_a = T_{ent}$, en valores de 20, 27 y 34 °C (293, 300 y 307 K).
- i) Para una máxima captación de energía se considera que el ángulo óptimo (β) de un CS es igual a la latitud (φ) local $\pm 15^\circ$ (seleccionando el signo positivo "+" en los meses de invierno y el signo negativo "-" en los meses de verano) [6]. Por lo tanto para Tuxtla Gutiérrez (latitud $\approx 17^\circ$) en el invierno el ángulo de inclinación es 32° (optimo en invierno) y en verano aproximadamente 0° (horizontal).
- j) El coeficiente de transferencia de calor del viento h_w es función de la velocidad del viento. En el presente análisis los valores son 0, 1 y 2 m/s.
- k) Los valores de otros parámetros del colector usados en este análisis son listados en la [tabla 4.2](#).

Tabla 4.1. Valores óptimos de cada parámetro geométrico de rugosidad correspondiente a la máxima eficiencia térmica [2].

Parámetros de geometría rugosa	Valores Óptimos
Longitud relativa de onda corta (S/e)	31.25
Longitud relativa de onda larga (L/e)	31.25
Diámetro de Impresión (d/D)	0.294

2. El incremento de temperatura (ΔT) del aire a través del ducto se determina mediante los valores del parámetro de incremento de temperatura (ω) determinados por [Bhushan y Singh \[2\]](#) previamente.

$$\Delta T = \omega I \quad (4.6)$$

La temperatura de salida es calculada como,

$$T_{sal} = T_{ent} + \Delta T \quad (4.7)$$

3. Se asume un valor inicial de la temperatura de placa absorbadora de acuerdo con la siguiente expresión;

$$T_p = \frac{T_{sal} + T_{ent}}{2} + 15 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.8)$$

4. Usando los valores de la temperatura media de la placa (T_p), el coeficiente de pérdida de calor por la parte superior (U_t) es calculado mediante el uso de las ecs. (3.9) y (3.11), para los modelos de una y dos cubiertas de cristal respectivamente. Estas correlaciones son empíricas y modelan el coeficiente de pérdida de calor superior como una función de diversos parámetros $U_t = f(T_p, T_c, L_g, k)$.

El coeficiente de pérdida de calor total tiene en cuenta las pérdidas de calor por la parte superior, lateral e inferior y se determina mediante la ec. (3.8).

5. La tasa de ganancia de energía útil se calcula utilizando los valores conocidos de T_a , I , U_L y T_p ; con la ec. (3.1),

El área de la placa absorbadora (A) se determina usando la siguiente relación,

$$A = W \times L \quad (4.9)$$

En donde W es el ancho de la placa y L es Larco de la placa.

6. La tasa de flujo másico del aire (\dot{m}), la velocidad del flujo de aire a través del colector (G) y el número de Reynolds de flujo de aire en el ducto se calculan usando las siguientes expresiones;

$$\dot{m} = \frac{Qu_1}{C_p \Delta T} \quad (4.10)$$

$$G = \frac{\dot{m}}{WH} \quad (4.11)$$

$$Re = \frac{GD_h}{\mu} = \frac{Qu_1 D_h}{Cp (\Delta T) WH \mu} \quad (4.12)$$

7. Para poder evaluar el coeficiente de transferencia de calor tanto para el CSA con placa lisa y el CSA de placa corrugada, el número de Nusselt puede estimarse mediante las siguiente relaciones reportadas por [Hans et al.\[7\]](#) y [Bhushan y Singh \[1\]](#) respectivamente;

$$Nu^* = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (4.13)$$

$$Nu^* = 2.1 \times 10^{-88} Re^{1.452} (S/e)^{12.94} (L/e)^{99.2} (d/D)^{-3.9} \times \exp[(-10.4)\{\log(S/e)\}^2] \exp[(-77.2)\{\log(L/e)\}^2] \exp[(-7.83)\{\log(d/D)\}^2] \quad (4.14)$$

Por otro lado,

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (4.15)$$

Por lo tanto, el coeficiente de transferencia de calor es;

$$h = \frac{kNu}{D_h} \quad (4.16)$$

El diámetro hidráulico (D_h) del ducto formado por la placa absorbadora y la superficie inferior es calculado mediante

$$D_h = \frac{2WH}{(W + H)} \quad (4.17)$$

8. El factor de eficiencia de la placa (F') es obtenido usando la siguiente relación reportada por [Goswamy et al. \[8\]](#);

$$F' = \frac{h}{h + U_l} \quad (4.18)$$

9. Una vez determinado F' , a partir de este, se determina el factor de remoción de calor (F_o) mediante la ec. (3.8).
10. El nuevo valor del calor ganado es calculado usando la siguiente expresión, la cual está en función de F_o ,

$$Qu_3 = AF_o[I(\tau\alpha) - U_L(T_{sal} - T_{ent})] \quad (4.19)$$

11. Los valores de Qu_1 y Qu_3 son comparados, idealmente los dos valores deberían ser los mismos. Sin embargo, si la diferencia de ambos valores es mayor que 0.05% del valor de Qu_1 , entonces se calcula un nuevo valor de la temperatura media de la placa mediante la siguiente expresión:

$$T_p = T_a - \frac{[I(\tau\alpha) - \frac{Qu_3}{A}]}{U_L} \quad (4.20)$$

Utilizando este nuevo valor de T_p los pasos 4 a 11 se repiten hasta que la diferencia entre los valores de Qu_1 y Qu_2 se reduce a un valor igual o menor a 0.05% del valor Qu_1 . Como puede notarse la expresión de Qu_1 se encuentra en función de la temperatura de la placa (T_p), de la cual se ha realizado una primera suposición de su valor (ec. 4.8), a partir de esto se hace necesario realizar un proceso iterativo que nos permita obtener una temperatura de la placa apropiada para determinar el valor correcto de la energía útil ganada que se utilizara para determinar la eficiencia térmica. Por lo anterior se debe calcular una segunda energía útil, Qu_2 , que está en función de las temperaturas de entrada y salida ($T_{sal} - T_{ent}$) y nos permite verificar el valor de T_p .

12. Para obtener el valor de caída de presión a través del ducto (ΔP) expresado en ec. (3.19b) y la potencia mecánica requerida (P_m) para impulsar el aire a través del colector (ec. (2.18)) tanto para el colector liso como corrugado, se utilizan las siguientes correlaciones del factor de fricción (f) reportados por [6] y [1];

$$f = 0.085 Re^{-0.25} \quad (liso) \quad (4.20)$$

$$f = 2.32 Re^{-0.201} (S/e)^{-0.383} (L/e)^{-0.484} (d/D)^{0.133} \quad (corrugado) \quad (4.21)$$

13. La eficiencia térmica, efectiva y exergética son calculadas mediante las ecs. (3.6), (3.18) y (3.21).
14. Una vez determinadas las eficiencias el cálculo de la entropía generada (S_{gen}) se realiza mediante la ec. (3.23), a partir de la cual se puede determinar la exergía adimensional con la ec. (3.24).

15. La determinación del índice de sustentabilidad exergética y el potencial de mejoramiento exergético que nos permiten visualizar desde el punto de vista de eficiencia exergética el impacto ambiental y la posibilidad de reducir las irreversibilidades, se determinan con las ecs. (3.25) y (3.26).

Estos cálculos son repetidos para cada grupo de parámetro de incremento de temperatura ($\Delta T/I$), e intensidad de radiación solar incidente sobre la cubierta. El código para el procedimiento descrito fue desarrollado en Matlab (anexo).

En la figuras 4.1a y 4.1b se muestra el modelo del colector solar de placa plana con los parámetros que son considerados en el modelo matemático desarrollado.

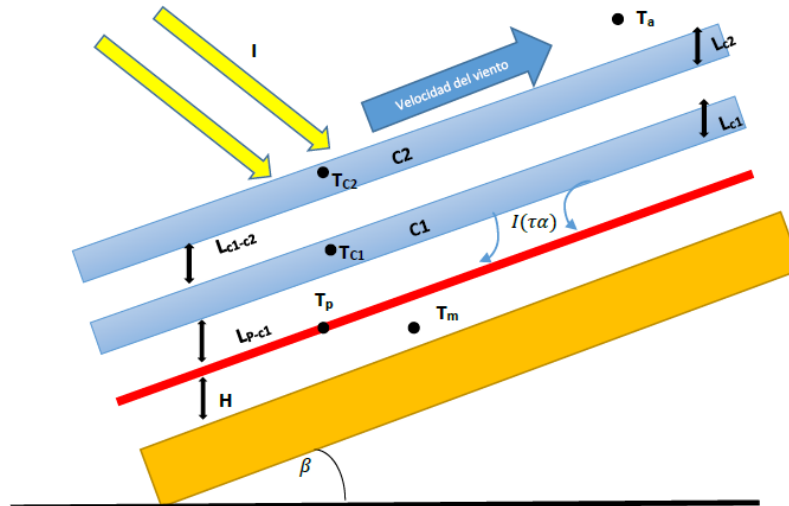


Figura 4.1. Colector solar de aire convencional.

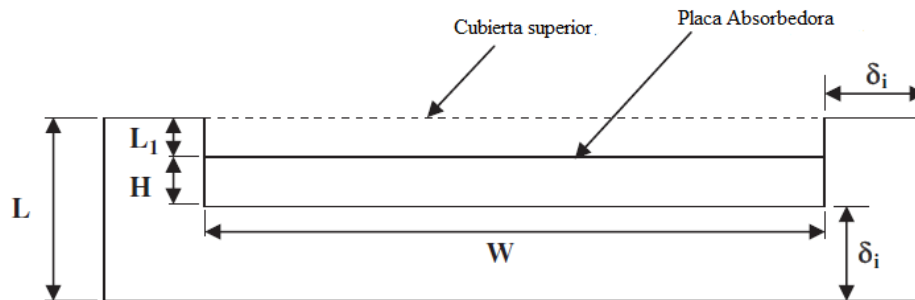


Figura 4.2. Vista frontal de la geometría del ducto del CSA.

Tabla 4.2. Parámetros del sistema y operación utilizados para el cálculo analítico.

Datos de entrada	Rango/Valor(es) numérico(s)
Parámetros del sistema	
Longitud del ducto del colector (L), m	1.5-3.0
Anchura del colector (A), m	0.7
Profundidad del ducto (H), m	0.03-0.07
Numero de cubiertas, adimensional	1-2
Conductividad térmica del aislante (k_i), W/m K	0.037
Conductividad térmica del cristal (k_c), W/m K	0.75
Espesor del aislante térmico (δ_i), m	0.05
Producto absorbancia – transmitancia ($\tau\alpha$), adimensional	0.85
Emisividad de la placa absorbadora (ϵ_p), adimensional	0.90
Emisividad de la cubierta de cristal (ϵ_c), adimensional	0.88
Espesor de la cubierta de cristal (L_{c1} y L_{c2}), m	0.004
Espaciamiento de aire entre la placa absorbadora y el cristal (L_{p-c}), m	0.01-0.1
Espaciamiento de aire entre la primera y segunda cubierta de cristal (L_{c1-c2}), m	0.01-0.1
Parámetros de operación	
Temperatura ambiente (T_a), K	293, 300 y 307
Velocidad del viento (V_v), m/s	0, 1 y 2
Parámetro de incremento de temperatura ($\Delta T/I = \omega$), m ² K/W	0.0025-0.010
Intensidad de la radiación solar (I) W/m ²	500 -1000
Parámetro controlado por el usuario	
Angulo de inclinación (β), Grados	0°, 17° y 32°

4.3. Referencias

- [1] Bhushan B., Singh R., 2011. Nusselt number and friction factor correlation for solar air heater duct having artificially roughened absorber plate. *Solar Energy* **85**, 1109-1118.
- [2] Bhushan B., Singh R., 2012. Thermal and Thermohydraulic performance of roughened solar air heater having protruded absorber plate. *Solar Energy* **86**, 3388-3396.
- [3] Hirunlabh J., Kongduang W., Namprakai P., Khedari J., 1999. Study of natural ventilation of houses by a metallic solar wall under tropical climate. *Renewable Energy* **18**, 109-119.
- [4] Holman J. P., 1990. Heat Transfer. 7th edition. McGraw-Hill, New York.
- [5] Yadav S., Kaushal M, Varun, Siddhartha, 2014. Exergetic performance evaluation of solar air heater having arc shape oriented protrusions as roughness element. *Solar Energy* **105**, 181-189.
- [6] Duffie J A, Beckman W. A, 1991, Solar Engineering of Thermal Processes. Second Edition, John Wiley and Sons, New York..
- [7] Hans V. S., Saini R. P., Saini J. S., 2010. Heat transfer and friction factor correlation for a solar air duct roughened artificially with multiple v-ribs. *Solar Energy* **84**. 898-911.
- [8] Goswamy D. Y., Kreith F., Kreider J. F., 2000. Principle of Solar Engineering. Taylor and Francis, USA.

CAPÍTULO 5

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

5.1. Introducción

En este capítulo, se presentan los cálculos realizados de acuerdo con el modelo descrito en el capítulo 2. Los parámetros del sistema para los colectores de aire considerados en este estudio son: L , H , *Número de cubiertas*, L_{p-cl} y los parámetros de operación son T_a , V_v , I y β .

En este apartado, primeramente se soluciona el modelo matemático descrito con la configuración y condiciones de operación propuestas por [Bhushan y Singh \[1\]](#), esto para ambos colectores. Posteriormente se examinan los efectos de diversos parámetros en los rendimientos: energético, termohidráulico y exergético de los CSA. Los resultados obtenidos en el presente trabajo son reportados y discutidos en las siguientes subsecciones.

5.2. Resultados con configuración típica y condiciones de operación propuestas.

Los siguientes valores son utilizados para los parámetros de configuración típica y condiciones de operación: $I=700$ W/m², $W=0.7$ m, $L=1,5$ m, $H=0.07$ m, $L_{p-cl}=0.05$ m, $T_a=300$ K, $T_{ent}=300$ K, $\delta_i=0.05$ m, $k_i=0.037$ W/m K, $\varepsilon_p=0.9$, $\varepsilon_c=0.88$, $\tau\alpha=0.85$, $\Delta T/I=0.0025-0.010$ y $h_w=9.5$ W/m² K.

Los resultados de la configuración típica y condiciones de operación son mostrados en la [tabla 5.1](#). Se encontró que el colector de placa con protuberancias es considerablemente superior que el CSA de placa plana (cerca del 15.5 - 18.31 %), indicando esto desde el punto de vista energético que la utilización de una placa absorbadora con protuberancias en un CSA implica una mejora significativa en rendimiento energético y termohidráulico del colector con respecto a una placa plana, esto

concuera con los resultados de [Bhushan y Singh \[1\]](#). Aparentemente esta mejora en el rendimiento térmico se debe al incremento en la transferencia de calor entre el aire y la placa absorbadora con protuberancias, como resultado se tiene altos valores de ganancia de calor en este colector. Por otra parte la eficiencia exergética del CSA de placa plana en los dos primeros valores son superiores a los del colector de placa con protuberancias y a partir del tercer valor dicha eficiencia comienza a ser menor, esto es debido a un incremento en la potencia mecánica (P_m) en el colector de placa con protuberancias, a partir del tercer valor la potencia requerida es menor y por tanto la eficiencia exergética se incrementa.

Tabla 5.1. Resultados de parámetros de configuración típica y condiciones de operación.

Parámetros	CSA de placa absorbadora lisa									
$\Delta T/I$ (K m ² /W)	0.0025	0.0030	0.0040	0.050	0.060	0.0070	0.0080	0.090	0.01	
Q_u (W)	458.60	407.43	360.84	317.94	278.38	242.03	208.87	178.87	152.04	
η_I (%)	62.39	55.43	49.09	43.26	37.87	32.93	28.42	24.34	20.69	
η_{ef} (%)	61.31	55.18	49.01	43.22	37.86	32.92	28.41	24.34	20.69	
η_{II} (%)	0.03	0.30	0.40	0.46	0.49	0.49	0.49	0.47	0.44	

	CSA de placa absorbadora con protuberancias									
$\Delta T/I$ (K m ² /W)	0.0025	0.0030	0.0040	0.0050	0.0060	0.0070	0.0080	0.0090	0.01	
Q_u (W)	580.21	558.16	534.78	509.00	479.89	446.36	406.67	357.26	286.62	
η_I (%)	78.94	75.94	72.76	69.25	65.29	60.73	55.33	48.61	39.00	
η_{eff} (%)	78.94	75.94	72.76	69.25	65.29	60.73	55.33	48.61	39.00	
η_{II} (%)	0.00	0.22	0.52	0.69	0.82	0.90	0.94	0.93	0.83	

5.2.1. Eficiencia térmica, η_I

Basado en los datos propuestos para los parámetros del sistema y de operación, se presentan gráficas para la eficiencia energética, termohidráulica y exergética para los CSA de placa plana y placa absorbidora con protuberancias en las [figuras 5.1](#) y [5.2](#).

En la [figura 5.1](#), muestra que para los rangos del parámetro de incremento de temperatura (el cual es un parámetro básico en el diseño de CSA, como ya hemos mencionado en el apartado 4.2) y los valores de la longitud relativa de onda corta (S/e) de 31.21, longitud de onda larga (L/e) de 31.21 y diámetro relativo de impresión (d/D) de 0.294 que permiten alcanzar la máxima eficiencia energética para el colector de placa con protuberancias. Para los valores dados de S/e , L/e y d/D , la eficiencia térmica decrece con un aumento del parámetro de incremento de temperatura. Por otra parte se puede observar en la [figura 5.2](#) que con un incremento del número de Reynolds (que se encuentra en función del parámetro de incremento de temperatura, ec. (4.12), se puede obtener valores máximos de eficiencia energética. Esto es debido a que para los valores de longitud relativa de onda corta, longitud relativa de onda larga y diámetro de impresión, reportados por [Bhushan y Singh \[1\]](#), ocurre lo siguiente: el coeficiente de transferencia de calor es máximo como consecuencia del flujo de incidencia, la separación del flujo y la generación de vórtices en ambos lados de las protuberancias, la inserción de una capa libre de corte en la dirección de dos protuberancias y la distancia efectiva de onda corta y onda larga entre las protuberancias rompen la subcapa laminar a lo largo del paso de flujo de aire.

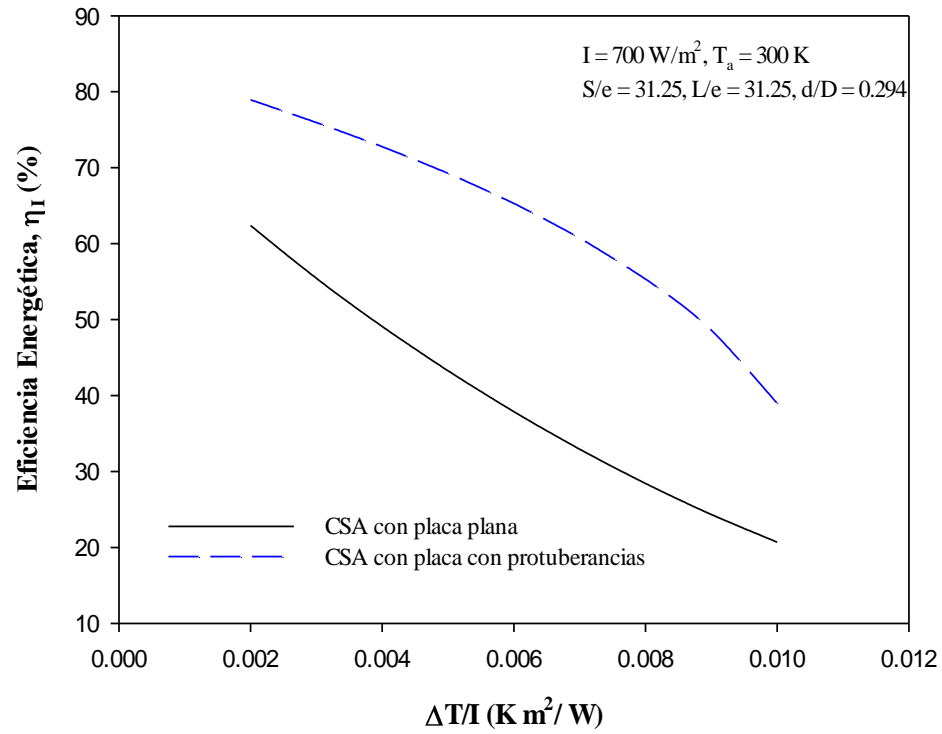


Figura 5.1. Eficiencia térmica como función del parámetro de incremento de temperatura y los parámetros geométricos de rugosidad.

Se puede observar en las [figuras 5.1](#) y [5.2](#) que el CSA rugoso tiene una eficiencia energética (η_I) mayor que la del CSA de placa plana, la cual es en promedio 1.7 veces más alta.

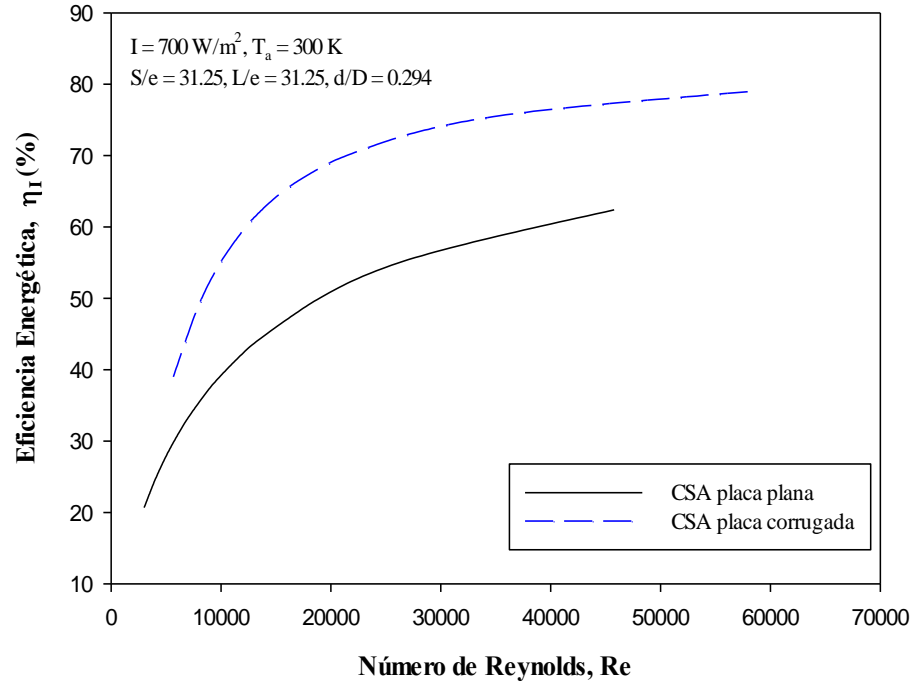


Figura 5.2. Eficiencia térmica en función del número de Reynolds y los parámetros geométricos de rugosidad.

5.2.2. Eficiencia termohidráulica, η_{Ef}

Con base en los parámetros del sistema y de operación establecidos se generaron gráficas para la eficiencia efectiva de ambos colectores son mostradas en las figuras 5.3 y 5.4. La figura 5.3, muestra que para los valores de incremento de temperatura y los parámetros geométricos de rugosidad se obtiene un máximo para eficiencia efectiva. Se puede observar que la eficiencia efectiva es alta para valores iniciales del parámetro de incremento de temperatura (entre 0.0025 y 0.0038), alcanza un máximo y comienza un decrecimiento para los valores a partir de 0.004. En contraste, para los mismos valores iniciales y para los siguientes rangos de incremento de temperatura el CSA de placa plana la eficiencia efectiva decrece linealmente.

La figura 5.4, muestra que para los mismos parámetros de rugosidad y rangos del número de Reynolds, la eficiencia efectiva se incrementa con un incremento del número de Reynolds, alcanza un máximo y entonces comienza a decrecer con el incremento del número de Reynolds. Sin embargo, para el CSA de placa plana se incrementa conforme aumentan los valores del número de Reynolds.

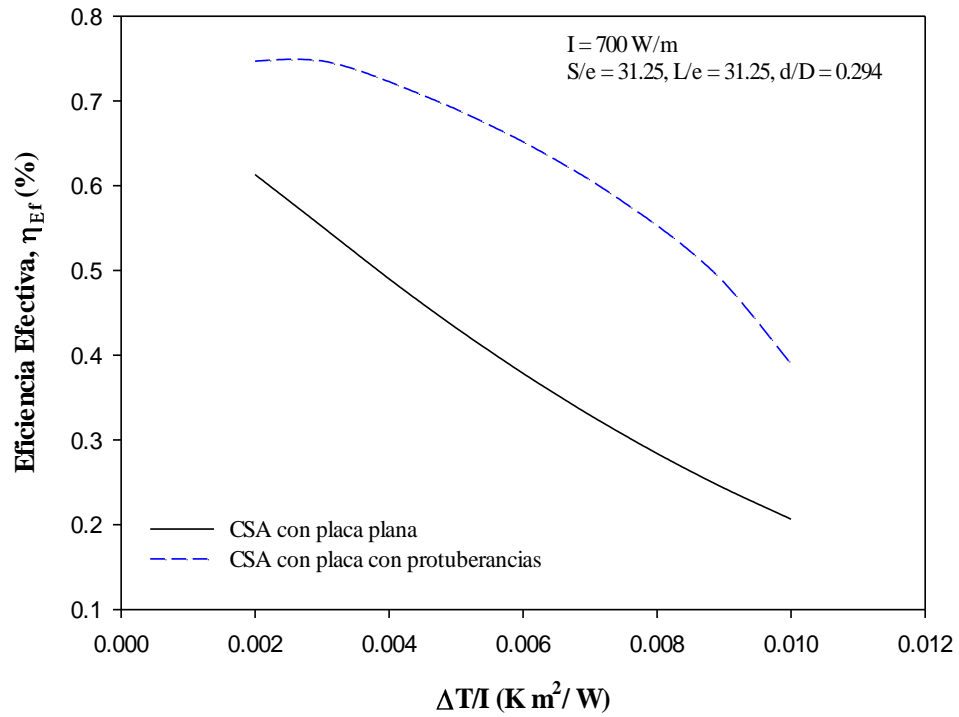


Figura 5.3. Eficiencia efectiva como función de los parámetros de incremento de temperatura y los parámetros geométricos de rugosidad.

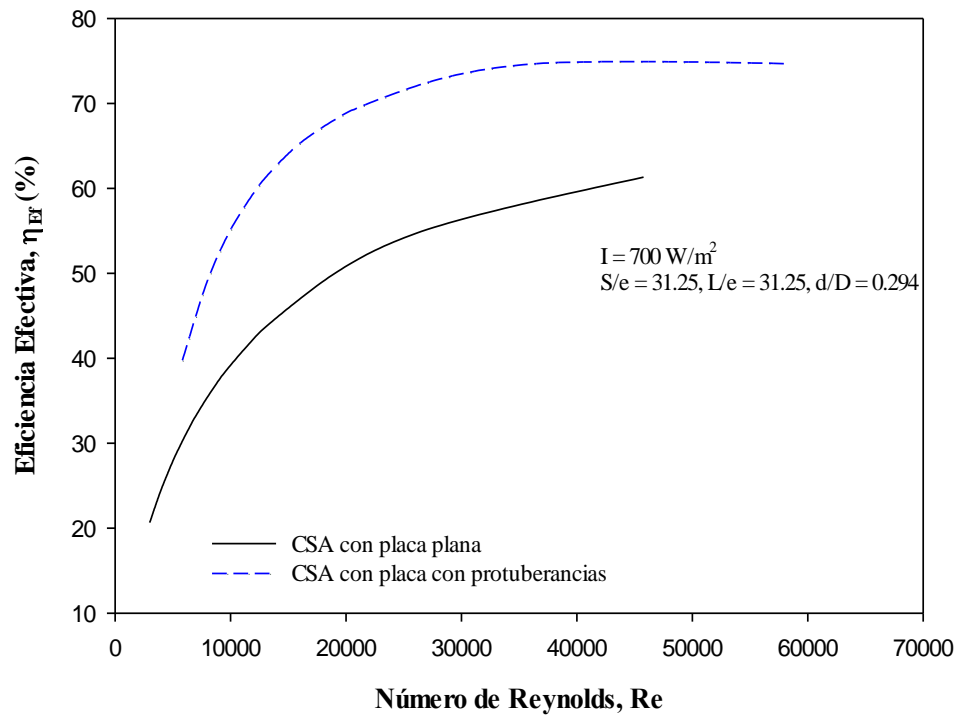


Figura 5.4. Eficiencia efectiva como función del número de Reynolds y parámetros geométricos de rugosidad.

En las [figuras 5.3 y 5.4](#), se observa que la eficiencia efectiva alcanza máximos para los valores dados de operación y del sistema. Esto se debe a que el efecto del coeficiente de transferencia de calor es dominante en comparación con las pérdidas por fricción, cuando la eficiencia efectiva comienza a decrecer las pérdidas por fricción son más dominantes comparadas con el coeficiente de transferencia de calor.

Por otra parte, para el CSA con absorbedor con protuberancias la [figura 5.5](#) muestra la razón de la energía útil ganada y la potencia requerida para impulsar el aire a través del colector para conseguir un flujo deseado como una función del número de Reynolds. Se observa que la razón del incremento de la energía útil es relativamente alta a valores grandes de número de Reynolds. Sin embargo, la razón del incremento de potencia de bombeo es bajo para números de Reynolds menores y comienza relativamente a aumentar con el incremento del número de Reynolds. Aunque en los rangos obtenidos del número Reynolds para el CSA con protuberancias la potencia de bombeo no excede la razón de la energía útil ganada, es decir la razón de la energía útil es positiva, es posible que a altos número de Reynolds la energía útil comience a ser constante y la potencia de bombeo crezca estrepitosamente, esto en base con la afirmación hecha por [Gupta, et al. \[2\]](#).

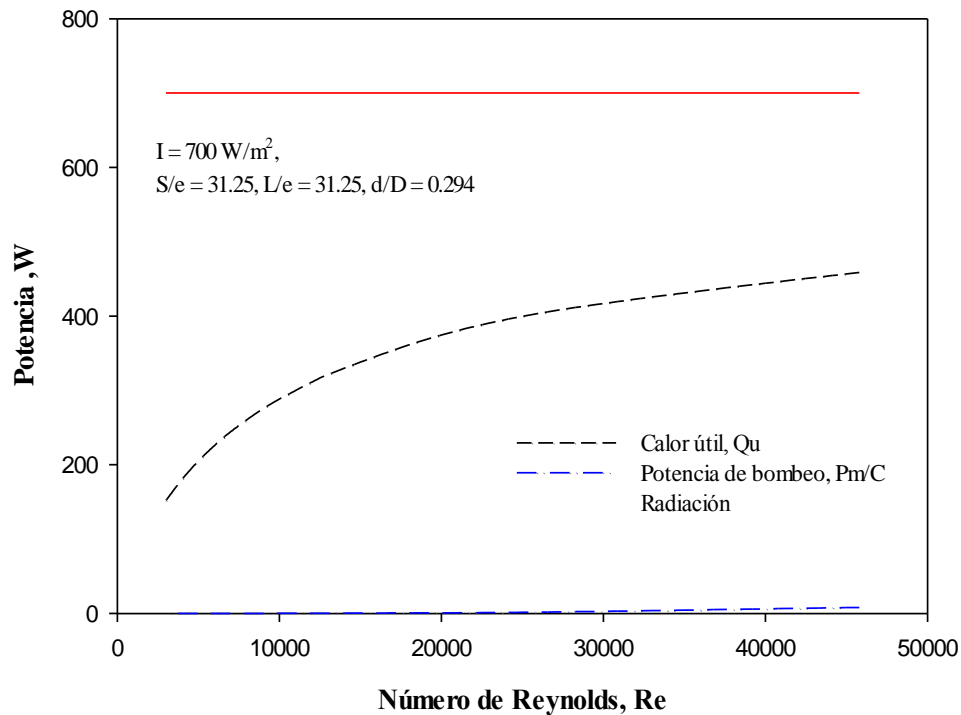


Figura 5.5. Balance de energía para el CSA de placa absorbedora con protuberancias.

5.2.3. Eficiencia exergética, η_{II}

La eficiencia exergética para las condiciones de operación típicas del CSA con protuberancias (parámetros del sistema y operación), fue calculada y se muestran los resultados obtenidos en las figuras 5.6 y 5.7.

En la figura 5.6, se observa que para valores de $\Delta T/I < 0.008 \text{ K m}^2/\text{W}$ el CSA de placa plana tiene un alta eficiencia exergética y para $\Delta T/I > 0.004$ el CSA con protuberancias genera valores altos de eficiencias. Sin embargo, a partir de valores $\Delta T/I > 0.009$ la eficiencia exergética decrece, el hecho de que el CSA con protuberancias sea más eficiente que el colector de placa plana se debe básicamente a los mismos argumentos dados para la eficiencia energética relacionados con los parámetros geométricos de la rugosidad, por otra parte la eficiencia exergética inicialmente ($0.002 < \Delta T/I < 0.0038$) es baja debido a la demanda inicial de bombeo requerida para impulsar el aire a través del colector.

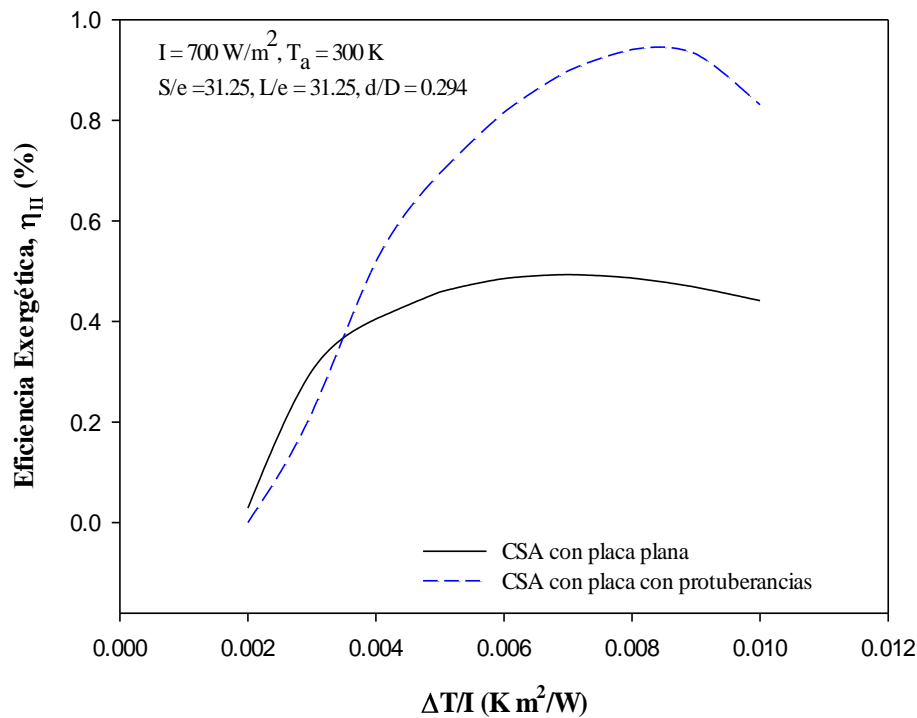


Figura 5.6. Eficiencia exergética como una función del incremento de temperatura y los parámetros geométricos.

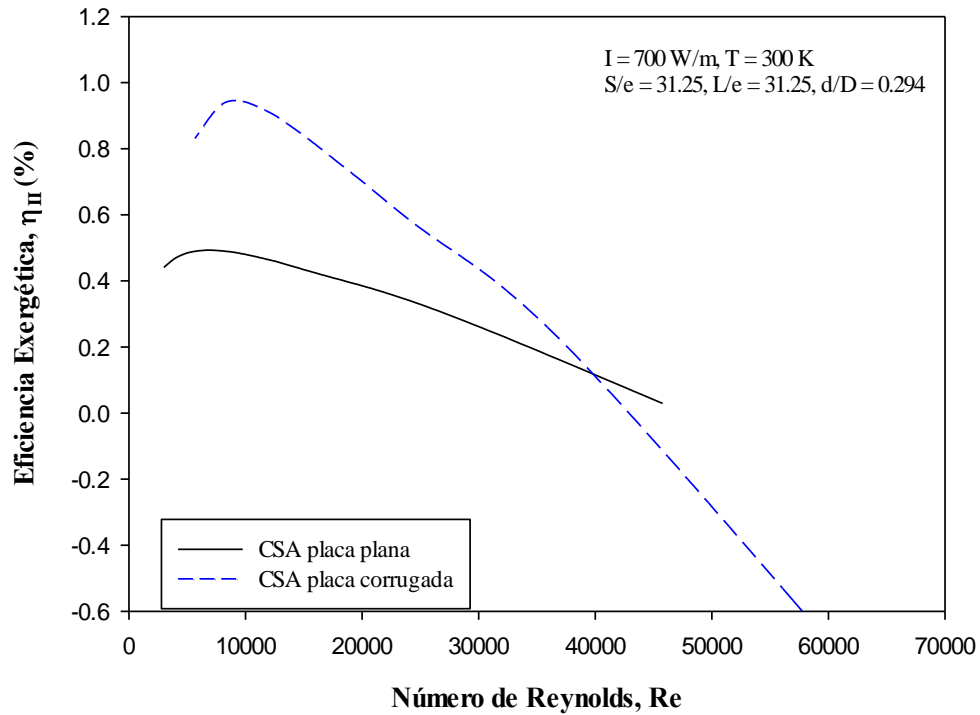


Figura 5.7. Eficiencia exergética como una función del número de Reynolds y los parámetros geométricos.

La [figura 5.7](#) muestra que la eficiencia exergética obtenida es alta para el colector solar con protuberancias para valores de $Re < 40,000$ y para $Re > 40,400$ el colector solar de placa plana tiene una mejor eficiencia comparado con el CSA con protuberancias. Por otra parte, se puede notar en la misma [figura 5.7](#) que con el incremento en el número de Reynolds la eficiencia exergética primero aumenta hasta alcanzar un máximo a cierto valor del número de Reynolds y entonces comienza a decrecer. La razón de este comportamiento es debido a un aumento en el coeficiente de transferencia de calor de la placa absorbidora al aire. Es de notar que los valores de la eficiencia exergética en todos los números de Reynolds son bajos principalmente como resultado de las altas pérdidas exergéticas de la absorción de la radiación solar en la placa EX_{PAB} ([figura 5.8](#)).

[Altfelt et al. \[3\]](#) estableció el concepto de pérdidas exergéticas en un CSA. Por lo que en base a esto la variación de la eficiencia exergética con el número de Reynolds puede ser explicada tomando en consideración los componentes de las pérdidas exergéticas. En la [figura 5.8](#), se puede ver que las pérdidas ópticas EX_{PO} permanecen independientes del número Reynolds y las temperaturas de la placa y del fluido. EX_{PAB} son las pérdidas exergéticas más importantes resultado de la absorción de

irradiación por la placa absorbidora a la temperatura media (T_p); los valores se incrementan con el incremento del número de Reynolds y llega a ser casi constante para altos números de Reynolds.

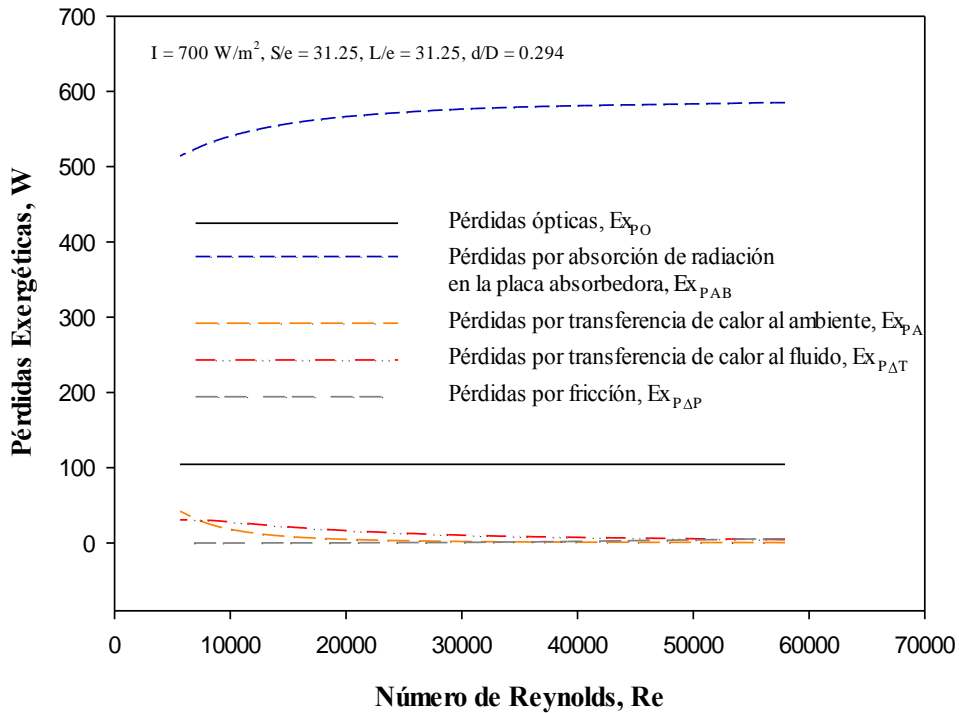


Figura 5.8. Variación de los componentes de las pérdidas exergéticas con el número de Reynolds para un CSA con condiciones propuesta de los parámetros del sistema y de operación.

Una alta temperatura en la placa absorbidora disminuye las pérdidas exergéticas por absorción (Ex_{pAB}), pero incrementa las pérdidas exergéticas al ambiente (Ex_{pA}). Se puede ver en la Figura 5.8 que las pérdidas exergéticas al ambiente Ex_{pA} , decrecen claramente con el incremento en el número de Reynolds y llega a ser asintótica a altos valores de números de Reynolds. Los incrementos en los números de Reynolds causan un decrecimiento en la temperatura de la placa absorbidora y por lo tanto decrecen las pérdidas exergéticas al ambiente Ex_{pA} . Las pérdidas exergéticas por transferencia de calor al fluido (Ex_{pAT}) y las pérdidas exergéticas por fricción (Ex_{pAP}) son resultado de las irreversibilidades, tales como: transferencia de calor de la placa absorbidora al fluido a una diferencia de temperatura finita y fricción en ducto por el que pasa el fluido respectivamente. Para poder examinar más claramente los efectos del número de Reynolds en estos últimos componentes de pérdidas exergéticas, éstos han sido amplificadas en la figura 5.8(a). Incrementos en el número de Reynolds causan un decrecimiento en Ex_{pAT} y un incremento en Ex_{pAP} . El decrecimiento en Ex_{pAT} podría

atribuirse al decrecimiento de la temperatura en la placa absorbidora con un incremento en el número de Reynolds. A bajos números de Reynolds el cambio en la temperatura de la placa absorbidora es mucho más pronunciado que el cambio en la temperatura del fluido, como resultado $Ex_{P\Delta T}$ decrece a una razón rápida en los valores menores del número de Reynolds. A altos números de Reynolds existe un definido incremento en la potencia de bombeo requerida y por lo tanto se incrementa $Ex_{P\Delta P}$.

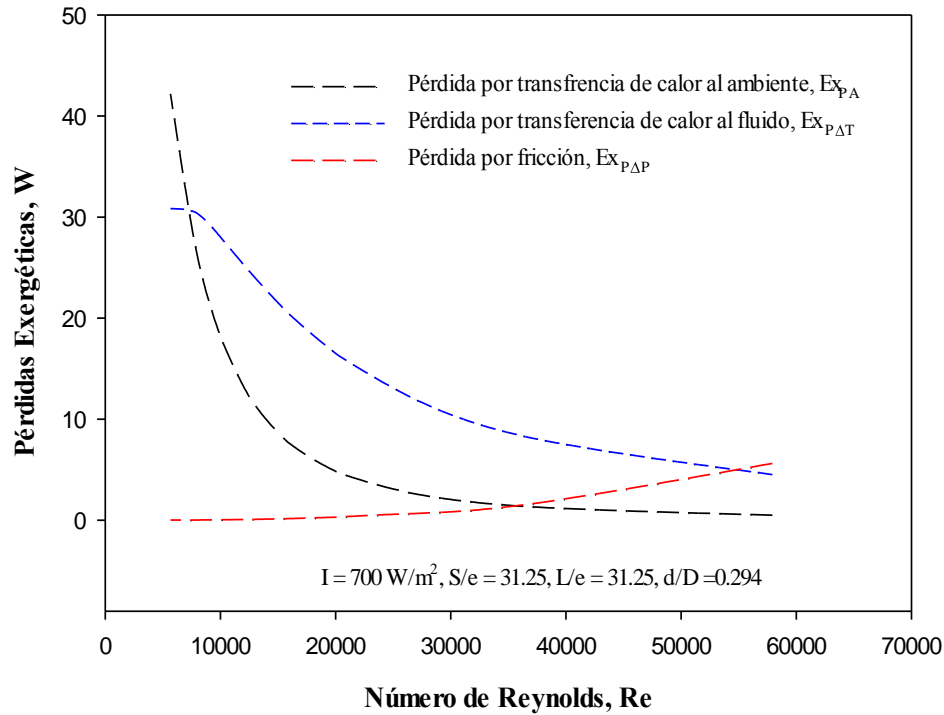


Figura 5.8 (a). Amplificación de la variación de los componentes de las pérdidas exergéticas con el número de Reynolds para un CSA con condiciones propuesta de los parámetros del sistema y de operación.

A altos números de Reynolds la eficiencia exergética es negativa (figura 5.7). El numerador en la eficiencia exergética es el flujo neto de exergía que se define como la diferencia de la energía calorífica captada y el trabajo de bombeo requerido. En este término acontece que a valores altos del número de Reynolds se requiere un trabajo de bombeo que excede la exergía de la energía calorífica captada y por lo tanto el flujo neto de exergía es negativo.

5.3. Efectos de la variación de parámetros de configuración del sistema y de operación en los CSA de placa plana y de geometría con protuberancias.

5.3.1. Resultados de la variación de la configuración del sistema

Los resultados de los parámetros de configuración L , H , L_{p-cl} , y número de cubiertas, son presentados en esta sección y se muestran sus efectos en la eficiencia energética (η_I), efectiva (η_{Ef}) y exergética (η_{II}) de los colectores. La secuencia utilizada para el análisis de los efectos de un parámetro en específico en las eficiencias antes mencionadas es únicamente variar el valor de este parámetro mientras se mantienen los demás valores de la configuración propuesta, tanto del sistema como de operación, presentada en la sección previa de este trabajo.

5.3.1.1. Efectos de variación de la longitud del colector, L

Los resultados que muestran los efectos de la longitud del ducto del colector (L) en η_I , η_{Ef} y η_{II} de los colectores son presentados en las [figuras 5.9 y 5.10.](#), donde L cambia en un rango de 1.5 m a 3.0 m. De los resultados es notorio que L tiene un efecto en el incremento de las eficiencias de ambos CSA. La [figura 5.9 \(a\)](#) muestra la variación de las eficiencias (η_I , η_{Ef} y η_{II}) del colector de placa plana con el parámetro de incremento de temperatura, es evidente que inicialmente los valores de η_I varían de forma muy pequeña con η_{Ef} y la diferencia de η_I con η_{Ef} no es apreciable para valores altos de $\Delta T/I$. La η_{II} primero es baja y comienza a incrementarse hasta tener un comportamiento lineal.

En la [figuras 5.9 \(b\) y 5.9 \(c\)](#) las eficiencias η_I y η_{II} se incrementan con un aumento en L a partir de 2.0 m, se puede notar que variar L de 2.5 a 3.0 m el aumento en no es tan amplio como para $L= 2$ m. En cuanto a la η_{Ef} se puede notar, [figura 5.9 \(d\)](#), que sus valores iniciales en L de 2.5 a 3 m, difieren de los valores de η_I que por lo general son muy similares esto se debe al incremento en la potencia de bombeo requerida para impulsar el aire a través del colector, como consecuencia del aumento de L . En lo referente al CSA con geometría con protuberancias ([figura 5.10](#)) muestra la los efectos que L tiene un comportamiento similar al CSA de placa plana. En la [figura 5.10 \(a\)](#) la variación de las eficiencias (η_I , η_{Ef} y η_{II}) del colector con geometría con protuberancias con el parámetro de incremento de temperatura, es evidente que inicialmente los valores de η_I varían con η_{Ef} y valores son iguales con el incremento de $\Delta T/I$; aunque la diferencia de η_I con η_{Ef} no es apreciable para valores altos de $\Delta T/I$. La η_{II} primero es baja y comienza a incrementarse hasta tener un comportamiento lineal.

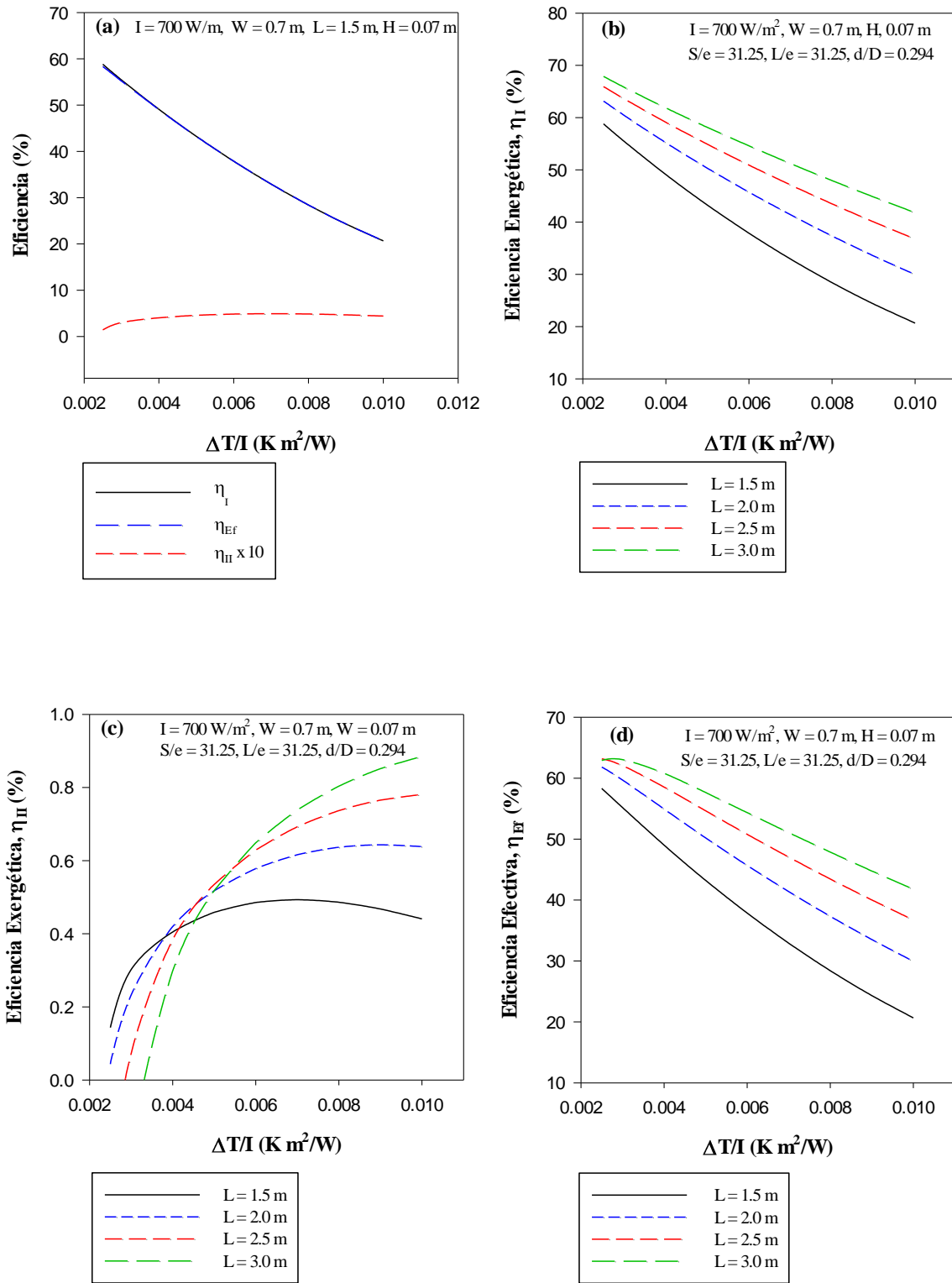


Figura 5.9. Resultados de los efectos de la longitud del ducto L en las eficiencias η_I , η_{EF} y η_{III} del CSA de placa plana.

En la [figura 5.10 \(b\)](#), los valores de η_I de este colector para rangos del parámetro de incremento de temperatura son inicialmente similares y comienzan a incrementarse a partir de $\Delta T/I > 0.0029$. La η_{II} , [figura 5.10 \(c\)](#), tiende a incrementarse para $L = 2$ m en valores de $\Delta T/I > 0.0056$ y para $L = 2.5$ y 3 m la eficiencia es mayor a partir de $\Delta T/I > 0.0078$. La η_{Ef} , [figura 5.10 \(d\)](#), al igual que el CSA de placa plana para valores de $\Delta T/I < 0.004$ es inferior a los valores de η_I y la diferencia es más acentuada en este colector por la geometría rugosa utilizada ya que demanda una mayor potencia de bombeo.

En general, L usualmente incrementa el área superficial de intercepción de la radiación solar, resultando en altas producciones de calor en el sistema (CSA). Esto también incrementa el tiempo en el que el aire permanece en el canal del colector y aumenta la razón de transferencia de calor entre la placa absorbadora y el flujo de aire, resultando en un incremento de las eficiencias y siendo más notorio en el colector con protuberancia. Sin embargo, con el incremento de L existe un incremento simultáneo en la caída de presión y pérdidas térmicas. Esto permite una reducción significativa sobre las η_{Ef} y η_{II} para valores iniciales de $\Delta T/I$ cuando L excede 2.0 m. Por tanto, la longitud óptima para ambos colectores a partir de las condiciones de construcción dadas por [1] para una eficiencia óptima debe encontrarse entre 1.5 y 2.0 m.

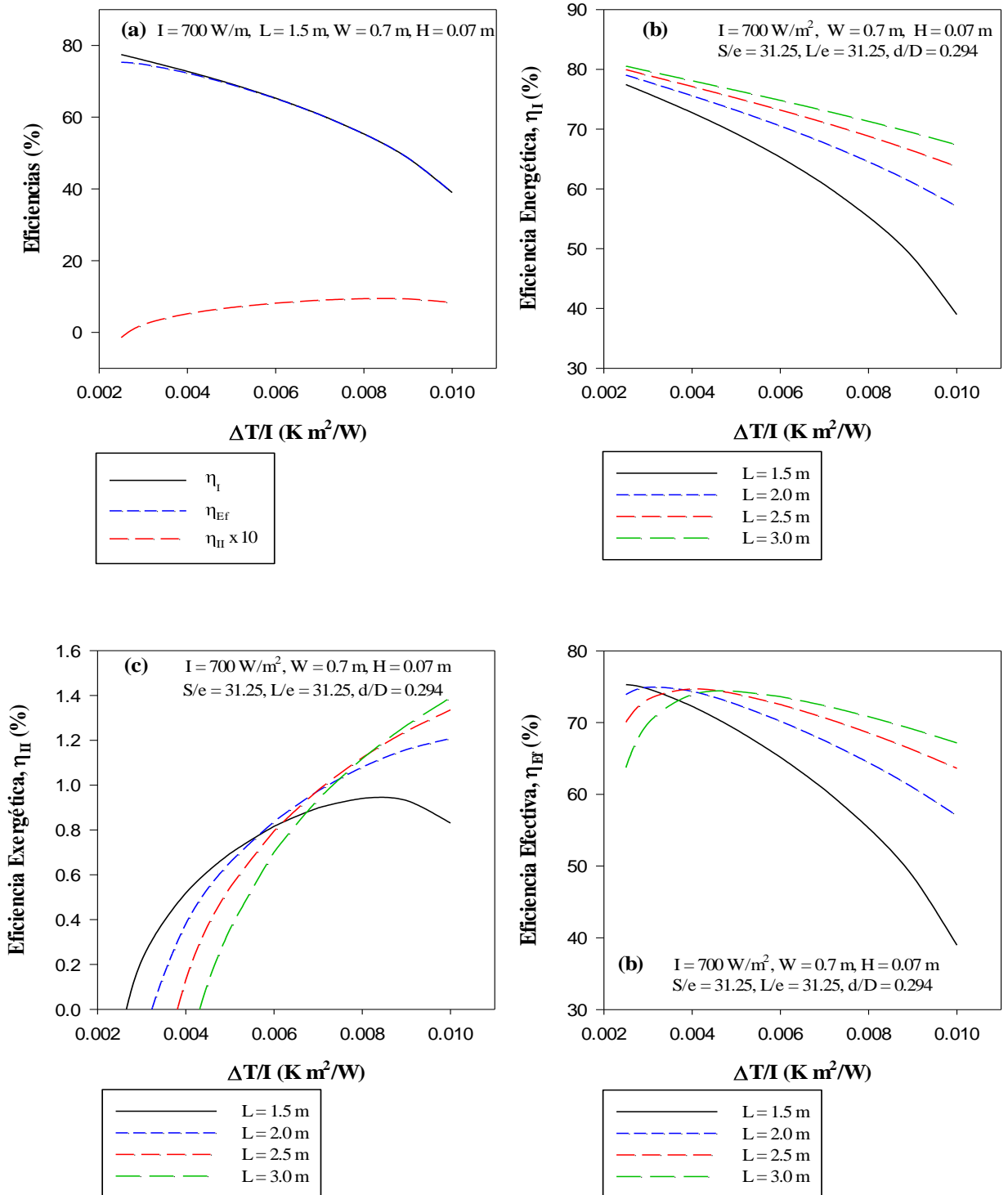


Figura 5.10 Resultados de los efectos de la longitud del ducto L en las eficiencias η_I , η_{Efi} y η_{II} del CSA de geometría con protuberancias.

5.3.1.2 Efectos de variación de la profundidad del ducto, H

Las figuras 5.11 y 5.12 muestran los efectos de H en los rendimientos térmico, termohidráulico y exergético de ambos colectores respectivamente, donde H varía 0.01 a 0.08 m y únicamente se presenta valores significativos de H (0.3, 0.4, 0.5 y 0.6 m). De los resultados se deduce que H tiene un gran efecto en las eficiencias de ambos colectores (η_I , η_{Ef} y η_{II}). Las figura 5.11 (a) y 5.12 (a) muestra que valores pequeños de profundidades se mejora significativamente ganancia mayor de calor y por consecuencia el rendimiento energético de los CSA, esto se puede atribuir a diversos factores entre los que se encuentran el incremento de la velocidad del aire a través del ducto, ya que de acuerdo con Karwa et al. [4] el requerimiento de la potencia de bombeo es proporcional a $(1/H)^3$ por lo que la eficiencia efectiva disminuye drásticamente cuando la razón de flujo se incrementa y la fricción este a lo largo del canal se incrementa significativamente ocasionado una gran caída de presión como puede observarse en las figuras 5.11 (b) y 5.12 (b). Por otra parte la disminución de H incrementa el coeficiente convectivo de transferencia de calor (h) entre la placa absorbadora y el flujo aire que atraviesa el colector. Las figuras 5.11(c) y 5.12(c) muestran que la tendencia de η_{II} es similar para ambos colectores, en ambos casos se tienen valores negativos de esta eficiencia debido al incremento de la potencia de bombeo como ya hemos explicado con anterioridad, pero se incrementa los valores de esta eficiencia de forma sustancial. De acuerdo con este análisis se establece que para el CSA de placa plana disminuir H de 0.07 m a 0.03 m es apropiado para incrementar significativamente el rendimiento del mismo desde los puntos de vista energético y exergético y se mantiene una caída de presión apropiada, figura 5.11 (d). Para el CSA de geometría con protuberancias la profundidad del ducto puede variarse de 0.07 m a 0.05 m con una mejora sustancial en las eficiencias, figura 5.12 (d). En general, podemos decir que profundidades pequeñas del ducto del colector tiene un resultado significativo en las pérdidas de presión e incrementa las eficiencias del colector, por el contrario el incremento de H produce una pérdida de calor mayor, un aumento en el diámetro hidráulico y una reducción del coeficiente de transferencia de calor ocasionando bajas eficiencias.

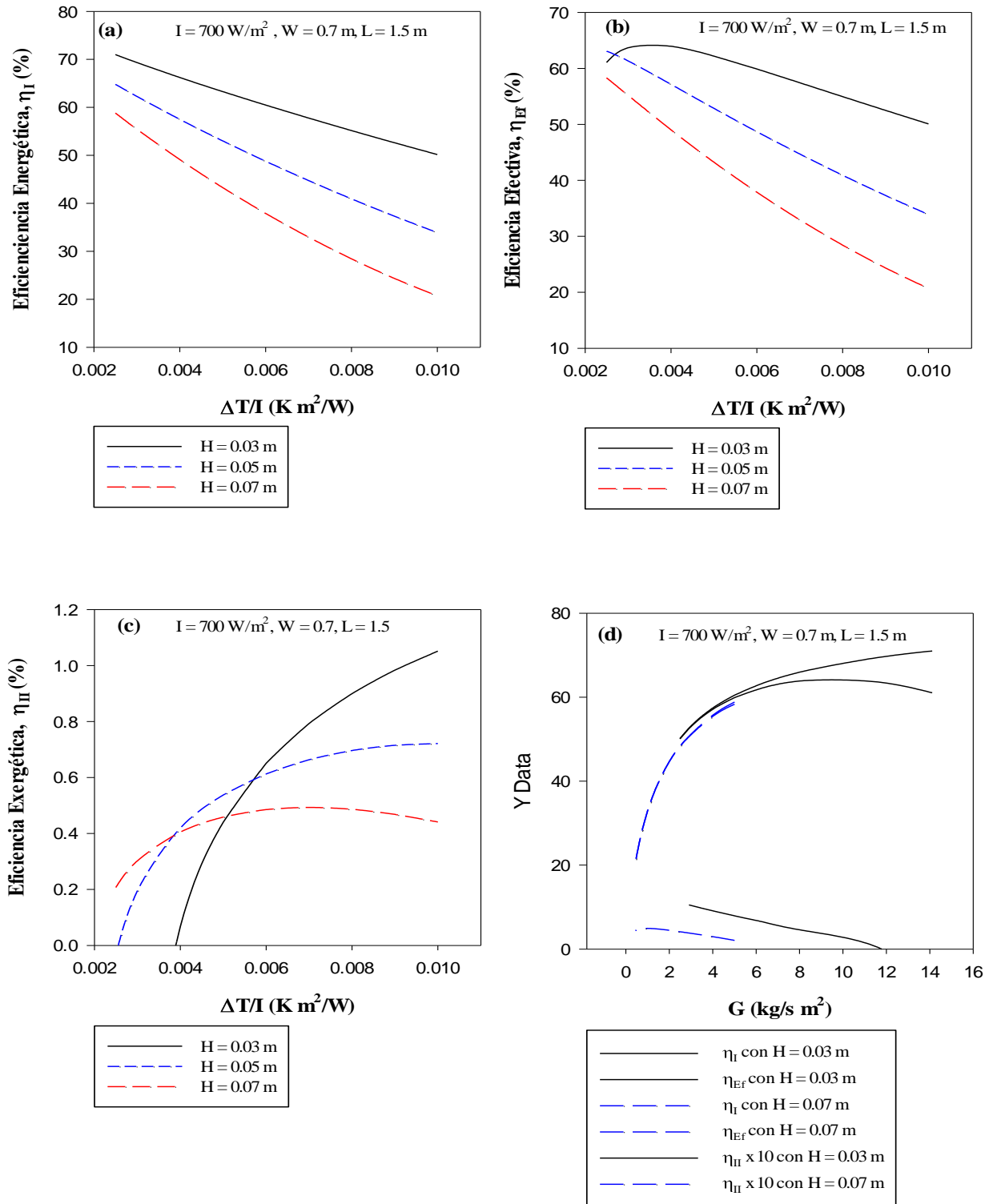


Figura 5.11. Resultados de los efectos de la profundidad del ducto H en las eficiencias η_I , η_{Ef} y η_{II} del CSA de placa plana.

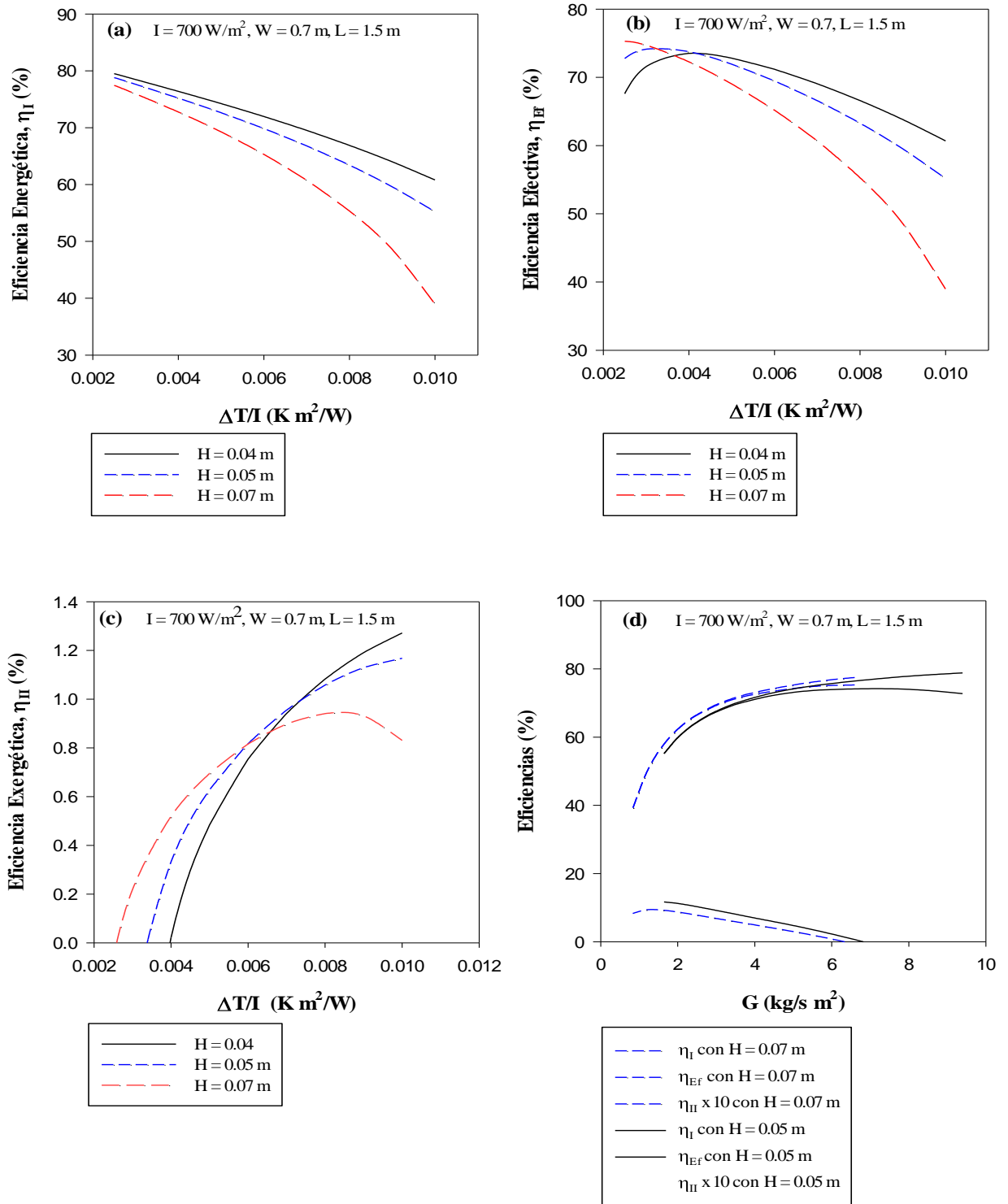


Figura 5.12. Resultados de los efectos de la profundidad del ducto H en las eficiencias η_I , η_{Ef} y η_{II} del CSA de geometría con protuberancias.

5.3.1.3 Efectos de la variación del espaciamiento de la placa y la cubierta, L_{p-cl}

Las figuras 5.13 y 5.14 muestran los efectos de L_{p-cl} en los rendimientos térmico y exergético de ambos colectores respectivamente, donde L_{p-cl} varía 0.01 a 0.1 m y únicamente se presenta valores significativos de H (0.01, 0.05 y 0.1 m). De las figuras 5.13 (a) y 5.14 (a), se observa que disminuir L_{p-cl} de 0.05 a 0.01 m e incrementar L_{p-cl} de 0.05 a 0.1 m tiene un efecto no significativo en la η_I de ambos CSA. Por otro lado, la variación L_{p-cl} en todos los rangos tampoco produce una mejora en η_I y η_{II} , para el CSA con protuberancias; por el contrario el incremento L_{p-cl} mejora la η_{II} en 0.77 % a partir de $\Delta T/I > 0.005$ en el CSA de placa plana. La medida en la cual se incrementa η_{II} para ambos colectores depende de la disminución de la temperatura del cristal, figuras 5.13 (b) y 5.14 (b), ya que la temperatura de la placa absorbidora se mantiene prácticamente igual para todos los valores de $\Delta T/I$, figuras 5.13 (c) y 5.14 (c). En las figuras 5.13 (d) y 5.14 (d) se puede ver que el coeficiente de pérdida de calor (U_t) decrece con un incremento de L_{p-cl} para ambos colectores y este efecto es más notorio en el CSA de placa plana donde inicialmente su valor es alto y decrece hasta alcanzar un mínimo ($0.004 < \Delta T/I < 0.006$) para volver a incrementarse, en el caso del CSA de placa con protuberancias se tiene valores más altos de U_t debido a la naturaleza de la placa y este parámetro no sigue el mismo comportamiento que el CSA de placa plana.

En particular se puede decir que el coeficiente de calor U_t es el resultado de la convección y radiación entre la placa y el cristal, este decrece con el incremento de L_{p-cl} , por lo que optimizar L_{p-cl} reduce tanto las pérdidas por convección como por radiación de la placa absorbidora al cristal. El espaciamiento apropiado para ambos colectores es de 0.1 m ya que desde el punto de vista de construcción reduce el coste del CSA y permite tener un colector más compacto.

Es importante hacer notar que para todas las gráficas presentadas a partir de este apartado las líneas azules corresponden a la variación de la eficiencia exergética (η_{II}) y las líneas negras corresponden a la variación de la eficiencia energética (η_I).

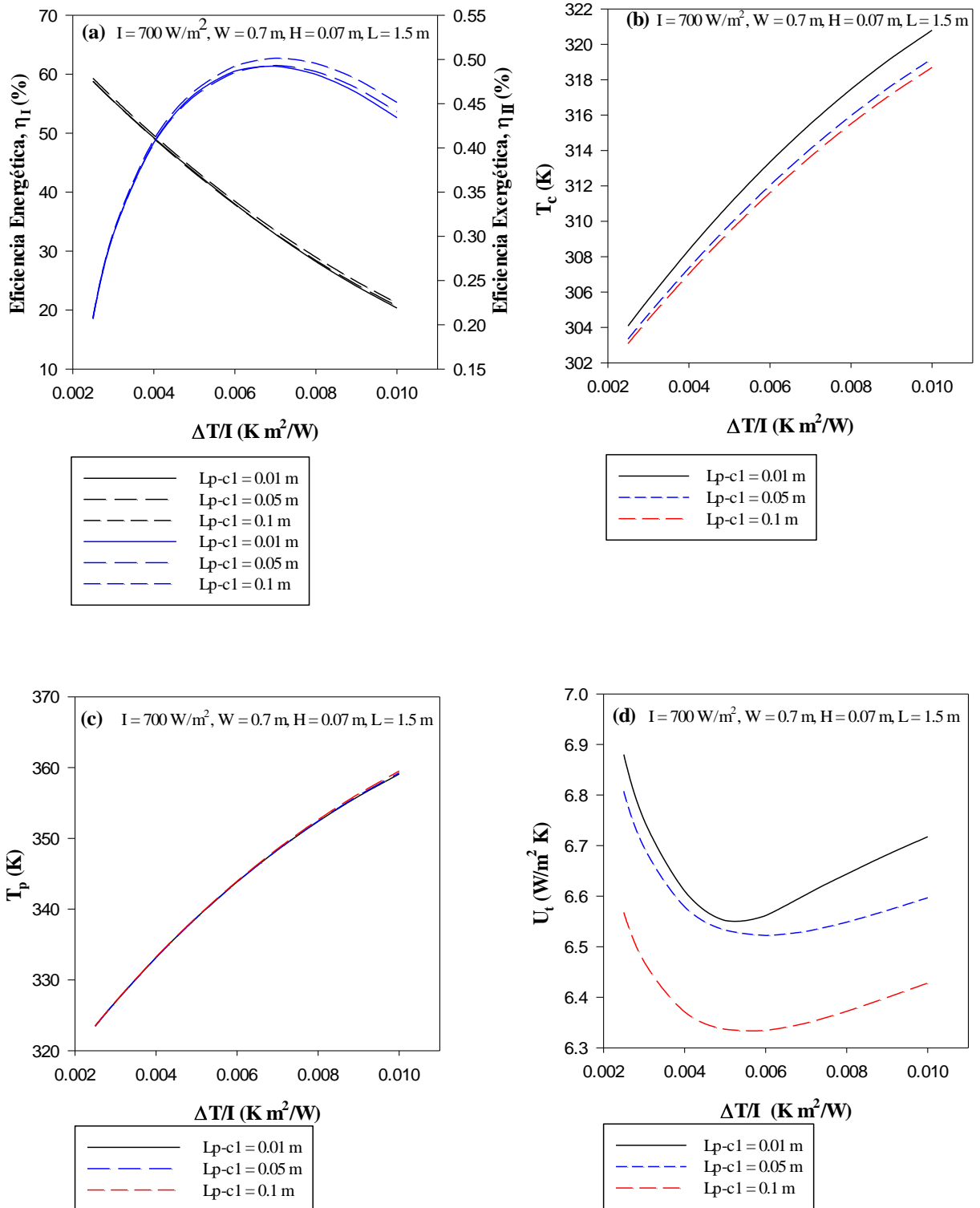


Figura 5.13. Resultados de los efectos del espaciamento L_{p-c1} en las eficiencias η_I, η_{II} , la temperatura de placa T_p y el coeficiente de pérdida total de calor U_t del CSA de placa plana.

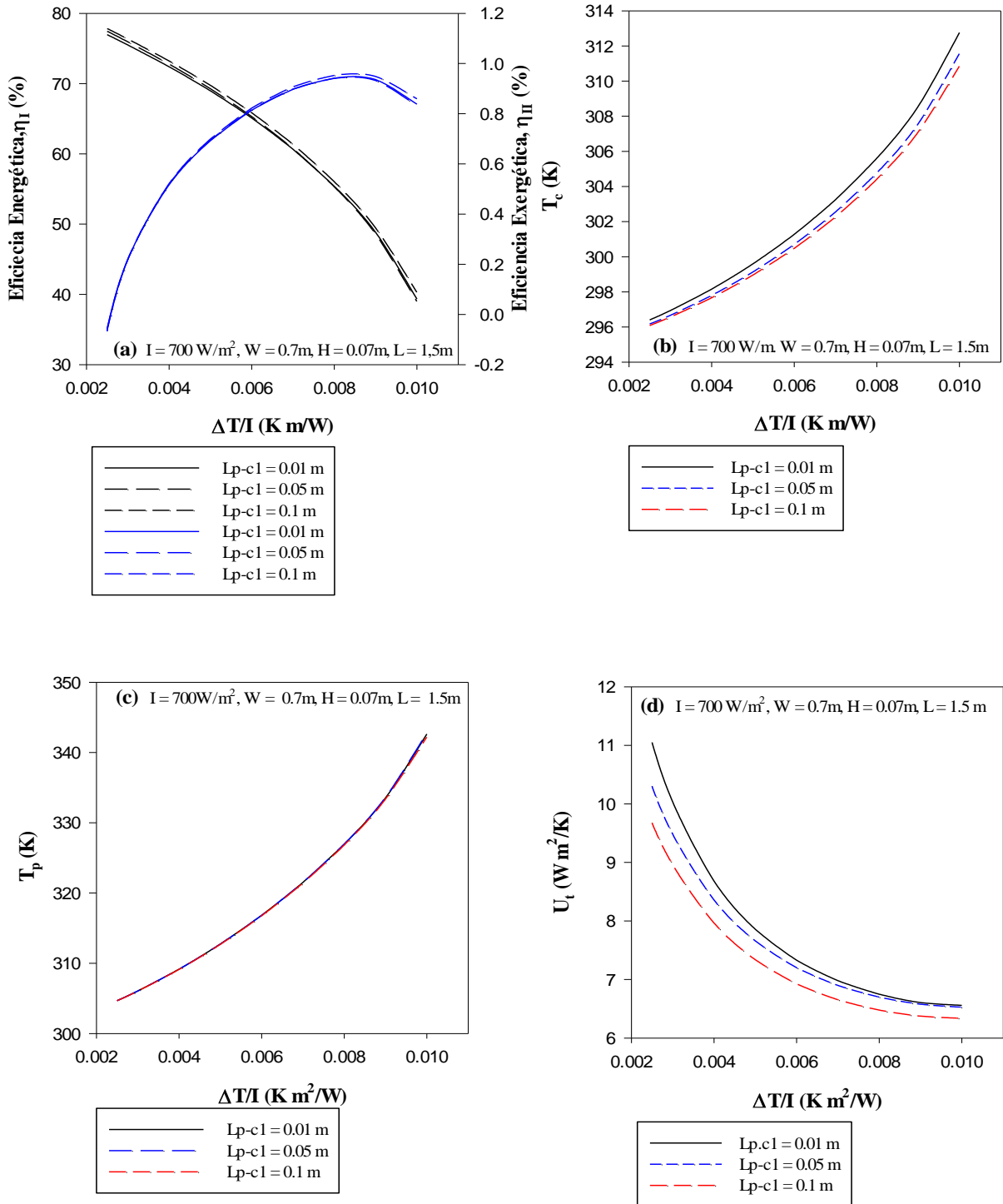


Figura 5.14. Resultados de los efectos del espaciamiento L_{p-c1} en las eficiencias η_I , η_{II} , la temperatura de placa T_p y el coeficiente de pérdida total de calor U_t del CSA de geometría con protuberancias.

5.3.1.4 Efecto de la variación del número de cubiertas.

En las figuras 5.15 y 5.16, es de notar que añadir una segunda cubierta brinda altos valores de η_I y η_{II} para ambos colectores, (a partir de este apartado es importante señalar para todas las figuras las líneas azules representan la variación de la eficiencia exergética y las líneas negras representan la variación de la eficiencia energética). Las dos configuraciones fueron analizadas y consideradas en los mismos valores de $I = 700 \text{ W/m}^2$. En la figura 5.15, la eficiencia energética del CSA de placa plana decrece linealmente con respecto a $\Delta T/I$ y la eficiencia exergética para la configuración de una cubierta alcanza un máximo aproximadamente en $\Delta T/I = 0.0069$ y decrece con el aumento de $\Delta T/I$ y en el caso de la configuración de doble cubierta el máximo es alcanzado en $\Delta T/I = 0.01$.

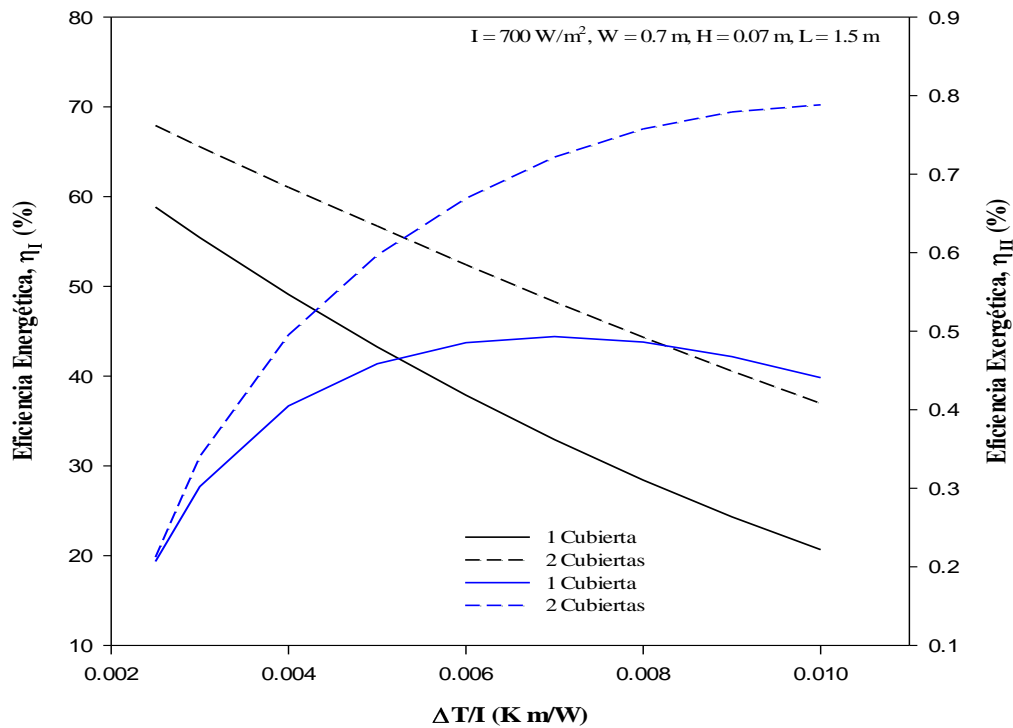


Figura 5.15. Resultados de los efectos del incremento de cubiertas en las eficiencias η_I y η_{II} del CSA de placa plana.

En la figura 5.16, se muestra que la eficiencia térmica decrece linealmente con respecto a $\Delta T/I$ y la eficiencia exergética para la configuración de una cubierta alcanza un máximo aproximadamente en $\Delta T/I = 0.009$ y decrece con el aumento de $\Delta T/I$ y en el caso de la configuración de doble cubierta el máximo es alcanzado en $\Delta T/I = 0.01$. Este comportamiento se debe a que se reducen las pérdidas

de calor en el CSA por incremento de cubiertas. Generalmente, la cubierta de cristal es uno de los componentes más importantes del CSA, la cual usualmente se utiliza para reducir las pérdidas de calor en la parte superior del colector ya que el espaciado creado funciona como un aislante de calor. Por otra parte la separación entre la primera y la segunda cubierta tiene el mismo comportamiento del espaciado entre la placa y la primera cubierta, por lo que una separación apropiada entre ambas cubiertas se determina en $L_{c1-c2} = 0.01$ m. Finalmente, aunque se puede ver una mejora significativa con el incremento de otra cubierta, hay que hacer notar que este aumento hace más intrincado la estructura del colector y como consecuencia se incrementa su costo, por lo que añadir una segunda cubierta queda a consideración del diseñador.

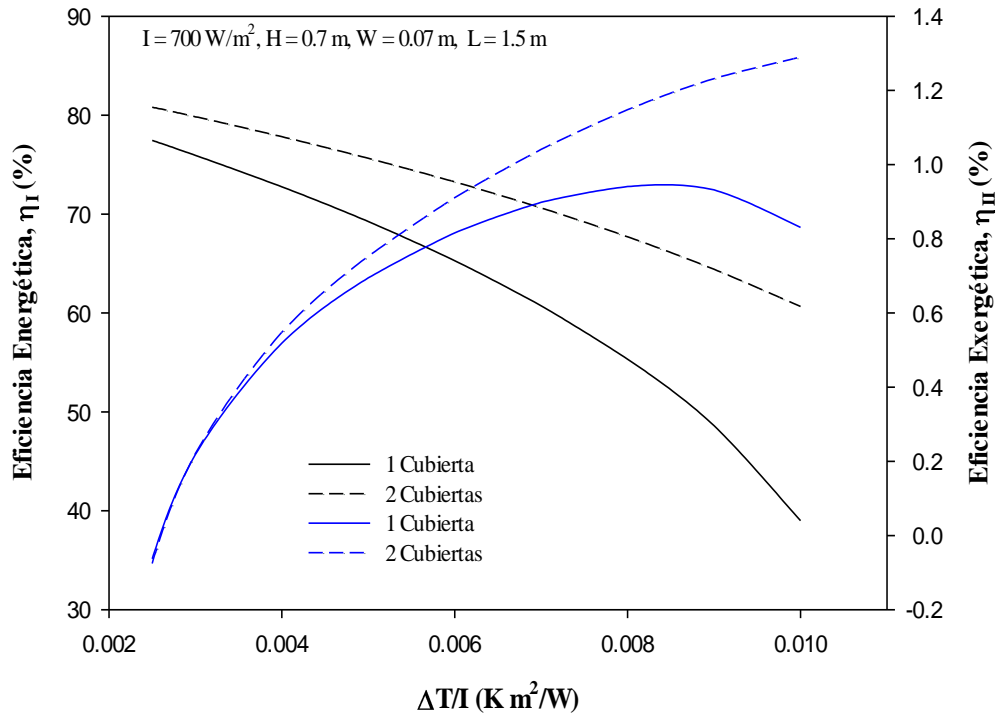


Figura 5.16. Resultados de los efectos del incremento de cubiertas en las eficiencias η_I y η_{II} del CSA de geometría con protuberancias.

5.3.2 Resultados de la variación de los parámetros de operación del sistema

Como ya hemos mencionado, los parámetros que caracterizan las condiciones de operación del colector son T_a , V_v , I y β . A continuación se muestran los efectos de estos parámetros en el rendimiento tanto energético como exergético de ambos colectores.

5.3.2.1 Efecto de la variación de la temperatura ambiente, T_a

Los resultados del efecto de la variación de la temperatura ambiente en las eficiencias η_I y η_{II} de ambos colectores son presentados en las figuras 5.17 y 5.18. En la figura 5.17 se muestra el efecto de T_a en el colector solar de placa plana, en el cual la η_I decrece linealmente en cada incremento de la temperatura ambiente y la η_{II} aumenta y alcanza un máximo aproximadamente en $\Delta T/I = 0.067$ y comienza a decrecer.

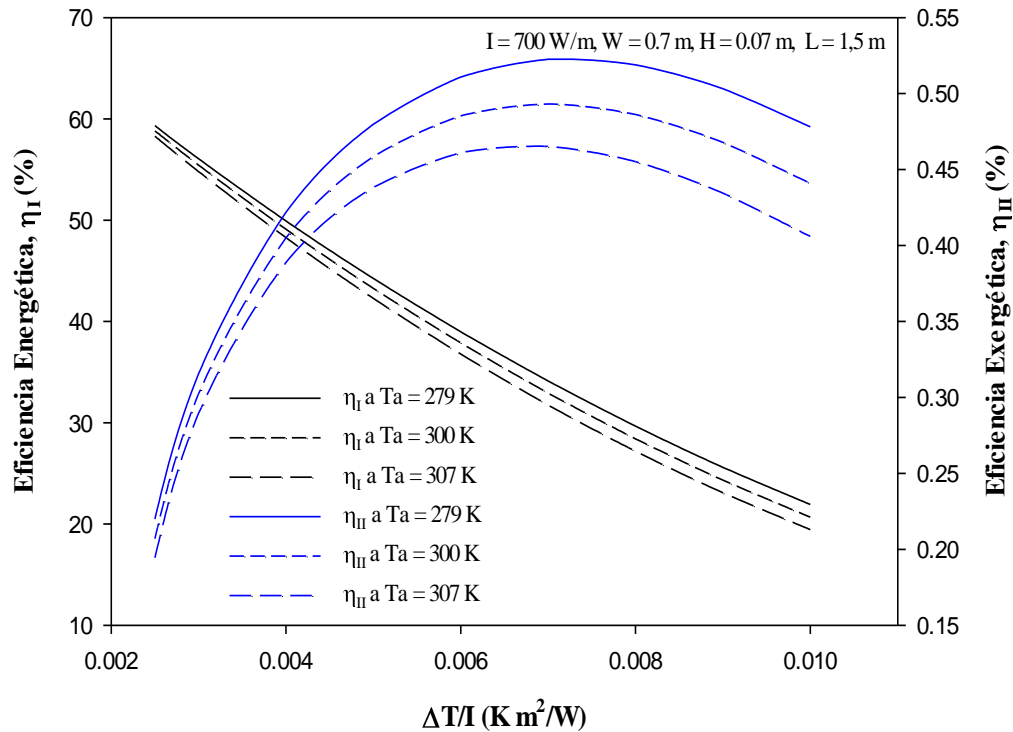


Figura 5.17. Resultados de los efectos T_a en las eficiencias η_I y η_{II} del CSA de placa plana.

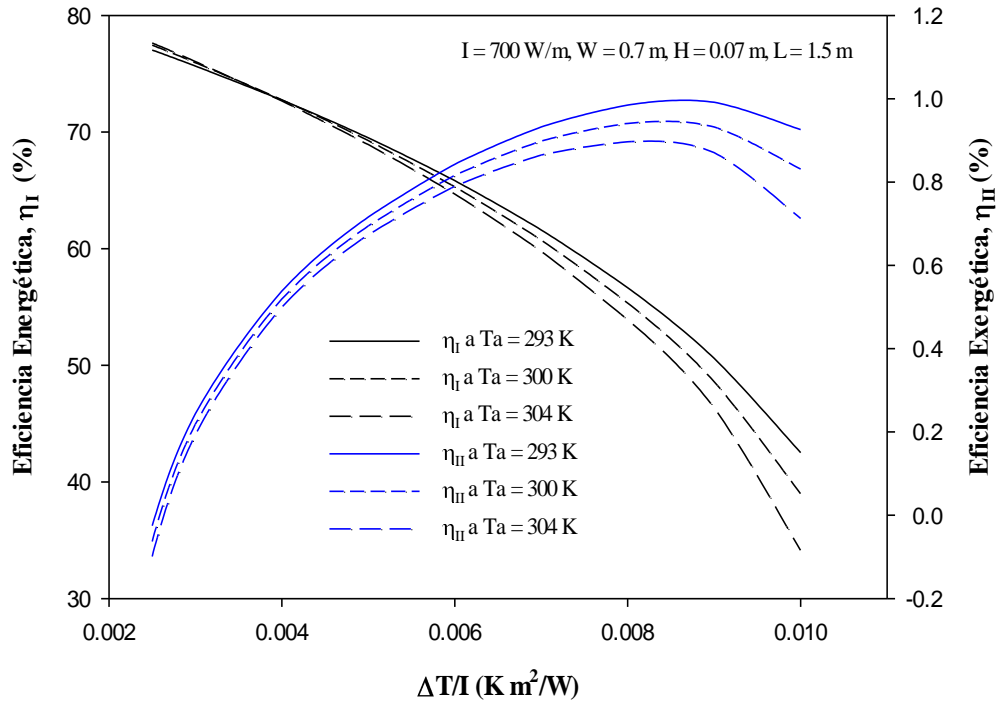


Figura 5.18. Resultados de los efectos T_a en las eficiencias η_I y η_{II} del CSA de geometría con protuberancias.

En la [figura 5.18](#) se muestra el efecto de T_a en el colector solar de geometría con protuberancias, en el cual la η_I para valores iniciales de $\Delta T/I$ a T_a altas se incrementa marginalmente, posteriormente los valores del rendimiento son similares y finalmente a partir de $\Delta T/I > 0.04$ la eficiencia energética comienza a disminuir con el incremento de T_a . La eficiencia exergética decrece en cada incremento de la temperatura ambiente y aumenta hasta alcanza un máximo aproximadamente en $\Delta T/I = 0.086$ y comienza a decrecer.

A partir de estos resultados se puede establecer el hecho de que un incremento en la temperatura ambiente reduce η_I y η_{II} , mientras que una reducción de la temperatura ambiente mejora dichas eficiencias. El incremento en la temperatura ambiente de 300 K a 307 K reduce la η_I en promedio 1 % para el CSA de placa plana y un 1.2 % para el CSA de geometría con protuberancias, y la η_{II} se reduce en promedio 0.02 % para el CSA de placa plana y 0.04 % para el CSA de geometría con protuberancias. La disminución de la temperatura ambiente de 300 K a 293 K incrementa la η_I en promedio 1.01 % para el CSA de placa plana y un 1.02 % para el colector solar de geometría con protuberancias, y la η_{II} se incrementa en promedio 0.03 % para el CSA de placa plana y 0.04 % para

el CSA de geometría con protuberancias. Lo anterior se puede atribuir al hecho de que con el incremento de temperatura ambiente la pérdida de calor del colector aumenta debido a las altas temperaturas (placa absorbadora – ambiente) y el caso de la disminución de la temperatura ambiente ocurre el efecto inverso.

5.3.2.2 Efecto de la variación de la velocidad del viento, V_v

Los resultados de la variación de la velocidad del viento y sus efectos en las eficiencias η_I y η_{II} de ambos colectores son presentados en las figuras 5.19 y 5.20. En la figura 5.19 se muestra el efecto de la V_v en el colector solar de placa plana, en el cual la η_I decrece linealmente con cada incremento de V_v y la η_{II} aumenta y alcanza un máximo y comienza a decrecer, es evidente que el aumento de V_v es más significativo en el rendimiento exergético lo cual se traduce en un efecto negativo toda vez que V_v en la práctica tendrá valores mayores a 2 m/s.

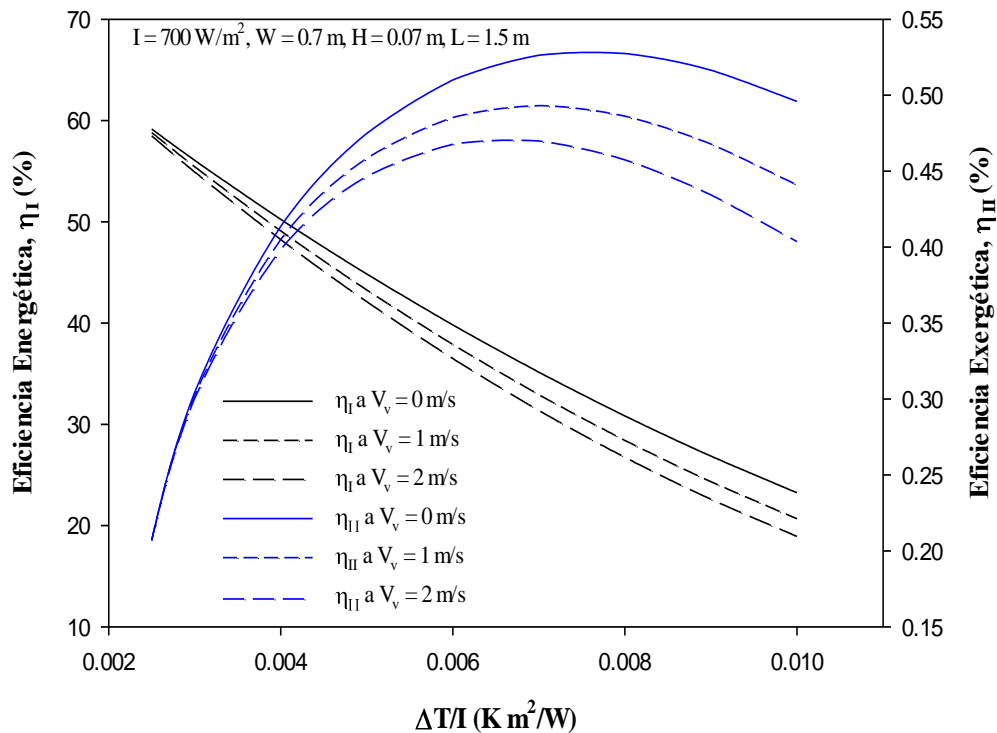


Figura 5.19. Resultados de los efectos de V_v en las eficiencias η_I y η_{II} del CSA de placa plana.

En la **figura 5.20** se muestra el efecto de la V_v en el colector solar de geometría con protuberancias, en el cual la η_I tiene un comportamiento distinto al CSA de placa plana ya que inicialmente el incremento de V_v aumenta el rendimiento energético en el rango de $0.0025 < \Delta T/I < 0.0056$, posteriormente en el rango de $0.0056 < \Delta T/I < 0.007$ los valores de η_I son semejante y finalmente para el rango de $0.007 < \Delta T/I < 0.010$ decrece con el incremento de V_v y la η_{II} aumenta y alcanza un máximo y comienza a decrecer, se puede notar que esta geometría permite tener valores similares en η_{II} para todos los valores considerados de V_v y a partir de $\Delta T/I > 0.0068$ (aproximadamente) la diferencia es más notoria. El comportamiento de η_I en este CSA aparentemente se debe a la disminución del coeficiente de pérdida de calor en la parte superior (U_L). En este último caso la variación de V_v tiene un efecto positivo en la η_{II} ya que como hemos mencionado V_v tendrá valores mayores a 2 m/s.

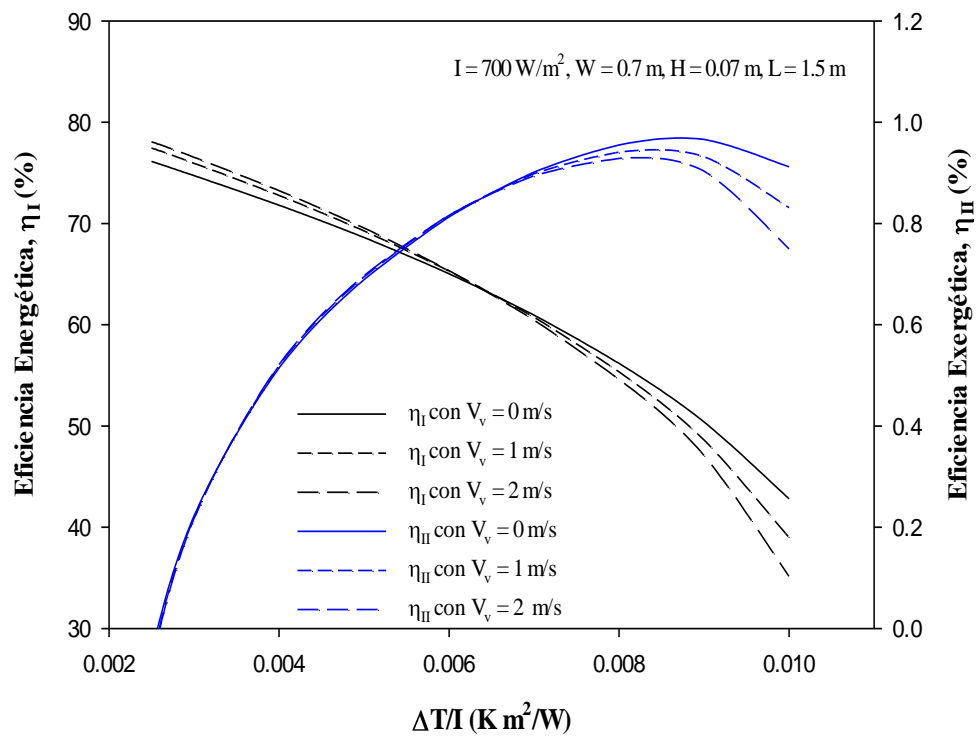


Figura 5.20. Resultados de los efectos de V_v en las eficiencias η_I y η_{II} del CSA de geometría con protuberancias.

5.3.2.3 Efecto de la variación de la radiación solar, I

Los resultados de la variación de la radiación solar incidente en la cubierta del CSA de 700 W/m^2 a 500 W/m^2 y 1000 W/m^2 y sus efectos en las eficiencias η_I y η_{II} de ambos colectores son presentados en las figuras 5.21 y 5.22. En la figura 5.21 se muestra el efecto de I en el colector solar de placa plana, en el cual la η_I decrece linealmente con cada incremento de $\Delta T/I$ y en donde también se puede notar que aunque la η_I siempre disminuye, para valores de $\Delta T/I > 0.006$ existe un incremento en la η_I en la línea que representa $I = 600 \text{ W/m}^2$ en comparación con valores superiores a este., por otra parte la η_{II} aumenta y alcanza un máximo y comienza a decrecer, es evidente que el aumento de I es más significativo en el rendimiento exergético.

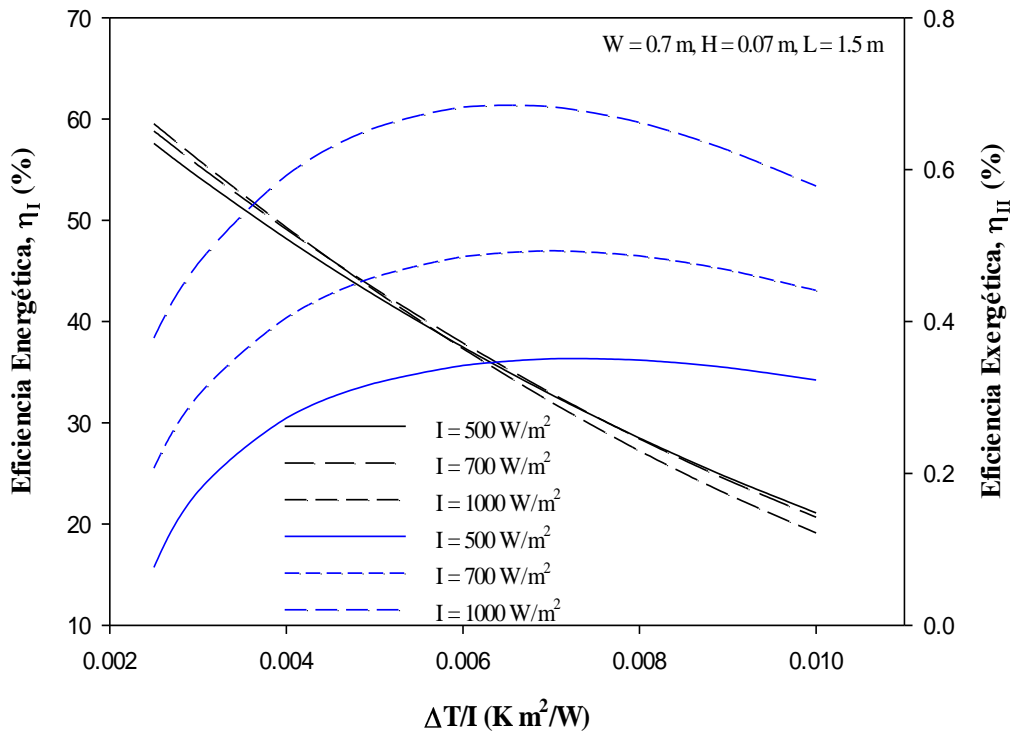


Figura 5.21. Resultados de los efectos I en las η_I y η_{II} del colector solar de placa plana.

En la figura 5.22 se muestra el efecto de I en el colector solar de geometría con protuberancias, en el cual la η_I aumenta con cada incremento de I y la η_{II} aumenta hasta alcanzar un máximo y comienza a decrecer, es evidente que el aumento de I es más significativo en el rendimiento exergético, un comportamiento muy similar con el CSA de placa plana.

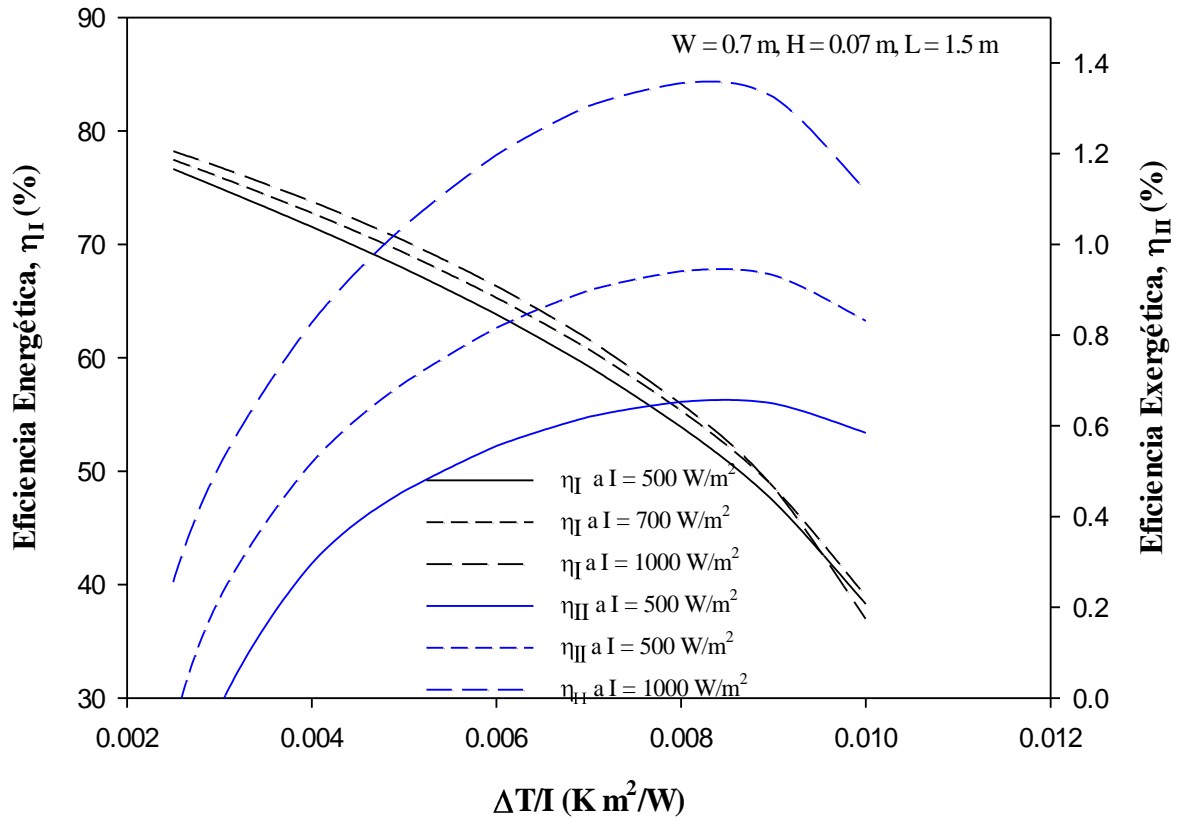


Figura 5.22. Resultados de los efectos I en las η_I y η_{II} del colector solar de geometría con protuberancias.

En general, un incremento en la radiación mejora el rendimiento de los CSA debido al incremento de la captación de calor en este sistema y esta varía durante el transcurso del día lo cual afecta el rendimiento. Es de notar que en el caso de aplicación de estos dispositivos se requiere una temperatura de salida constante, por lo que desde el punto de vista operativo una reducción de I significará una baja eficiencia del sistema. Es también importante notar que la reducción de la eficiencia térmica es mucho más baja en el CSA de geometría con protuberancias que en el CSA de placa plana.

Finalmente según Karwa y Chauhan [5], el diseño de un CSA siempre se debe basar en un valor promedio de radiación solar para un sitio en particular y se debe mencionar el porcentaje de variación (\pm) del rendimiento con respecto a los valores de diseño y de la radiación solar.

5.3.2.4 Efecto de la variación de la inclinación del CSA, β

Los resultados de la variación del ángulo de inclinación β y sus efectos en las eficiencias η_I y η_{II} de ambos colectores son presentados en las figuras 5.23 y 5.24 (manteniendo $I = 700 \text{ W/m}^2$), en ambas figuras se muestra que el efecto de β en los CSA es insignificante y los resultados son congruentes con la afirmación reportada por Chu y Liu [6]. Por otra parte, cabe señalar que se alcanza un valor máximo en la η_{II} en $\Delta T/I = 0.0068$. Sin embargo, un colector solar no recibe la misma radiación en todo el año, por lo que este efecto debe ser considerado a la hora del diseño del sistema y es de vital importancia en el aprovechamiento de la radiación solar incidente.

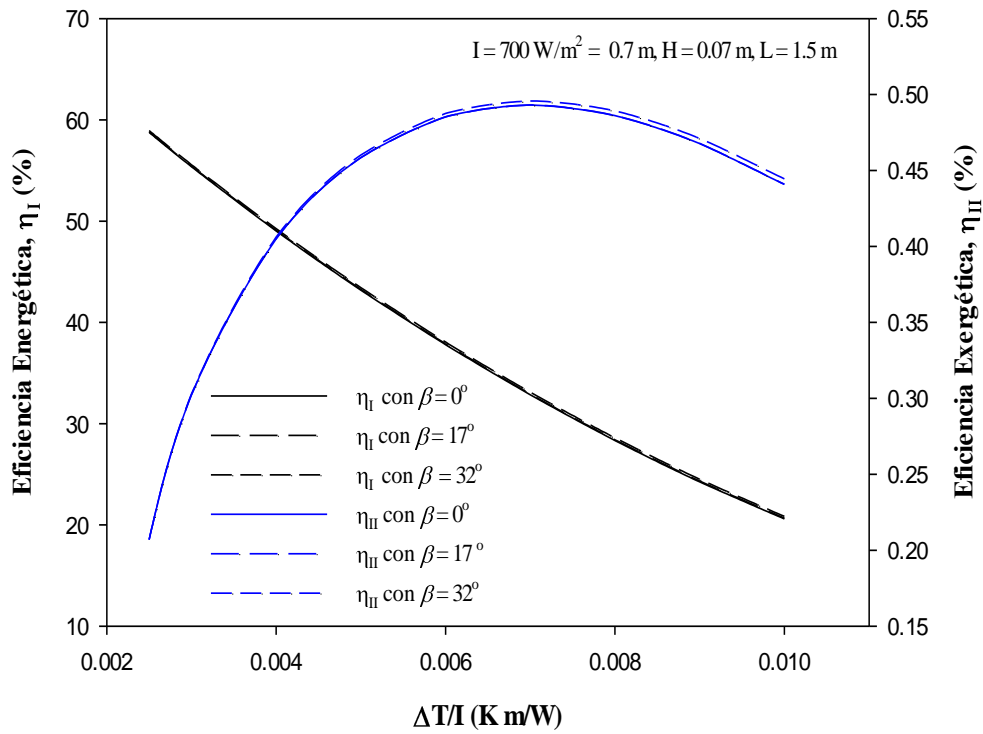


Figura 5.23. Resultados de los efectos β en las η_I y η_{II} del colector solar de placa plana.

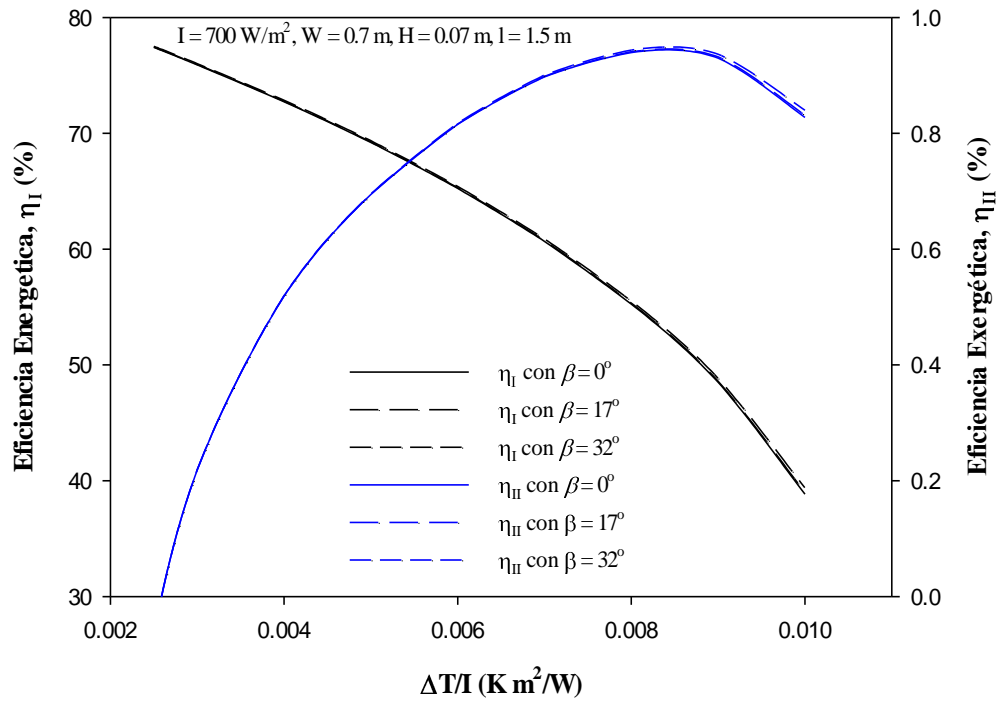


Figura 5.24. Resultados de los efectos β en las η_I y η_{II} del colector solar de geometría con protuberancias.

En la figura 5.24 se observa que la η_{II} tiende a desplazarse a valores más altos de $\Delta T/I$, este comportamiento es el mismo mostrado en la figura 5.22 para el valor de $I = 700 W/m^2$, es decir el efecto del cambio de ángulo de inclinación se puede considerar similar al efecto de la radiación solar sobre el CSA con protuberancias. Para dicho colector el máximo de la η_{II} muestra un comportamiento diferente que el CSA de placa plana.

5.4 Comparación de CSA propuesto y CSA optimizado

En la [tabla 5.2](#) se muestra una comparación de los CSA de placa plana y con protuberancias, se puede ver que mejorar los parámetros del sistema permite obtener resultados positivos en el rendimiento de los colectores. Como se puede apreciar en la [tabla 5.2](#), el colector de geometría con protuberancias es el más eficiente ya que en este se reducen las pérdidas e irreversibilidades del sistema. Las pérdidas exergéticas (Ex_D) se incrementan en el CSA de placa plana y disminuyen en el CSA de geometría con protuberancias, es decir cuando la eficiencia exergética es máxima las pérdidas exergéticas son mínimas.

Tabla 5.2. Comparación de rendimiento de los CSA, con la variación de $\Delta T/$ de $0.0025 - 0.01 K m^2/W$.

CSA	Irreversibilidades, Ex_{des} , (kW)	Pérdida de Exergía Adimensional, (%)	Potencial de Mejora, IP (W)	Eficiencia Exergética, (%) η_{II}	Eficiencia Energética, (%) η_I
Liso propuesto	0.5911 – 0.5905	0.0129 – 0.0389	0.5909 – 0.5879	0.0290 - 0.4408	62.36 – 20.66
Liso con mejoras	0.5629 - 0.5606	0.0114 – 0.0189	0.5727 – 0.5556	(-1.7392) - 0.8988	70.54 – 42.39
Protuberancias Propuesto	0.5909 – 0.5889	0.0102 – 0.0205	0.5944 – 0.5840	(-0.61) – 0.8309	78.94 – 39.00
Protuberancias con mejoras	0.5627 – 0.5588	0.0099 – 0.0124	0.5962 – 0.5514	(-5.9494) – 1.3356	81.22 - 64.29

5.5. Referencias

- [1] Bhushan B., Singh R., 2011. Nusselt number and friction factor correlation for solar air heater duct having artificially roughened absorber plate. *Solar Energy* **85**, 1109-1118.
- [2] Gupta D., Solanki S., C., Saini J., S., 1997. Thermohydraulic performance of solar air heaters with roughened absorber plates. *Solar Energy* **61** (1), 33-42.
- [3] Altfeld K., Leinder W., Fiebig M., 1988. Second law optimization of flat plate solar air heaters part I: the concept of net exergy flow and the modeling of solar air heaters. *Solar energy* **41**, 127-132.
- [4] Karwa R., Gard SN. Arya AK., 2002. Thermo-hydraulic performance of solar air heater with n -subcollectors in series and parallel configuration. *Energy* **27**, 807-812.
- [5] Karwa R., Chauhan K., 2010. Performance of solar air heater having v-down discrete rib roughness on the absorber plate. *Energy* **35**, 398-409.
- [6] Chu S X., Lui L H., 2009. Analysis of terrestrial solar radiation exergy. *Solar Energy* **83**, 1390 – 1404.

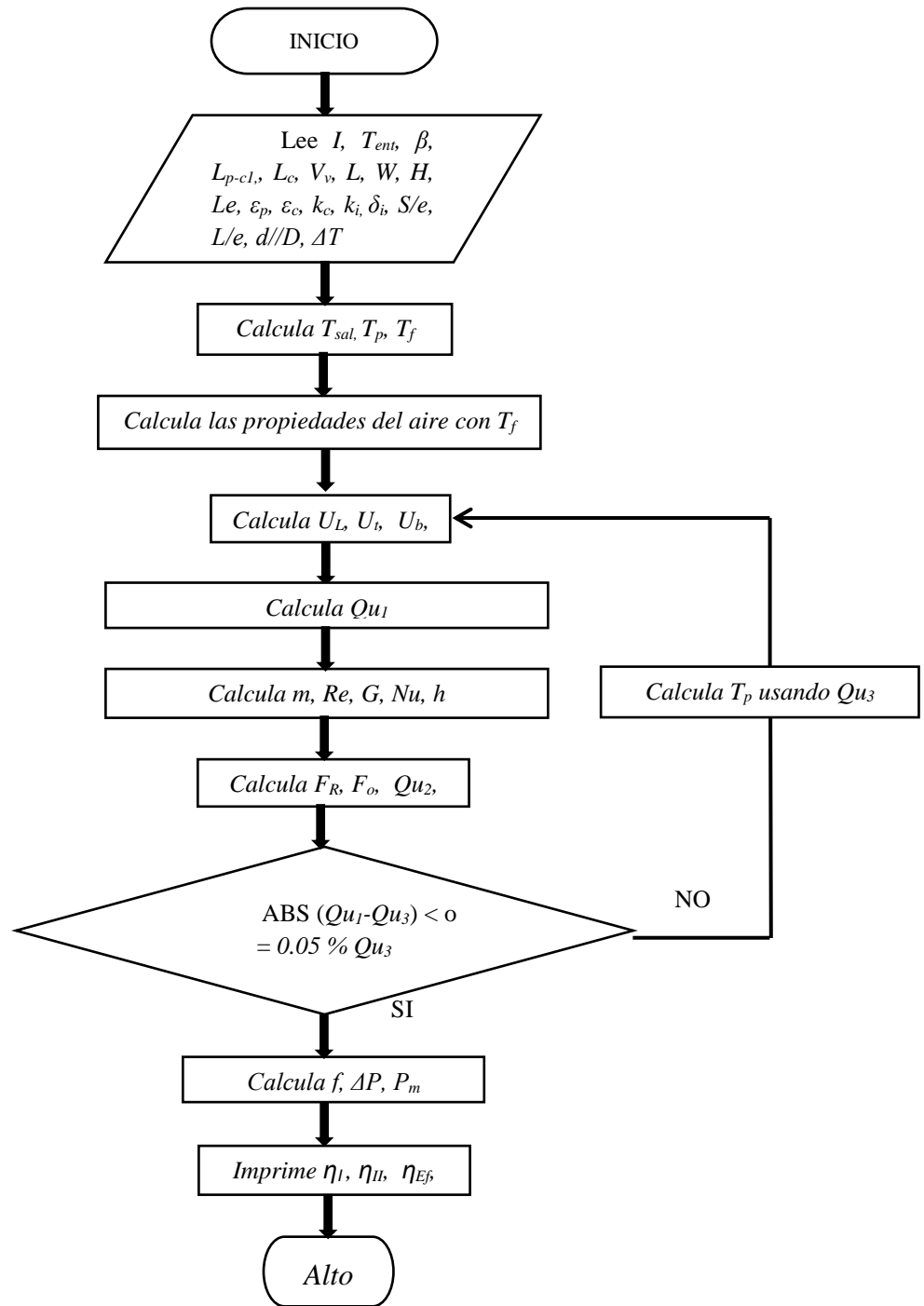
CONCLUSIONES

En el presente estudio, un análisis exergético y estudio paramétrico ha sido realizado en dos CSA (placa plana y placa con protuberancias). El principal objetivo del presente estudio es optimizar los CSA mediante la aplicación de la metodología que se describe en el trabajo. El modelo incluye un análisis tanto energético como exergético de los dispositivos. Así mismo, se determinan las irreversibilidades que minimizan el rendimiento de los colectores y adicionalmente se calcula el índice de sustentabilidad exergética (SI) que es un parámetro importante en términos de la SLT que reduce el impacto ambiental de los sistemas. El objetivo de la optimización es minimizar las pérdidas del sistema y maximizar la eficiencia exergética de los dispositivos. Las conclusiones principales obtenidas del presente estudio son enunciadas a continuación.

- El CSA de geometría con protuberancias tiene un rendimiento tanto energético como exergético superior al CSA de placa plana aun en condiciones típicas propuestas.
- Los valores de las eficiencias energéticas y exergéticas de los CSA mejorados con placa plana varían entre 70.54 – 42.32 % y 0 – 0.89 %, respectivamente.
- Los valores de las eficiencias energéticas y exergéticas de los CSA mejorados con placa con protuberancias varían de 81.22 – 64.29 % y 0 – 1.34 %, respectivamente.
- La eficiencia de un colector solar de aire es dependiente de la geometría del absorbedor, ya que una placa con protuberancias incrementa la transferencia de calor entre esta y el aire circundante en el colector, por lo tanto la eficiencia.
- La disminución de parámetros como la profundidad del canal y el aumento de la longitud del colector afectan favorablemente el rendimiento del sistema.

- La reducción e incremento del espaciamiento entre las placas (tanto cubierta – cristal como cristal- cristal) no tiene un efecto significativo en las eficiencias, pero la reducción permite contar con colectores más compactos y por tano más económicos.
- El incremento de una segunda cubierta mejora significativamente el rendimiento de los CSA, pero incrementa su costo.
- Con el incremento de la temperatura ambiente las eficiencias de los CSA disminuye significativamente.
- La variación de la velocidad del viento tiene un efecto significativo en el CSA de placa lisa y no tiene un efecto significativo en el CSA con protuberancia.
- El incremento de la radiación solar incrementa significativamente la eficiencia exergética del CSA, sin embargo la eficiencia energética no es afectada.
- La inclinación del colector no tiene ningún efecto significativo en las eficiencias de los CSA.
- Los parámetros más importantes para hacer decrecer las pérdidas exergéticas son la eficiencia del colector, la diferencia de temperatura del aire ($T_{ent} - T_{sal}$) y la radiación solar.
- El uso de una placa con protuberancias en CSA es viable desde los puntos de vista tanto energético como exergético, ya que estas mejoran significativamente en comparación con un CSA de placa plana. Por otra parte, la manufactura de la placa con protuberancia no requiere una inversión adicional, ya que las protuberancias son creadas sobre la misma placa por lo que desde el punto de vista económico también es viable e uso de esta placa.
- Mediante al análisis exergético se puede visualizar los problemas del sistema que no se pueden ver mediante un estudio energético

ANEXO





Sociedad Mexicana
de Materiales A.C.

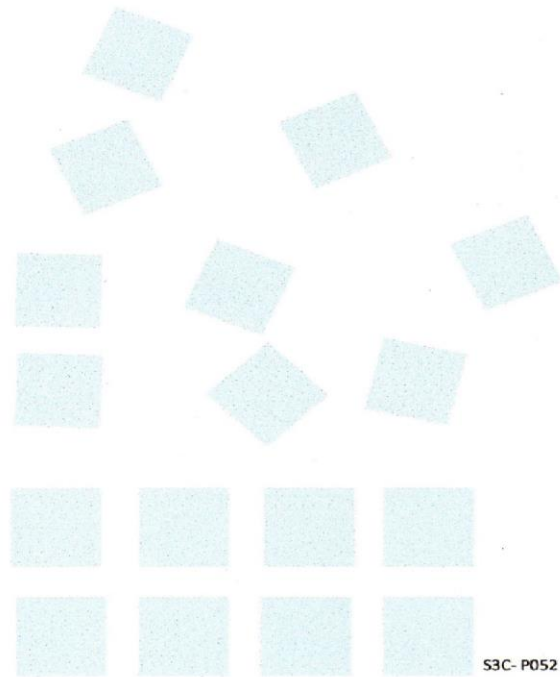
August 2014

TO WHOM IT MAY CONCERN
P r e s e n t

This is to certify that *Imer López Grijalva, Guillermo Rogelio Ibáñez Duharte, Aracely López, Ignacio de Jesús Gómez Rosales* presented the contribution: **OPTIMIZATION OF SOLAR DEVICES BASED ON THE EXERGETIC ANALYSIS**, in the Renewable Energy and Sustainable Development Symposium at the XXIII International Materials Research Congress held in Cancun, Mexico from August 17th to 21th, 2014.

Sincerely,

Armando Salinas Rodríguez
President



S3C-P052

Ángulo de inclinación óptimo de un colector solar y el impacto en su rendimiento

Imer López¹, Guillermo Ibáñez¹,
Aracely López¹, Ignacio de Jesús Gómez¹

¹ Centro de Investigación y Desarrollo Tecnológico de Energía Renovable, Universidad de Ciencias y Artes de Chiapas, Avenida Central Sur Poniente núm. 1460, colonia Centro, Tuxtla Gutiérrez, Chiapas, C.P. 29000, México, E-mail: logi7912@hotmail.com, guibdu@hotmail.com

RESUMEN

Un colector solar capta la máxima radiación solar cuando esta superficie está en un ángulo vertical de incidencia. Esto brinda el concepto de ángulo óptimo. En este trabajo se calculó mediante un método sencillo el ángulo óptimo de un colector solar. El modelo incluye un ángulo óptimo mensual, estacional y anual. Únicamente son requeridos la latitud, longitud y datos de radiación promedio. El ángulo óptimo es presentado para la ciudad de Tuxtla Gutiérrez, Chiapas. El modelo compara el Impacto del ángulo óptimo en la colección de radiación solar con los ángulos comúnmente usados. Se encontró que el ángulo óptimo igual anual es aceptable en la práctica ya que comparado con el mensual y estacional los errores relativos de la ganancia de energía solar son 4.7% y 3.9% respectivamente, y siendo la opción más económica.

Palabras clave: ángulo óptimo, colector solar.

INTRODUCCIÓN

El diseño y desarrollo de sistemas energéticos solares requiere el conocimiento de la variación y utilización máxima de la radiación solar incidente en un lugar determinado. Los colectores solares (CS), que son una especie de intercambiadores de calor, son fundamentales en la utilización eficiente de un importante recurso energético renovable, como lo es la energía solar. Estos generalmente son posicionados con ángulo fijo y orientados hacia el sur (hemisferio Norte) u orientados hacia el Norte (hemisferio Sur). En la bibliografía actual se considera que el ángulo óptimo de un CS es igual a la latitud (δ) local 15° (seleccionando + en los meses de invierno y - en los meses de verano), Tiris y Tiris, 1998. El ángulo óptimo de un sistema fotovoltaico es muy diferente al de un CS, esto se determina mediante la continuidad, la homogeneidad y los picos de energía de la radiación solar (Yang, 1993). Existen gran cantidad de publicaciones las cuales difieren en cuanto a las recomendaciones para el ángulo óptimo basado únicamente en la latitud (Yadav y Chandel, 2013), mucha de esta información usualmente requiere de datos de radiación medidos por estaciones meteorológicas por varios años. Estos datos meteorológicos son medidos en los diferentes tipos de climas incluyendo claros, nublados, lluviosos, etcétera. Esto datos, y en especial de radiación solar muchas veces no están disponibles en algunos

lugares de tal manera que es necesario estimarla. En la práctica un CS es usualmente orientado al sur y fijado con una inclinación la cual maximiza el promedio de radiación captada durante todo un año.

Muchos parámetros afectan la energía, la exergía, las eficiencias de conversión y condiciones de trabajo de un colector. Uno de los parámetros más importantes es la intensidad de radiación solar, el cual afecta directamente la eficiencia térmica y exergética. De aquí la importancia de maximizar su aprovechamiento.

En este trabajo se analizan los aspectos teóricos para seleccionar un ángulo de inclinación para un CS utilizado en Tuxtla Gutiérrez, Chiapas.

DESCRIPCIÓN DEL MODELO

La radiación incidente instantánea, I_T , en una superficie de un CS con inclinación β es viene dado por (Nijegorodov *et al.*, 1994).

$$I_T = I_{bT} + I_{dT} + I_{rT} \quad (1)$$

donde I_{bT} , I_{dT} e I_{rT} son los componentes instantáneos de la radiación directa, difusa y reflejada en una superficie inclinada. Las componentes difusa, reflejada y directa están dadas por las siguientes expresiones matemáticas:

$$I_{dT} = Id (1 + \cos\beta)/2 \quad (2)$$

$$I_{rT} = \rho I (1 - \cos\beta)/2 \quad (3)$$

y

$$I_{bT} = (I_b \cos \theta) / \cos \theta_z \quad (4)$$

donde I_d , I_b e I son los valores instantáneos de la radiación global difusa, directa y global en una superficie horizontal y ρ es la reflectividad solar de una localidad. La expresión de radiación global puede también escribirse como

$$I = I_b + I_d \quad (5)$$

por tanto,

$$I_{rT} = \rho(I_b + I_d)(1 - \cos\beta)/2 \quad (6)$$

El ángulo θ es el formado entre el flujo de radiación solar incidente y la normal a una superficie plana y está dada por,

$$\cos \theta = \cos(\Phi - \beta) \cos \delta \cos \omega + \sin(\Phi - \beta) \sin \delta \quad (7)$$

donde Φ es la latitud, δ es el ángulo de declinación y ω es el ángulo del medio día solar. El ángulo de declinación está dado por la siguiente expresión:

$$\delta = 23.45 \sin [360/365 (284+n)] \quad (8)$$

n es el número del día del año (1-365).

El ángulo θ_z en la Ecu. (4) es el ángulo para una superficie horizontal ($\beta = 0$) y utilizando la Ecu. (7):

$$\cos \theta_z = \cos \Phi \cos \delta \cos \omega + \sin \Phi \sin \delta \quad (9)$$

El cálculo de la radiación total I_T en una superficie inclinada se puede obtener usando los valores medidos de I y de los valores estimados tanto de I_d y ρ .

El flujo de exergía asociada con la radiación solar incidente en un colector solar está dado por (Petela, 1964):

$$Ex_{solar} = (1 - T_a/T_s) I \quad (10)$$

La Ecu. (10) muestra el aprovechamiento más simplificado para la evaluación de la exergía de la radiación solar y en donde T_a es la temperatura ambiente y T_s es la temperatura aparente del sol como recurso exergético el cual se asume en este análisis como 4,500 K.

Mediciones de I

El uso de datos de radiación solar obtenidos por estaciones meteorológicas es importante para obtener cálculos lo más exactos posibles, aunque en la ciudad de Tuxtla existen varias estaciones de medición para este trabajo se utilizaron los datos que proporcionados por <https://eosweb.larc.nasa.gov> en donde se brindan información técnica recabada por 23 años, que son útiles para el diseños de sistemas solares.

Estimación de I_d y I_b

La radiación difusa y directa en una superficie horizontal puede ser estimada a partir del promedio mensual de la radiación diaria global extraterrestre. La radiación global instantánea extraterrestre, h_o está dado por,

$$h_o = I_o (\cos \Phi \cos \delta \cos \omega + \sin \Phi \sin \delta) \quad (11)$$

donde

$$I_o = I_{sc} (1 + (0.033 \cos 360 n)/365) \quad (12)$$

I_{sc} es la constante solar, la cual tiene un valor de 1373 W/m². El valor de la radiación global extraterrestre puede ser calculado integrando el término contenido en Ecu. (12) durante la duración del día es decir, desde la salida del sol hasta la puesta. Por tanto,

$$H_o = I_o \int (\cos \Phi \cos \delta \cos \omega + \sin \Phi \sin \delta) dt \quad (13)$$

tenemos también,

$$t = 180 \omega / 15\pi \quad \text{o,} \quad dt = 180 d\omega / 15\pi \quad (14)$$

sustituyendo en Ecu. (13)

$$H_o = \frac{12I_o}{\pi} \times \int_{-\omega_s}^{\omega_s} (\cos \Phi \cos \delta \cos \omega + \sin \Phi \sin \delta) d\omega \quad (15)$$

donde ω_s es la salida o puesta del sol ($-\omega_s$) que está determinado por la siguiente ecuación:

$$\omega_s = \cos^{-1} (-\tan \Phi \tan \delta) \quad (16)$$

Integrando la ecuación (15),

$$H_o = \frac{12I_o}{\pi} (\cos \Phi \cos \delta \sin \omega_s + \omega_s \sin \Phi \sin \delta) \quad (17)$$

Como se puede apreciar la ecuación (17) brinda el promedio diario de radiación extraterrestre en la cual el número de días está incluido en la declinación (δ). El

promedio mensual de radiación extraterrestre, se puede determinar mediante la ecuación (17) para cada mes (Klein, 1977) sugiere que el promedio mensual puede ser tomado de los promedios diarios de los siguientes días: 17 de enero, 16 de febrero, 16 de marzo, 15 abril, 15 mayo, 11 de junio, 17 de julio, 16 de agosto, 15 de septiembre, 15 de octubre, 14 de noviembre y 10 de diciembre. La ecuación (17) puede utilizar los datos anteriores para el cálculo de los promedios mensuales.

El promedio mensual de la radiación solar difusa en una superficie horizontal (H_d) puede calcularse primeramente mediante el cálculo de valores promedios mensuales del índice de claridad,

$$\bar{K}_T = \frac{\bar{H}}{\bar{H}_0} \tag{18}$$

La correlación entre la radiación global y la difusa utilizada en este trabajo es la dada por J.K. Page (1961), la cual es una expresión lineal que ha sido utilizada por otros autores con buenos resultados [10,11]

$$\frac{\bar{H}_d}{\bar{H}} = 1 - 1.12\bar{K}_T \tag{19}$$

o

$$\bar{H}_d = \bar{H}(1 - 1.12\bar{K}_T) \tag{20}$$

El promedio mensual diario de la componente directa (H_b) de la radiación global H se puede calcular simplemente como:

$$\bar{H}_b = \bar{H} - \bar{H}_d \tag{20}$$

RESULTADOS

En la figura 1 se muestra el promedio mensual diario de la radiación solar (\bar{H}) y el promedio mensual diario de la radiación solar extraterrestre (\bar{H}_0) en una superficie horizontal en la ciudad de Tuxtla Gutiérrez, Chiapas. El promedio en invierno de H es de 15.89 MJ/m² día y el valor promedio en verano es de 19.15MJ/m² día. Los valores de la radiación directa y difusa componentes del promedio mensual diario de la radiación global en una superficie horizontal se muestra en la figura 2. En dos meses de otoño y dos de invierno, las componentes difusa y directa son aproximadamente iguales y ambas componentes tienen la misma contribución a la radiación solar. En primavera, la componente directa es dos veces más que la difusa y es la principal de radiación.

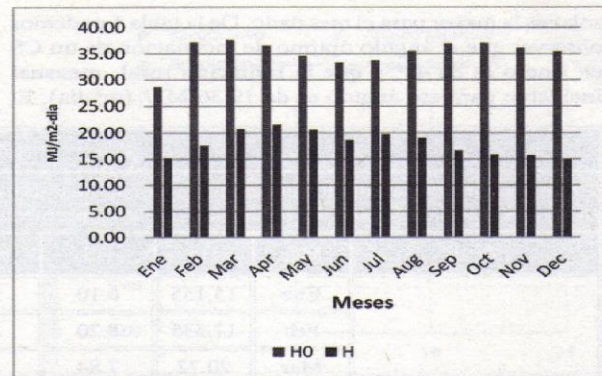


FIGURA 1 Promedio mensual de radiación diario (H) y promedio mensual diario extraterrestre (H0) en una superficie horizontal en Tuxtla Gutiérrez.

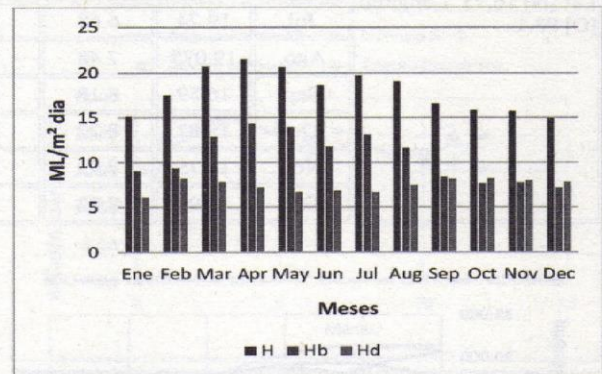


FIGURA 2 Promedio mensual diario de radiaciones global (H), difusa (Hd) y directa (Hb) en una superficie horizontal en Tuxtla Gutiérrez.

En la tabla 1 se muestra el promedio mensual diario de la radiación global medida para Tuxtla Gutiérrez, así como también los cálculos de los valores de la radiación solar difusa y extraterrestre, índice de claridad, ángulo óptimo y promedio mensual diario de radiación global en una superficie inclinada. En las figuras 3 y 4 muestra el promedio diario total de la radiación solar para una superficie orientada hacia el sur así como el ángulo de inclinación que se varía de 0° a 90° en pasos de 10°. Es claro ver en las gráficas que existe un único ángulo óptimo (β_{opt}) para cada mes del año por los cuales la radiación

solar es la mayor para el mes dado. De la tabla 1 podemos observar que el ángulo óptimo de inclinación de un CS en Enero es de 42° y que la radiación total mensual incidente para ese ángulo es de 19.36 MJ/ (m² día). El

ángulo de inclinación óptimo en el mes de Junio es de 0° y el total de radiación total incidente en este ángulo es de 18.62 MJ/m² día. El ángulo óptimo se incrementa durante los meses de invierno.

Tabla 1

Promedios mensuales diarios de radiación global (medida), difusa (calculada) y extraterrestre en una superficie horizontal, índice de claridad, ángulo de inclinación óptimo y promedio de radiación global diaria con ángulo de inclinación óptimo.

Locali.	Mes	H _g	H _d	H _o	KT	β _{opt} (°)	H _b	HT
Tuxtla Gutiérrez, CH. Lat.[N] 16.75, Longitud [O] 93.1	Ene	15.155	6.10	28.65	0.53	42	9.06	19.36
	Feb	17.535	8.20	37.22	0.47	36	9.33	19.27
	Mar	20.72	7.84	37.65	0.55	18	12.88	21.48
	Abr	21.525	7.20	36.56	0.59	2	14.32	21.53
	May	20.65	6.71	34.56	0.60	0	13.94	20.65
	Jun	18.62	6.85	33.29	0.56	0	11.77	18.62
	Jul	19.74	6.68	33.71	0.59	0	13.06	19.74
	Ago.	19.075	7.48	35.47	0.54	0	11.59	19.08
	Sep	16.59	8.18	36.99	0.45	11	8.41	16.77
	Oct	15.82	8.20	37.12	0.43	29	7.62	16.79
	Nov	15.75	7.99	36.13	0.44	36	7.76	17.99
	Dic	14.98	7.82	35.42	0.42	40	7.16	17.72

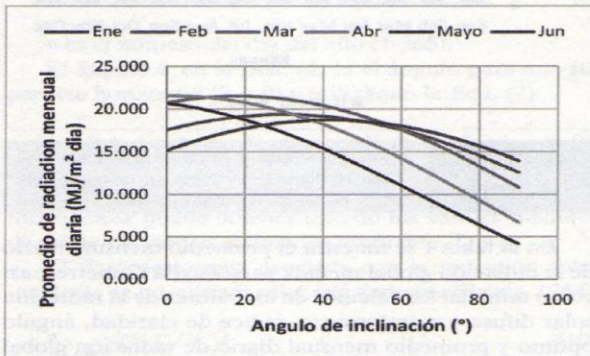


FIGURA 3

Promedio mensual diario de radiación solar en un panel orientado hacia el sur en Tuxtla Gutiérrez para los meses de enero-junio.

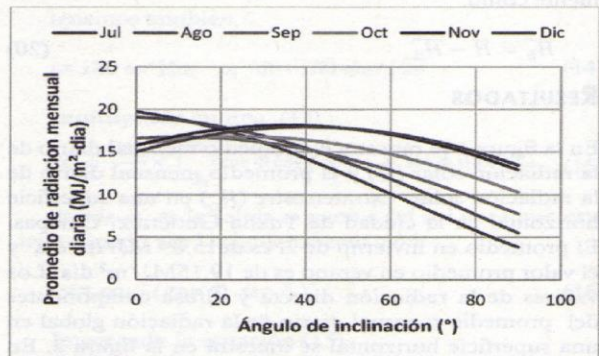


FIGURA 4

Promedio mensual diario de radiación solar en un panel orientado hacia el sur en Tuxtla Gutiérrez para los meses de enero-junio.

La figura 5 muestra los ángulos para cada uno de los meses del año cuando el colector es inclinado con el ángulo óptimo, en promedio estacional y en el promedio anual. El promedio estacional fue calculado mediante la determinación del valor promedio del ángulo de inclinación para cada temporada y para la implementación de este se necesita que el ángulo del CS sea cambiado cuatro veces al año. En primavera el ángulo de inclinación toma un valor de 7°, verano 0°, en otoño 25° y en invierno 39°. El ángulo promedio anual fue calculado encontrando el valor promedio del ángulo de inclinación para todos los meses del año. El promedio anual fue establecido en 18°. En las figuras 6 y 7 se muestra la energía solar mensual y la exergía de la radiación obtenida cuando el ángulo de inclinación es óptimo, cuando se usa el ángulo de inclinación estacional promedio y cuando se usa el ángulo promedio anual. La energía captada es tabulada y detallada en la tabla 2. Cuando el ángulo de inclinación mensual óptimo es utilizado la captación de energía anual obtenida fue de 238.88 MJ/m² día. Con el ángulo estacional la colección estacional de energía fue de 236.93 MJ/m² día y finalmente con el ángulo de inclinación promedio anual fue la captación fue de 227.46 MJ/m² día.

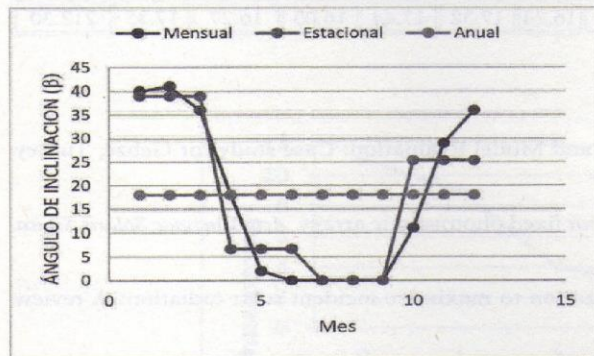


FIGURA 5 Promedios de exergía de la radiación estimada en todo el año para Tuxtla Gutiérrez para varios ángulos típicos

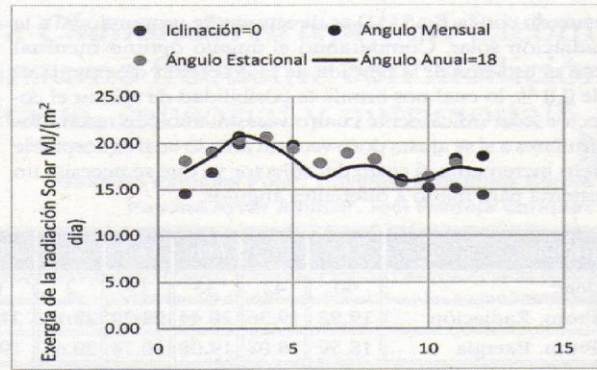


FIGURA 6 Promedios de exergía de la radiación estimada en todo el año para Tuxtla Gutiérrez para varios ángulos típicos.

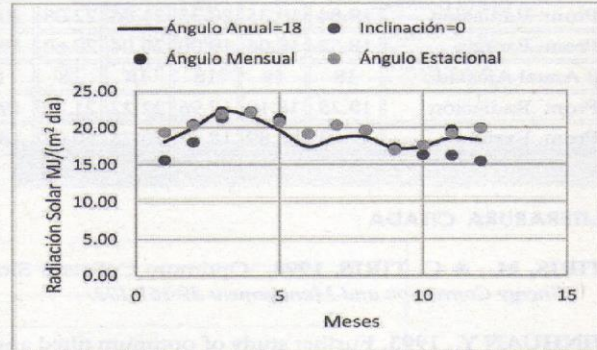


FIGURA 7 Promedios energía estimada en todo el año para Tuxtla Gutiérrez para varios ángulos típicos.

CONCLUSIONES

Los resultados muestran que el ángulo de inclinación promedio óptimo para los meses de invierno es 39° y para los meses de verano de 0°. Esto en general es aceptable comparándolo con el modelo que determina el ángulo óptimo a partir de la igualdad de este con la latitud. Está claro en la tabla 2 que la cantidad de pérdida de la colección de energía energética como exergética utilizando un ángulo de 0° comparado con el ángulo óptimo mensual es de 6.67% y 6.92% respectivamente, valores muy similares ya que la exergía de

acuerdo con la Ecu. (11) es directamente proporcional a la radiación solar. Comparando el ángulo óptimo mensual con el estacional, la pérdida de la colección de energía es de 0.8 %, lo cual nos brinda la posibilidad de ajustar el colector solar únicamente cuatro veces al año con resultados similares a si se ajusta doce veces al año, lo cual es aceptable pero incrementa el costo del colector ya que se necesita un sistema para fijarlo a diferentes ángulos.

La ganancia de energía cuando usamos el ángulo promedio anual comparado con el estacional es de 9.63 %, cual es una buena opción debido a que el ajuste de un colector solar para aplicaciones de calentamiento nos garantiza el máximo de captación de radiación solar con un solo ajuste. El criterio de ajuste mensual, estacional y anual depende en gran manera del criterio del usuario.

Ángulo	Dic	Enc	Feb.	Mar.	Abr.	May.	Jun.	Jul.	Ago.	Sep.	Oct.	Nov.	I Anual
β_{opt}	40	42	33	19	2	0	0	0	0	11	27	40	
Prom. Radiación	19.92	19.36	20.44	22.22	22.15	21.24	19.15	20.30	19.62	17.27	17.56	19.65	238.88
Prom. Exergía	18.59	18.08	19.08	20.74	20.67	19.82	17.88	18.95	18.31	16.11	16.39	17.88	222.96
B = 0													
Prom. Radiación	15.41	15.59	18.04	21.31	22.14	21.24	19.15	20.30	19.62	17.06	16.27	16.20	222.34
Prom. Exergía	14.38	14.55	16.83	19.89	20.66	19.82	17.88	18.95	18.31	15.93	15.19	15.12	207.52
β Estacional Ajustado	39	39	39	7	7	7	0	0	0	25	25	25	
Prom. Radiación	19.84	19.35	20.35	21.86	22.08	20.76	19.15	20.30	19.62	16.91	17.156	19.65	236.93
Prom. Exergía	18.52	18.06	19.00	20.04	20.60	19.38	17.88	18.95	18.31	15.78	16.39	17.88	221.14
β Anual Ajustado	18	18	18	18	18	18	18	18	18	18	18	18	
Prom. Radiación	18.25	18.10	19.96	22.22	21.50	19.61	17.40	18.55	18.69	17.17	17.43	18.59	227.46
Prom. Exergía	17.03	16.89	18.62	20.73	20.07	18.30	16.24	17.32	17.44	16.03	16.27	17.35	212.30

LITERATURA CITADA

- TIRIS, M., & C. TIRIS, 1998.** Optimum Collector Slope and Model Evaluation: Case study for Gebze, Turkey. *Energy Conversion and Management* 39:167-172.
- JINHUAN Y., 1993.** Further study of optimum tilted angle for fixed photovoltaic arrays. *Acta Energetica Solaris Sinica*. 14:4-7.
- KUMAR, A. & S.S. CHANDEL, 2013.** Tilt angle optimization to maximize incident solar radiation: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 23:503-513.
- NJEGORODOV, N., K.R.S. DEVAN, P.K. JAIN & S. CARLSSON, 1994.** Atmospheric transmittance models and analytical method to predict the optimum slope of an absorber plate, variously oriented at any latitude. *Renewable Energy*. 4, 529.
- PETELA, R., 1964.** Exergy of heat radiation. *ASME Journal of Heat Transfer* 86:187-192.
- KLEIN, S.A., 1961.** Calculation of monthly average insolation on tilted surfaces. *Solar Energy* 19:325.