

SUBSECRETARÍA DE EDUCACIÓN SUPERIOR
DIRECCIÓN GENERAL DE EDUCACIÓN SUPERIOR TECNOLÓGICA
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ



SECRETARÍA DE
EDUCACIÓN PÚBLICA

SEP

TRABAJO PROFESIONAL

COMO REQUISITO PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

QUE PRESENTA:

JESÚS ALBERTO LÓPEZ CHÉVEZ

CON EL TEMA:

**“ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UNA
CHIMENEA SOLAR EN RESIDENCIAL”**

MEDIANTE:

TITULACIÓN INTEGRAL

TUXTLA GUTIERREZ, CHIAPAS

JUNIO 2010

Índice

ITTG.....	I
Nomenclatura.....	IV
Capítulo I.....	1
1.1 Importancia y problemática	2
1.2 Justificación.....	4
1.2.1 Estudios teóricos.....	4
1.2.2 Estudios teóricos-experimentales.....	7
1.2.3 Estudios experimentales.....	9
1.3 Conclusión de la revisión bibliográfica	10
1.4 Objetivo.....	11
1.4.1 Objetivo general.....	11
1.4.2 Objetivos específicos.....	11
1.4.3 Alcances.....	12
1.5 Fundamento teórico.....	12
1.5.1 Fundamentos de transferencia de calor	12
➤ Conducción.....	13
➤ Convección.....	14
➤ Radiación.....	17
➤ Requerimientos de conservación de la energía.....	20
1.5.2 Fundamentos de mecánica de fluidos.....	23
➤ Flujo isentrópico a través de una tobera	23
1.5.3 Termopares	26
➤ Tipos de termopares	27
Capítulo 2.....	29
2.1 Modelo físico.....	30
2.1.1 Chimenea solar con doble placa cilíndrica cónica rellena de concreto	30
2.2 Modelo físico.....	37
2.2.1 Chimenea solar con tres placas cilíndricas cónicas sencillas	37
2.3 Modelo físico.....	41
2.3.1 Chimenea solar con tres placas cilíndricas cónicas dobles, relleno de concreto	41
2.4. Modelo físico.....	44
2.4.1. Chimenea solar con placa cilíndrica cónica sencilla.....	44

Índice

Capítulo 3.....	48
3.1. Diagrama de la chimenea solar.....	49
3.2 Principio de funcionamiento.....	49
3.3 Procedimiento para la elaboración de la chimenea.	50
3.4 Instrumentación.	54
➤ Multímetro KEITHLEY modelo 2700.....	54
➤ Tarjeta de adquisición de datos KEITHLEY 7706 y 7708.....	55
➤ Termopares tipo “T”	55
➤ ExceLINX software para los modelos 2700, 2701 y 2750	56
➤ Procedimiento para operar manualmente multímetro KEITHLEY ...	58
Capítulo 4.....	61
4.1 Datos climáticos medidos.....	62
4.2 Ecuaciones del funcionamiento térmico de la chimenea solar.	64
4.2.1 Coeficientes de transferencia de calor y coeficientes de pérdidas globales.....	64
4.2.2 Propiedades termofísicas del aire.	64
4.2.3 Flujo másico y eficiencia instantánea.....	66
4.3 Resultados experimentales.....	66
4.4 Recomendaciones para trabajos futuros	74
Referencias.....	75

Nomenclatura

Nomenclatura

A	Área de la placa absorbadora, (m^2)
A_r	Razón de áreas, (A_0/A_1)
C_d	Coefficiente de descarga del canal de aire
C_f	Calor específico del aire, (kJ/kgK)
e_{g1}, e_{g2}	Espesor de la cubierta de vidrio, (m)
e_w	Espesor de la placa metálica, (m)
g	Constante de gravedad, ($g = 9.81 \frac{m}{s^2}$)
h_g, h_{g1}, h_{g2}	Coefficiente de transferencia de calor por convección entre la cubierta del vidrio y el aire en el canal, (W/m^2K)
h_{rs}	Coefficiente de transferencia de calor por radiación entre la cubierta de vidrio y el sky, (W/m^2K)
h_{rwg}	Coefficiente de transferencia de calor por radiación entre la placa y la cubierta de vidrio, (W/m^2K)
h_{wind}	Coefficiente de transferencia de calor por convección del viento, (W/m^2K)
H	Radiación difusa, (W/m^2)
k_f	Conductividad térmica del aire, (W/mK)
L	Longitud de la chimenea, (m)
\dot{m}	Razón de flujo másico, (kg/s)
T_a	Temperatura ambiente, (K)

Nomenclatura

T_f ,	Temperatura promedio de aire en el canal, (K)
T_{fi1}	Temperatura del aire a la entrada del canal, (K)
T_{f0} ,	Temperatura del aire a la salida del canal, (K)
T_g ,	Temperatura promedio de la cubierta de vidrio, (K)
T_r	Temperatura del cuarto, (K)
T_{sky}	Temperatura de la bóveda celeste, (K)
T_w	Temperatura promedio de la placa, (K)
U_t	Coefficientes convectivos globales de transferencia de calor desde la parte superior a la cubierta de vidrio, (W/m^2K)
V	Velocidad de viento, (m/s)
V	Velocidad del flujo de aire, (m/s)
Q	Caudal teórico, (m^3/s)

Símbolos griegos

ε_g	Emisividad del vidrio parte superior
ε_w	Emisividad de la superficie de la placa absorbadora negra
β_f	Coefficiente de expansión del aire
σ	Constante de Stefan-Boltzman, ($5.67 * 10^{-8} W/m^2K^4$)
ρ_f	Densidad del aire, (kg/m^3)
μ_f	Viscosidad dinámica del aire, ($kg/m s$)

Nomenclatura

τ	Transmisividad del vidrio
η	Eficiencia instantánea de la chimenea solar (%)
α	Absortividad del vidrio

Capítulo I

En este capítulo se presenta la importancia del estudio teórico- experimental de este proyecto, los objetivos y los alcances del proyecto. Inicialmente se da a conocer la importancia y la problemática. Posteriormente se presenta la justificación relacionada con este tema de investigación, en donde se muestra el estado de arte, mismo que se clasifico en estudios: teóricos, teóricos-experimentales y experimentales. Y por último se presenta las conclusiones de la revisión bibliográfica, los alcances de la investigación y el fundamento teórico.

1.1 Importancia y problemática

En todo el mundo los humanos hemos estado percibiendo cambios climatológicos drásticos debido al calentamiento global, que se refiere al fenómeno del aumento de temperatura del planeta, cuyas consecuencias son: los deshielos de los casquetes polares y glaciares, que hace que el nivel del mar aumente; las sequías y fenómenos meteorológicos extremos (inundaciones, olas de calor, avalanchas, huracanes y tormentas eléctricas). Este acontecimiento es causado directamente por la contaminación de la tierra, agua y aire provocado por las acciones de los seres humanos.

Las máquinas que utilizan combustibles fósiles emiten a la atmósfera sustancias nocivas que contaminan el aire como: dióxido de carbono (CO_2), monóxido de carbono (CO), óxidos de nitrógeno (N_xO_y), hidrocarburos no quemados (HC), compuestos de plomo y anhídrido sulfuroso. Estos provocan enfermedades respiratorias y alergias, algunas de estas sustancias se transforman en otras más perjudiciales que caen a la tierra con la lluvia, produciendo lluvia ácida que daña la vegetación. Si profundizamos en este aspecto nos daremos cuenta que se debe al exceso del consumo de recursos no renovables debido a que la mayor parte de la energía empleada actualmente en el mundo proviene de los combustibles fósiles.

Con base a lo anterior los seres humanos han implementado alternativas para mitigar la contaminación, mediante el uso de los recursos renovables (eólica, solar, geotérmica, hidráulica y bioenergética). En lo particular la energía solar es muy favorable ya que se han desarrollado proyectos sustentables en ventilación y climatización basándose en los sistemas pasivos en la cual utilizan principalmente la energía solar. Se llaman pasivos ya que no utilizan otros dispositivos electromecánicos, caracterizándose por su mínima dependencia de energéticos convencionales, esto se logra gracias a la ventilación natural que es la ventilación en la que la renovación del aire se produce exclusivamente por la acción del viento o por la existencia de un gradiente de temperaturas entre el punto de entrada y el de salida. Consiste en favorecer las condiciones (mediante diferencias de presión

y/o temperatura) para que se produzcan corrientes de aire de manera que el aire interior sea renovado por aire exterior, más frío, oxigenado y descontaminado. Con el propósito de generar condiciones de confort térmico y buena calidad del aire.

Existen diferentes tipos de ventilación en una vivienda o edificación (Awbi, 2003), estos son:

Ventilación simple: cuando el flujo de aire entra a través de una o más aberturas por sólo de la habitación, por ejemplo, a través de una ventana.

Ventilación cruzada: Cuando el aire entra a un lado de una habitación a través de una o más aberturas y sale en el lado opuesto a través de una o más aberturas.

Ventilación por tiro inducido: En este caso la fuerza de flotación es la principal fuerza motriz, donde la altura del tiro es fundamental. Usando el concepto de la ventilación inducida solar podemos mencionar dos tipos de dispositivos los cuales están gobernados por los mismos principios físicos: la pared trombe y la chimenea solar.

El captador de pared trombe está constituida de una pared construida con materiales que puedan acumular calor bajo el efecto de masa térmica (tales como piedra, hormigón, adobe o agua), combinado con un espacio de aire y una cubierta de vidrio. Teniendo un espesor de canal de 50 a 100 mm entre la cubierta de vidrio y la pared permitiendo de esta manera que el aire ascienda. La chimenea solar es muy similar al captador de muro trombe, con la diferencia de que la abertura superior se usa para expulsar aire caliente del canal hacia el exterior y de esta forma producir ventilación del recinto al que se acopla.

La **chimenea solar** pueden ser construida por un solo canal de aire la cual consta de una placa de metal y una de vidrio o de doble canal de aire la cual está constituida por una placa de metal y dos cubiertas de vidrio, la placa de metal está ubicada en la parte central entre las cubiertas de vidrio.

La **chimenea solar** debe estar instalada en la parte más soleada de la edificación o vivienda con una orientación tal que aproveche al máximo la energía solar para

calentar la placa de metal y por ende el aire del canal, provocando una diferencia de densidades entre el aire que se encuentra en el canal y el aire que está en el interior del recinto haciendo que el aire del recinto se eleve y sea expulsado en la parte superior de la chimenea solar con esto se realiza la recirculación del aire dentro del recinto.

Se analizará los parámetros de una chimenea solar para uso residencial de un solo canal de aire de tal manera que se diseñen modelos para la placa absorbidora cumpliendo dicho criterio realizando un estudio teórico-experimental.

1.2 Justificación

A continuación se presenta una clasificación sobre estudios realizados a chimeneas solares, la cual es de la siguiente manera.

- Estudio teóricos.
- Estudio teóricos-experimentales.
- Estudios experimentales.

1.2.1 Estudios teóricos.

Entre los primeros estudios se encuentran el de Bansal et al. (1993) que reporta un modelo de una chimenea solar, ellos consideran una habitación con un volumen de 64 m^3 y un colector solar con dimensiones (1.5 m x 1.5 m x 0.15 m). En sus resultados reportaron un flujo volumétrico de 100 -350 m^3/hr , en un intervalo de radiación solar entre 100 – 1000 W/m^2 , para el colector solar, con un área de 2.25 m^2 y un hueco de canal de 0.15 m.

Ong (2003) simuló el funcionamiento térmico a una chimenea solar, la cual consta de una cubierta de vidrio y una placa metálica absorbidora que a su vez forman un canal, a través el aire calentado se eleva y fluye por convección natural. El autor propuso un modelo matemático para determinar la distribución de temperaturas, aplicando balances de calor en la cubierta de vidrio, en el fluido, y

en la placa absorbadora. Ong comparó sus resultados teóricos con resultados experimentales de Hirunlabh et al (1999). Para la validación de su modelo, utilizó una radiación solar de 400 W/m^2 , con una longitud de 2.0 m y un hueco de aire de 0.145 m de la chimenea solar, encontrando resultados para las temperaturas de: la placa de 69°C , para el flujo de aire de salida de 46°C , para el flujo de aire promedio de 43°C y la razón de flujo de masa de 0.014 kg/s . Los resultados mostraron que la temperatura del aire, la razón de flujo de masa y la eficiencia se incrementan con la radiación solar. El autor concluyó que el modelo teórico es capaz de predecir el rendimiento de la chimenea solar.

Ismail y Henríquez (2006) llevaron a cabo un estudio teórico de una ventana ventilada compuesta por dos cubiertas de vidrio, la cual forma un canal de flujo de aire. El modelo propuesto fue analizado en una dimensión, en estado transitorio y aplicaron el método de balances de calor al canal de flujo de aire y a las cubiertas de vidrio. Implementaron y simularon un modelo numérico matemático de la ventana ventilada de doble vidrio con flujo de aire forzado, el cual fue simulado tomando en cuenta el intercambio de radiación de longitud de onda larga entre las cubiertas de vidrio. Los autores presentan en sus resultados que cuando se incrementa la razón de flujo de masa se reduce la temperatura del vidrio interno y se reduce la ganancia de calor total en comparación con el caso de una simple ventana de vidrio. Ellos realizaron un análisis con y sin intercambio radiativo para la cubierta externa, mostraron el efecto entre la superficie interna y externa de la cubierta de vidrio, encontrando una variación muy pequeña de temperatura alrededor de 0.5°C .

Harris y Helwing (2007) realizaron un estudio teórico a una chimenea con fines de ventilación natural. El modelo de la chimenea consta de una cubierta de vidrio y una placa metálica absorbadora de calor, que a su vez forman un canal de flujo de aire. Los autores hicieron uso de la técnica de modelado de dinámica de fluidos computacional, con el fin de evaluar el impacto del ángulo de inclinación, con doble vidrio y con un acabado de baja emisividad de la placa metálica. En los resultados mostraron que el ángulo de inclinación óptimo para un flujo máximo fue

de 67.5° de la horizontal, dando un 11% en el incremento de la razón de flujo en comparación de una chimenea vertical. Un 10% de eficiencia más alto fue obtenida usando una superficie de la placa a baja emisividad.

Bassiouny y Koura (2008) realizaron un estudio analítico y numérico a una chimenea solar acoplada a una habitación con un volumen de 27 m³ con fines de ventilación natural. La chimenea consta de una cubierta de vidrio y una placa absorbidora mediante las cuales se forma un canal de flujo de aire. En este estudio se aplicó el método de balance global de energía a cada elemento de la chimenea obteniendo tres ecuaciones en función de los coeficientes de transferencia de calor y de las temperaturas. También se aplicó el método de elemento finito para predecir el patrón de flujo. Posteriormente, ellos realizaron un estudio paramétrico en función del ancho y la entrada de la chimenea para conocer el efecto de la ventilación. El parámetro que tuvo mayor efecto sobre el cambio de aire por hora (ACH), fue el ancho de la chimenea. Los autores mostraron en sus resultados que la temperatura media de la placa varía de $T_w=3.51 I^{0.461}$, y la temperatura media del vidrio varía de $T_g=9.15 I^{0.199}$ donde I es la intensidad solar. Los autores realizaron la comparación de sus resultados con Mathur et al. (2006), mostrando una razonable concordancia entre los resultados que obtuvieron durante su análisis.

Arce et al. (2008) realizaron un estudio teórico a una chimenea solar de uso diurno con doble flujo de aire en posición vertical. La chimenea tiene dimensiones de 2.0 m de alto, 1.0 m de ancho y 0.15 m de espesor de canal para ambos flujos de aire. La chimenea solar tiene como elemento principal una placa metálica, la cual está ubicada entre dos cubiertas de vidrio, que a su vez forman dos canales de flujo de aire. En este estudio se aplicó el método de balance de energía global para cada elemento de la chimenea, en el cual se obtuvieron cinco ecuaciones algebraicas y lo expresaron en forma matricial, también implementaron un código numérico para su simulación el cual fue validado con resultados publicados por Ong (2003). Los autores presentaron en sus resultados que las temperaturas de los elementos principales de la chimenea solar se incrementan cuando la longitud de la placa

incrementa, la eficiencia disminuye cuando se incrementa la longitud de la placa. Las temperaturas máximas obtenidas fueron a una longitud de la placa de 2.0 m, con los siguientes valores: para la placa metálica de 54°C, para el fluido de 40°C y para la cubierta de vidrio de 32°C. La eficiencia fue determinada de un 35% para una longitud de 0.25 m a un 11% para una longitud de 2.0 m. Los autores presentaron que la eficiencia se incrementa de un 11% a un 28% y la razón de flujo de masa se incrementa de 0.01 kg/s a 0.03 kg/s, en un intervalo de radiación solar de 60 a 500 W/m².

1.2.2 Estudios teóricos-experimentales.

Hirunlabh et al. (1999) realizaron un estudio teórico-experimental de una casa solar con fines de ventilación. Como modelo experimental usaron una casa solar con dimensiones de 2.68 m de alto y un área de base de 3.35 x 3.45 m. La chimenea solar usada en este trabajo consta de una placa metálica y una cubierta de vidrio, los cuales forman un canal de flujo de aire. Aplicaron el método de bancos de calor global obteniendo un modelo matemático que permitió determinar las temperaturas y el flujo de aire volumétrico. En sus resultados experimentales mostraron que la placa metálica puede inducir ventilación natural. También presentaron el promedio máximo del flujo másico del aire durante el periodo de calor (10:00–16:00 hrs) que fue cerca de 0.015 kg/s. La diferencia que presentan entre la simulación y los resultados medidos fue aproximadamente del 10%.

Afonso y Oliveira (2000) realizaron un estudio teórico-experimental a una chimenea solar con fines de mejorar la ventilación natural en habitaciones. El estudio se llevó a cabo para una chimenea solar y una convencional, la primera permitió la captación de la radiación solar y la otra no. Ambas chimeneas tienen una sección transversal interna de 0.2 x 1 m y 2 m de altura. El muro fue hecho de ladrillo (10 cm de espesor) y con aislamiento exterior (5 cm) para la chimenea solar. Los autores desarrollaron un modelo simplificado y un programa de cómputo que permitió la cuantificación de la razón de flujo de ventilación natural asistida solar, así como también el almacenamiento de energía en el muro de la chimenea,

tomando en cuenta la variación del tiempo en condiciones climáticas. Los resultados obtenidos del modelo predijeron satisfactoriamente los resultados experimentales, los cuales fueron obtenidos con la técnica de trazado de gas en las chimeneas.

Ong y Chow (2003) realizaron un estudio teórico-experimental de una chimenea solar. La chimenea hizo uso de una cubierta de vidrio y una placa absorbadora mediante la cual se forma un canal de flujo de aire. La chimenea como modelo experimental utilizó una caja rectangular de 2.0 m de alto x 0.48 m de ancho x 1.02 m de fondo. La parte superior, la base y las paredes laterales fueron fabricadas de 22 mm de espesor de hojas laminadas de poliuretano rígido ambos lados con 1 mm de espesor de revestimiento de hojas de acero. Una abertura en la parte inferior de la placa permite que el aire de la habitación entre al canal y por convección natural fluya hacia el exterior. Los autores en el estudio teórico propusieron un modelo matemático con la finalidad de predecir el rendimiento térmico de la chimenea solar. Las ecuaciones de transferencia de calor en estado permanente fueron obtenidas a través de un circuito eléctrico y su solución fue obtenida por el método de la matriz invertida. El modelo teórico fue verificado con resultados del modelo experimental. La velocidad de aire que obtuvieron fue de 0.25 m/s y 0.39 m/s para una radiación solar mayor de 650 W/m².

Mathur et al. (2006) realizaron un estudio teórico-experimental de una chimenea solar para ventilar una habitación de 27 m³. Como modelo experimental utilizaron una cámara cúbica de madera (1 x 1 x 1 m³). El modelo físico consta de una cubierta de vidrio y una placa metálica absorbadora que entre ellas forman un canal de aire, en la parte inferior tiene un hueco donde el aire entra de la habitación y fluye hacia el exterior. En este estudio el experimento llevado a cabo fue con dimensiones diferentes del hueco de aire (0.1, 0.2 y 0.3 m) y diferentes alturas del absorbador (0.7, 0.8 y 0.9), aplicaron el método de balances globales a los elementos principales obteniendo un sistema de ecuaciones lineales para determinar la temperatura de cada elemento, implementaron un programa de computo para el cálculo de la velocidad del flujo de aire y la variación de la razón

de flujo de aire. Los autores encontraron una desviación del 23% entre los valores teóricos y experimentales. La ventilación máxima registrada fue de 5.6 de cambio de aire por hora para un hueco de aire de 0.3 m y 0.85 m de altura del tiro de la chimenea a una radiación solar de 700 W/m². Encontraron que el modelo puede predecir el rendimiento de dichos sistemas y que el enfoque que se dio a este análisis también es aplicable a pequeñas chimeneas solares.

Lee y Strand (2009) determinaron el impacto energético de la chimenea térmica bajo un programa de simulación llamado EnergyPlus para tres diferentes condiciones de clima (Spokane, Minneapolis y Phoenix). Describieron el algoritmo de modelado. Los autores realizaron un estudio paramétrico a la chimenea analizando el efecto de los parámetros de entrada de funcionamiento que afectan a la razón de ventilación natural. Los parámetros de entrada fueron: el alto de la chimenea, la absorción solar, la transmitancia solar y el ancho del hueco de aire. Los autores presentaron en sus resultados que, para alturas de la chimenea (3.5 – 9.5 m) de las localidades de Minneapolis, Phoenix y Spokane obtuvieron flujos máxicos de 0.035 - 0.065, 0.06 – 0.1, 0.075 – 0.13 m³/s respectivamente. En el efecto de la transmitancia solar encontraron que el flujo máxico aumentó en un 40%, 38% y 36% en Minneapolis, Spokane y Phoenix respectivamente. También, encontraron que el flujo máxico es reducido por el ancho del hueco del aire indicando que la reducción del hueco mejora la razón de flujo para la ventilación natural.

1.2.3 Estudios experimentales.

Arce et al. (2009) determinaron experimentalmente el rendimiento térmico de una chimenea solar para ventilación natural para uso nocturno, su estudio fue realizado a escala completa. El modelo físico consta de una cubierta de vidrio y una placa absorbadora, hecha de concreto como elementos principales, con el fin de absorber la máxima radiación solar, formando entre ellas un canal de flujo de aire. Para una radiación solar de 604 W/m² encontraron un incremento máximo de 7°C de la temperatura del aire alrededor de las 13:00 horas. Los autores

encontraron que la razón máxima de flujo de aire fue de 374 m³/h para una velocidad de viento máxima, y para una velocidad de viento mínima fue de 50 m³/h, obtuvieron un promedio de la razón de flujo de aire de 177 m³/h de las 0:00 horas a 24:00 horas. También, determinaron experimentalmente **el coeficiente de descarga para el modelo físico obteniendo un valor de 0.52**, este valor se puede usar para determinar el flujo volumétrico y el flujo másico aplicado a modelos teóricos para chimeneas solares, con geometría similar.

1.3 Conclusión de la revisión bibliográfica

Las chimeneas solares son dispositivos diseñados para la ventilación natural. En la literatura se emplean métodos como: balances globales de energía y paquetes computacionales como: dinámica de fluidos computacional (CFD), C++, EnergyPlus, entre otros, los cuales permiten mejorar el funcionamiento térmico. Algunos autores, entre otros han reportado en sus resultados valores de eficiencias, flujos volumétricos y másicos, como se muestra a continuación:

1) Bansal et al. (1993) presentaron valores de flujos volumétricos entre 100 – 350 m³/h para un intervalo de irradiancias de 100 – 1000 W/m² para una área de 2.25 m² con un hueco de aire de 0.15 m de la chimenea.

2) Ong (2003) presentó flujos másicos de 0.014 Kg/s para una irradiancias de 400 W/m² una longitud de 2.0 m a un hueco de 0.145 m.

3) Arce et al. (2008) presentó un estudio teórico de una chimenea con doble flujo de aire, de sus resultados presenta valores de flujos másicos entre 0.01 – 0.03 Kg/s y una eficiencia entre 11 – 28 % para un intervalo de irradiancias 60 a 500 W/m² para una longitud de 2.0 m a un hueco de aire de 0.15 m.

Todos los estudios descritos en la revisión bibliográfica han sido para geometrías específicas.

En general, en la literatura existen estudios de chimeneas de un canal de flujo de aire y un estudio de una chimenea con doble canal realizada por Arce et al.

(2008), en la que presenta resultados para una geometría de 2.0 m de longitud por 1.0 m de ancho y hueco de canal de aire de 0.15 m, la cual fue verificada reduciendo al caso reportado por Ong en 2003. Hasta aquí como se presentó en el estudio bibliográfico, solo se han realizado estudios en estado permanente de chimeneas solares para dimensiones específicas. Por lo tanto, en este estudio de investigación se llevará a cabo un estudio experimental (diseño de la geometría de la placa absorbidora para obtener los coeficientes de transferencia de calor, coeficientes de pérdidas globales, flujo másico, eficiencia instantánea y propiedades termofísicas del aire) en estado permanente.

1.4 Objetivo.

1.4.1 Objetivo general.

Caracterización de una chimenea solar para residencial

1.4.2 Objetivos específicos.

- a) Realizar un estudio paramétrico del sistema y proponer diseños de las placas absorbedoras de la chimenea solar
- b) Dimensionar óptimamente la placa absorbidora para una buena eficiencia térmica.
- c) Construcción de la chimenea solar con los cambios establecidos en el diseño.
- d) Realizar estudios experimentales de la nueva chimenea solar.

1.4.3 Alcances.

1. Se dibujará a mano alzada los diseños geométricos de las placas absorbedoras y se elegirá la más convincente en sus parámetros y expectativas del funcionamiento, una vez establecido el nuevo diseño se dibujará en **SOLIDWORKS**.
2. Presentar cuatro modelos diferentes de la chimenea solar caracterizándose por tener en común la misma geometría en la placa absorbidora diferenciándose en su configuración y se escogerá el más adecuado para realizar estudios teóricos-experimentales.
3. Construcción de la chimenea solar elegida para realizar estudios teóricos-experimentales.

1.5 Fundamento teórico

1.5.1 Fundamentos de transferencia de calor

La energía se puede transferir mediante las interacciones de un sistema con su alrededor. Estas interacciones se denominan trabajo y calor. Sin embargo, la termodinámica trata de los estados finales del proceso durante el cual ocurre una interacción o la rapidez con la que ésta se produce.

¿Qué es la transferencia de calor?

Transferencia de calor (o energía) es la energía en tránsito debido a una diferencia de temperaturas

Siempre que exista una diferencia de temperatura en un cuerpo o entre cuerpos, debe ocurrir una transferencia de calor, nos referimos a los diferentes tipos de procesos de transferencia de calor como *modos*. Conducción, Convección y Radiación térmica.

➤ Conducción

La conducción se considera como la transferencia de energía de las partículas más energéticas a las menos energéticas a las menos energéticas de una sustancia debido a las interacciones entre las mismas.

En presencia de un gradiente de temperatura. La transferencia de energía por conducción debe ocurrir en la dirección de la temperatura decreciente. El punto de vista moderno es atribuir la transferencia de energía a ondas reticulares inducidas por el movimiento atómico. En un no conductor, la transferencia de energía se da exclusivamente por la vía de estas ondas reticulares, en un conductor la transferencia de energía se debe al movimiento de traslación de los electrones libres.

Es posible cuantificar los procesos de transferencia de calor en términos de las ecuaciones o modelos apropiados. Estas ecuaciones o modelos sirven para calcular la cantidad de energía que se trasfiere por unidad de tiempo. Para la conducción de calor, la ecuación o modelo se conoce como **'ley de Fourier'**.

Para la pared unidimensional que se muestra en la Figura 1.1. La cuál tiene una distribución de temperatura $T(x)$, la ecuación o modelo se expresa como

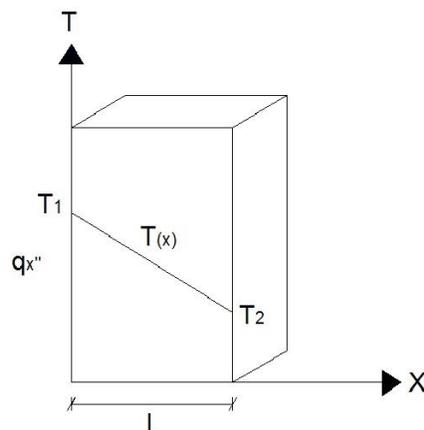
$$q_{x''} = -k \frac{dT}{dx} \quad (1.1)$$


Figura 1.1 transferencia unidimensional de calor por conducción (difusión de energía)

El flujo de calor o transferencia de calor por unidad de área $q_{x''}$ ($\frac{w}{m^2}$) es la velocidad con la que se transfiere calor en la dirección x . La constante de proporcionalidad k es una propiedad de transporte conocida como **conductividad térmica** ($\frac{w}{m \cdot k}$). El signo menos es una consecuencia del hecho de que el calor se transfiere en la dirección de temperatura decreciente. En las ecuaciones de estado estable que se muestran en la Figura 1.1, donde la distribución de temperatura es lineal el gradiente de temperatura se expresa.

$$\frac{dT}{dx} = \frac{T_2 - T_1}{L}$$

Y el flujo de calor entonces es.

$$q_{x''} = -k \frac{T_2 - T_1}{L}$$

$$q_{cond} = q_{x''} = k \frac{T_1 - T_2}{L} = k \frac{\Delta T}{L} \quad (1.2)$$

➤ Convección

El modo de transferencia de calor por convección se compone de dos mecanismos. Además de la transferencia de energía debida al movimiento molecular aleatorio (difusión), la energía también se transfiere mediante el movimiento global o macroscópico de fluido.

La contribución debida al movimiento molecular aleatorio (difusión) domina cerca de la superficie donde la velocidad del fluido es baja. Una consecuencia de la interacción de fluido-superficie es el desarrollo de una región en el fluido en la que la velocidad varía de cero en la superficie a un valor finito U_∞ asociado con el flujo. Esta región del flujo se conoce como **capa límite hidrodinámica o de velocidad**.

La contribución debida al movimiento volumétrico del fluido se origina del hecho de que la capa límite crece a medida que el fluido avanza en la dirección x .

La transferencia de calor por convección se clasifica de acuerdo con la naturaleza del flujo. Hablamos de convección forzada y convección libre (o natural)

Convección forzada: cuando el flujo es causado por medios externos, como un ventilador, una bomba o vientos atmosféricos.

Convección libre (o natural): el flujo es inducido por fuerzas de empuje que surgen a partir de diferencias de densidades ocasionadas por variaciones de temperaturas en el fluido.

Un ejemplo es la transferencia de calor por convección libre, que ocurre a partir de componentes calientes sobre un arreglo vertical de tarjetas de circuitos en el aire inmóvil Figura 1.2 b

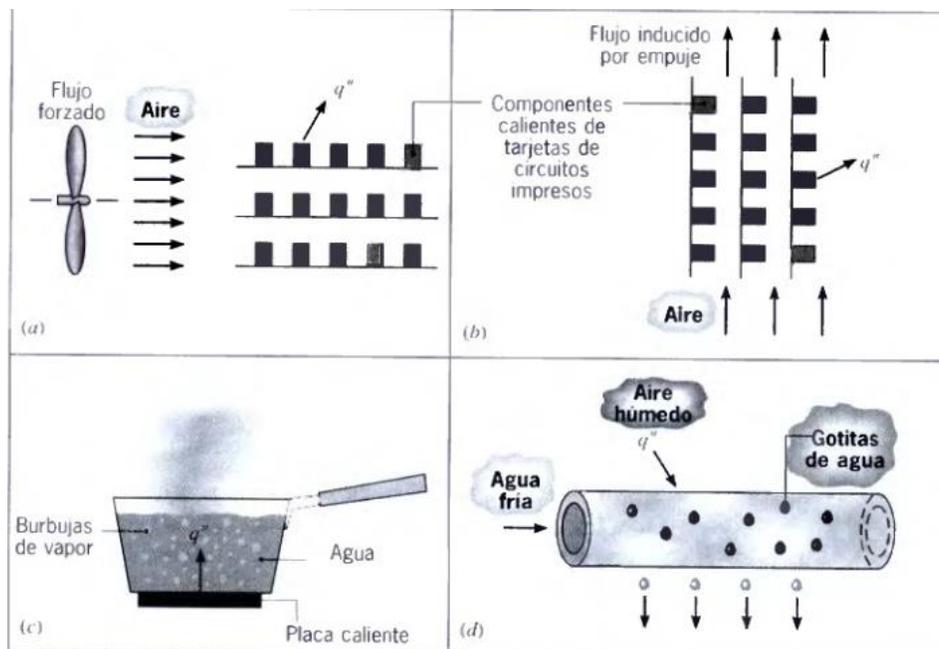


Figura 1.2 Procesos de transferencia de calor a) convección forzada b) convección natural c) Ebullición d) Condensación

El aire que hace contacto con los componentes experimenta un aumento de temperatura y, en consecuencia una reducción de su densidad. Como ahora es más ligero el aire de los alrededores, las fuerzas de empuje inducen un

movimiento vertical por el que el aire caliente que asciende de las tarjetas es reemplazado por un flujo de entrada de aire ambiental más frío.

Tabla 1.1 valores típicos del coeficiente de transferencia de calor por convección

Proceso	$h \left(\frac{w}{m^2k} \right)$
Convección libre	
Gases	2-25
Líquido	50-1000
Convección con cambios de fase	
Ebullición o condensación	2500-100000
Convección forzada	
Gases	25-250
Líquido	50-20000

Hemos descrito el modo de transferencia de calor por convección como la transferencia de energía que ocurre dentro de un fluido. Por lo general debido a los efectos combinados de conducción y movimiento global del fluido, la energía que se transfiere es la **energía sensible** o **energía térmica interna** del fluido. Sin embargo, hay procesos de convección en los que existe, además, intercambio de **calor latente**. Este generalmente se asocia con un cambio de fase entre los estados líquido y vapor del fluido. Dos casos especiales de interés en este texto son la **ebullición y la condensación**, por ejemplo la transferencia de calor por convección resulta del movimiento de fluido inducido por las burbujas de vapor generados en el fondo de una cacerola en la que se está hirviendo agua (Figura 1.2c) o por la condensación de vapor de agua sobre la superficie externa de una tubería de agua (Figura 1.2d)

Sin importar la naturaleza particular del proceso de transferencia de calor por convección, la ecuación o modelo apropiado es de la forma.

$$q'' = h(T_s - T_\infty) \quad (1.3 a)$$

Donde q'' es el flujo de calor por convección $\left(\frac{w}{m^2} \right)$, es proporcional a la diferencia entre las temperaturas de la superficie y del fluido, T_s y T_∞ respectivamente. Esta

expresión se conoce como la ley de enfriamiento de Newton y la constante de proporcionalidad $h \left(\frac{w}{m^2 k} \right)$. Se denomina **coeficiente de transferencia de calor por convección**. Este depende de las condiciones en la capa límite, en las que influyen la geometría de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido y una variedad de propiedades termodinámicas del fluido y de transporte.

Cuando se usa la Ecuación 1.3a, se supone que el flujo de calor por convección es positivo si el calor se transfiere desde la superficie $T_s > T_\infty$ y negativo si el calor se transfiere hacia la superficie $T_\infty > T_s$. Sin embargo, si $T_\infty > T_s$, no hay nada que nos impida expresar la ley de enfriamiento de Newton como

$$q'' = h(T_\infty - T_s) \quad (1.3 b)$$

En cuyo caso la transferencia de calor es positiva si es hacia la superficie.

➤ Radiación.

La radiación térmica es la energía emitida por la materia que se encuentra a una temperatura finita. Aunque centremos nuestra atención en la radiación de superficies sólidas, esta radiación también puede provenir de líquidos y gases.

La energía del campo de radiación es transportada por ondas electromagnéticas (o alternativamente, fotones).

La transferencia de energía por conducción y convección requiere la presencia de un medio material. **La radiación no lo precisa**, la transferencia de radiación ocurre de manera más eficiente en el vacío. Considere los procesos de transferencia de radiación para la superficie de la Figura 1.3a.

La radiación que la superficie emite se origina a partir de la energía térmica de la materia limitada por la superficie y la velocidad a la que libera energía por unidad de área $\left(\frac{w}{m^2} \right)$ se denomina **potencia emisiva superficial E**. hay un límite superior para la potencia emisiva que es establecida por la ley de **Stefan-Boltzman**.

$$E_b = \sigma T_s^4 \quad (1.4)$$

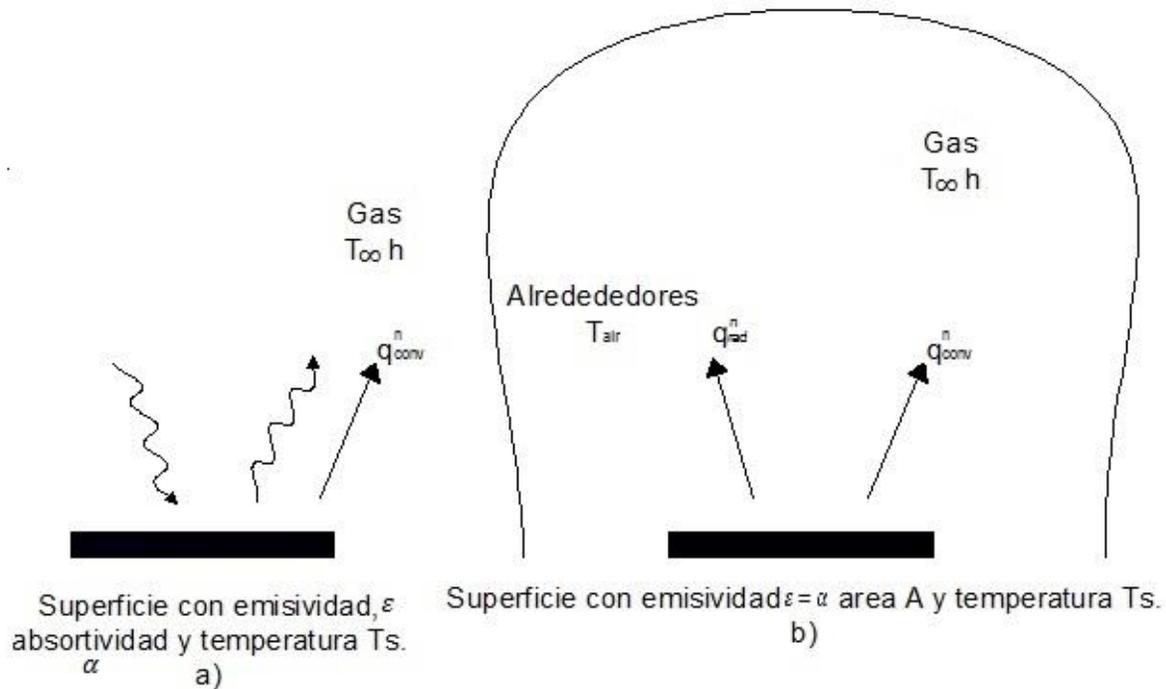


Figura 1.3 Intercambio de radiación a) en la superficie b) entre una superficie y sus alrededores.

Donde T_s es la temperatura absoluta (k) de la superficie y σ es la constante de **Stefan-Boltzman**. ($\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \frac{w}{m^2 k^4}$). Dicha superficie se llama radiador ideal o cuerpo negro

El flujo de calor emitido por una superficie real es menor que el de un cuerpo negro a la misma temperatura y está dado por

$$E = \varepsilon \sigma T_s^4 \quad (1.5)$$

Donde ε es una propiedad de radiativa de la superficie denominada *emisividad* con valores en el rango $0 \leq \varepsilon \leq 1$ esta propiedad proporcionada una medida de la eficiencia con que una superficie emite energía en relación con un cuerpo negro.

La radiación también puede incidir sobre una superficie desde sus alrededores. Sin tener en cuenta la fuente, designamos la velocidad a la que toda esa radiación incide sobre un área unitaria de la superficie como la irradiación G (Figura 1.3a), una parte de la irradiación, tal vez sea absorbida por la superficie, y así incrementaría la energía térmica de material.

La velocidad a la que la energía radiante es absorbida por área superficial unitaria se evalúa a partir del conocimiento de una propiedad adiativa de la superficie denominada *absortividad* α es decir

$$G_{abs} = \alpha G \quad (1.6)$$

Donde $0 \leq \alpha \leq 1$, si $\alpha < 1$ y la superficie es opaca. Si la superficie es semitransparente, partes de la irradiación también se transmiten.

Un caso especial que ocurre con frecuencia implica el intercambio de radiación entre una superficie pequeña a T_s y una superficie isotérmica mucho más grande que rodea por completo a la pequeña (Figura 1.3b). Los alrededores podrán ser, por ejemplo las paredes de un cuarto o un horno cuya temperatura T_{alr} es diferente de la de una superficie rodeada ($T_{alr} + T_s$).

La irradiación se aproxima con la emisión de un cuerpo negro a T_{alr} . Caso en el que $G = \sigma T_s^4$. Si se supone que la superficie es tal que $\alpha = \varepsilon$ (superficie gris), la velocidad neta de transferencia de calor por radiación desde la superficie, expresada por unidad de área de la superficie es

$$q_{rad}^n = \frac{q}{A} = \varepsilon E_b(T_s) - \alpha G = \varepsilon \sigma (T_s^4 - T_{alr}^4) \quad (1.7)$$

Hay muchas aplicaciones para la que es conveniente expresar el intercambio neto de calor por radiación de la forma

$$q_{rad} = h_r A (T_s - T_{alr}) \quad (1.8)$$

De donde la Ecuación 1.7 el coeficiente de transferencia de calor por radiación es:

$$h_r = \varepsilon \sigma (T_s - T_{alr}) (T_s^2 + T_{alr}^2) \quad (1.9)$$

Para las condiciones de la Figura 1.3b, la velocidad total de transferencia de calor desde la superficie es entonces

$$q = q_{conv} + q_{rad} = hA(T_s - T_\infty) + \varepsilon A \sigma (T_s^4 - T_{alr}^4) \quad (1.10)$$

La disciplina de transferencia de calor busca llevar a cabo lo que la termodinámica es intrínsecamente incapaz de hacer esto es, cuantificar la velocidad a la que ocurre la transferencia de calor en términos del grado de desequilibrio térmico.

➤ **Requerimientos de conservación de la energía.**

El tema de transferencia de calor se considera una extensión de la termodinámica, a su vez, para muchos problemas de transferencia de calor la primera ley de termodinámica útil, a menudo esencial. En prevención de este tipo de problemas se obtendrá ahora las formulaciones.

Conservación de la energía para un volumen de control

Para aplicar la primera ley, necesitamos primero identificar el volumen de control, una región de espacio limitada por una superficie de control a través de la cual pueden pasar la energía y la materia. Una vez que se identifica el volumen de control, debe identificarse una base temporal adecuada.

Hay dos opciones. Como la primera ley debe satisfacer en todos y cada uno de los **instantes de tiempo t** , una opción implica formular la ley sobre una **base de velocidades**; es decir, en cualquier instante debe haber un balance entre todas **las velocidades de energía** medidas en joule por segundo (W).

De acuerdo a la **base temporal** las formulaciones de la primera ley más conveniente de calor se expresa como sigue.

En un instante t

La velocidad a la que la energía térmica y mecánica ingresa en un volumen de control, más la velocidad a la que genera energía térmica dentro del volumen de control, menos la velocidad a la que sale energía térmica y mecánica del volumen de control debe ser igual a la velocidad de incremento de la energía almacenada dentro del volumen de control.

En un intervalo de tiempo (Δt).

La cantidad de energía térmica y mecánica que ingresa en un volumen de control, más la cantidad de energía térmica que se genera dentro del volumen de control,

menos la cantidad de energía térmica y mecánica que sale del volumen de control debe ser igual al incremento en la cantidad de energía almacenada en el volumen de control.

Considerando una aplicación de la conservación de la energía al volumen de control, además de identificar los términos de energía. En un instante, estos términos incluyen la velocidad a la que la energía térmica y mecánica entra y sale a través de las superficies de control. \dot{E}_{ent} y \dot{E}_{sal} . También es posible generar energía térmica a este proceso se le llama **generación de energía** y la velocidad a la que ocurre se denomina \dot{E}_g . La velocidad de cambio de la energía almacenada dentro del volumen de control $\frac{dE_{alm}}{dt}$ se designa \dot{E}_{alm} .

Una forma general del requerimiento de conservación de la energía se expresa entonces en una **base de velocidades** como

$$\dot{E}_{ent} + \dot{E}_g - \dot{E}_{sale} = \frac{dE_{alm}}{dt} \equiv \dot{E}_{alm} \quad (1.11 a)$$

La Ecuación 1.11a se aplica en cualquier instante de tiempo, la forma alternativa para un intervalo de tiempo Δt se obtiene integrando la Ecuación 1.11a sobre el tiempo:

$$\dot{E}_{ent} + \dot{E}_g - \dot{E}_{sale} = \Delta E_{alm} \quad (1.11 b)$$

El almacenamiento de energía es también un **fenómeno volumétrico** y los cambios de volumen se deberán a cambios en las energías internas, cinética y lo potencial de su contenido. Para un intervalo de tiempo: Δt , el término de almacenamiento de la Ecuación 1.11b, ΔE_{alm} se puede igualar a la suma $\Delta U + \Delta KE + \Delta PE$. El cambio en la **energía interna: ΔU** , consiste en un componente sensible o térmico, que explica los movimientos traslacional, y vibracional de los átomos y moléculas que componen la materia; **un componente latente**, que relaciona las fuerzas intermoleculares que fluyen en el cambio de fase entre los estados sólidos, líquidos y vapor, **un componente químico**, que explica la energía almacenada en las uniones químicas entre átomos y un **componente nuclear** que explica las fuerzas de unión.

Los cambios en el almacenamiento de energía se debe solo a cambios en las energías térmica interna y/o, en el cambio de fase, en las energías latente ($\Delta E_{alm} = \Delta U = \Delta U_t + \Delta U_{lat}$).

Balance de energía en una superficie.

En este caso especial la superficie de control no incluye masa, volumen y aparece como se muestra en la Figura 1.4. En concordancia, los términos de generación y almacenamiento de la expresión de conservación de, Ecuación 1.11a, ya no son relevantes y sólo es necesario tratar con el fenómeno superficial. Para este caso requerimientos de conservación se convierte en

$$\dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sale} = 0 \quad (1.12)$$

Este requerimiento de conservación es válido para las condiciones de estado estable y transitorio.

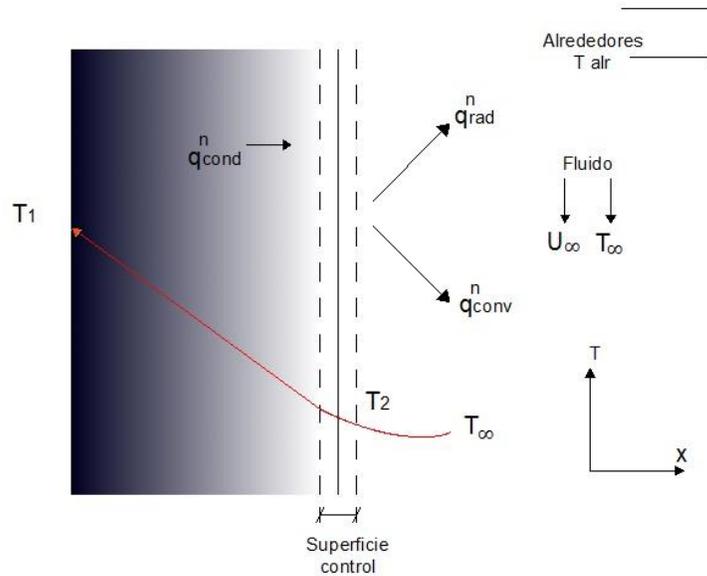


Figura 1.4 Balance de energía para conservación en la superficie de un medio.

En la Figura 1.4 se muestran tres formas de transferencia de calor para la superficie de control. En una base de área unitaria. Estas son conducción desde el medio hacia la superficie de control (q_{cond}^n), convección desde la superficie hacia el fluido (q_{conv}^n), e intercambio de radiación neta desde la superficie hacia los alrededores (q_{rad}^n). El balance de energía toma entonces la forma.

$$q_{cond}^n + q_{conv}^n - q_{rad}^n = 0 \quad (1.13)$$

1.5.2 Fundamentos de mecánica de fluidos

➤ Flujo isentrópico a través de una tobera

Existen muchas aplicaciones en las que fluye gas a través de un tubo o conducto que tiene un área variable en el cual un flujo isentrópico continuo, uniforme es una buena aproximación de la situación de flujo existente. El difusor cerca de la parte delantera de un avión de reacción, los gases de escape que pasan a través de las aspas de una turbina, las toberas en un motor de cohete, un oleoducto de gas natural roto, y los dispositivos de medición de flujo de gas son ejemplos de situaciones que pueden ser modeladas con un fluido de gas son ejemplos de situaciones que pueden ser modeladas con un fluido continuo. Uniforme, isentrópico Considere el flujo a través del volumen de control mostrado en la Figura 1.5. Con un área que cambia la ecuación de continuidad

$$\rho AV = \text{const.} \quad (1.14.1)$$

Aplicada entre dos secciones separadas por una distancia dx adopta la forma

$$\rho AV = (\rho + d\rho)(A + dA)(V + dV) \quad (1.4.2)$$

Si se conservan los términos de primer grado en las cantidades diferenciales, la Ecuación 1.14.2 se escribe como

$$\frac{dV}{V} + \frac{dA}{A} + \frac{d\rho}{\rho} = 0 \quad (1.14.3)$$

La Ecuación de energía se escribe

$$\frac{V^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p}{\rho} = \text{const.} \quad (1.14.4)$$

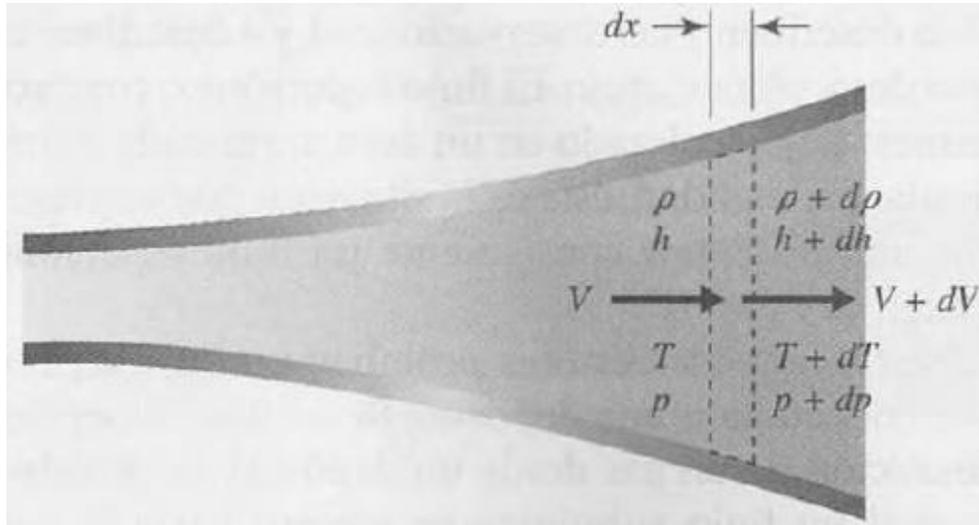


Figura 1.5 Flujo uniforme, isentrópico.

Para la aplicación presente se tiene

$$\frac{V^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p}{\rho} = \frac{(V + dV)^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p + dp}{\rho + d\rho} \quad (1.14.5)$$

O de nuevo, si se conservan solo los términos de primer grado,

$$V dV + \frac{k}{k-1} \frac{\rho dp - p d\rho}{\rho^2} = 0 \quad (1.14.6)$$

Para un proceso isentrópico se utiliza la Ecuación 1.19.17 y el resultado es

$$V dV + k \frac{p}{\rho^2} d\rho = 0 \quad (1.14.7)$$

Si se sustituye $\frac{d\rho}{\rho}$ con la expresión de la Ecuación 1.14.3, la ecuación anterior se vuelve

$$\frac{dV}{V} \left(\frac{\rho V^2}{kp} - 1 \right) = \frac{dA}{A} \quad (1.14.8)$$

En función de la velocidad del sonido se escribe como

$$\frac{dV}{V} \left(\frac{\rho V^2}{c^2} - 1 \right) = \frac{dA}{A} \quad (1.14.9)$$

Si se introduce el número de Mach se obtiene la muy importante relación

$$\frac{dV}{V} (M^2 - 1) = \frac{dA}{A} \quad (1.14.10)$$

La velocidad del sonido c está dada por

$$c = \sqrt{\frac{kp}{\rho}} \quad (1.14.11)$$

O, si se utiliza la ley del gas ideal,

$$c = \sqrt{kRT} \quad (1.14.12)$$

Para un gas ideal una aproximación isotérmica conduce a

$$c = \sqrt{RT} \quad (1.14.13)$$

Una cantidad importante utilizada en el estudio de flujos compresibles es la velocidad adimensional llamado número de Mach

$$M = \frac{V}{c} \quad (1.14.14)$$

Para un flujo uniforme isentrópico en un área cambiante. Con base en la Ecuación 1.14.10 se hacen las observaciones siguientes:

- 1) Si el área se incrementa, $dA > 0$ y $M < 1$, se ve que dV debe ser negativa, es decir, $dV < 0$. El flujo se desacelera en este flujo subsónico.
- 2) Si el área se incrementa y $M > 1$, se ve que $dV > 0$; por consiguiente el flujo se acelera en la sección divergente en este flujo supersónico.
- 3) Si el área disminuye y $M < 1$, entonces $dV > 0$, y el flujo se acelera.
- 4) Si el área disminuye y $M > 1$, entonces $dV < 0$, y el flujo se desacelera.
- 5) En una garganta donde $dA = 0$ o $dV = 0$ o $M = 1$, o posiblemente ambos.

Si una **tobera** se define como un dispositivo que acelera el flujo, se ve que las observaciones 2 y 3 la describen y las observaciones 1 y 4 describen un **difusor**, que es un dispositivo de que desacelera el flujo.

Se puede determinar una expresión para el flujo de masa a través de la tobera mediante la ecuación

$$\dot{m} = \rho AV \quad (1.14.15)$$

1.5.3 Termopares

Un termopar es un transductor formado por la unión de dos metales distintos que produce una diferencia de potencial muy pequeña (del orden de los milivoltios) que es función de la diferencia de temperatura entre uno de los extremos denominado punto caliente o unión caliente o de medida y el otro llamado punto frío o unión fría o de referencia (efecto Seebeck).

El efecto Seebeck o también llamado **efecto termoeléctrico** es la conversión directa de la diferencia de temperatura a voltaje eléctrico y viceversa. Un dispositivo termoeléctrico crea un voltaje cuando hay una diferencia de temperatura a cada lado.

Normalmente los termopares industriales están compuestos por un forro, que no es más que un tubo de acero inoxidable u otro material. En un extremo de ese forro está la unión, y en el otro el terminal eléctrico de los cables, protegido dentro de una caja redonda de aluminio (cabezal).

En Instrumentación industrial, los termopares son usados como sensores de temperatura. Son económicos, intercambiables, tienen conectores estándar y son capaces de medir un amplio rango de temperaturas. Su principal limitación está en la exactitud, pues es fácil obtener errores del sistema cuando se trabaja con temperaturas inferiores a un grado Celsius.

Los termopares están disponibles en diferentes modalidades, como *sondas*. A la hora de seleccionar una *sonda* de este tipo debe tenerse en consideración el tipo de conector. Los dos tipos son el modelo *estándar*, con pines redondos y el modelo *miniatura*, con pines chatos, siendo estos últimos (contradictoriamente al nombre de los primeros) los más populares.

Otro punto importante en la selección es el **tipo de termopar**, el aislamiento y la construcción de la sonda. Todos estos factores tienen un efecto en el rango de temperatura a medir, precisión y fiabilidad en las lecturas.

➤ **Tipos de termopares**

- **Tipo K** (Cromel (aleación de Ni-Cr) / Alumel (aleación de Ni -Al)): con una amplia variedad de aplicaciones, está disponible a un bajo costo y en una variedad de sondas. Tienen un rango de temperatura de $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $+1372\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una sensibilidad $41\mu\text{V}/^{\circ}\text{C}$ aproximadamente. Posee buena resistencia a la oxidación.
- **Tipo E** (Cromel / Cobre-Níquel): No son magnéticos y gracias a su sensibilidad, son ideales para el uso en bajas temperaturas, en el ámbito criogénico. Tienen una sensibilidad de $68\text{ }\mu\text{V}/^{\circ}\text{C}$.
- **Tipo J** (Hierro / Cobre-Níquel): Su rango de utilización es de $-270/+1200^{\circ}\text{C}$. Debido a sus características se recomienda su uso en atmósferas inertes, reductoras o en vacío, su uso continuado a 800°C no presenta problemas, su principal inconveniente es la rápida oxidación que sufre el hierro por encima de 550°C y por debajo de 0°C es necesario tomar precauciones a causa de la condensación de vapor de agua sobre el hierro.
- **Tipo T** (Cobre / Cobre-Níquel): ideales para mediciones entre -200 y $260\text{ }^{\circ}\text{C}$. Resisten atmósferas húmedas, reductoras y oxidantes y son aplicables en criogenia. El tipo termopares de T tiene una sensibilidad de cerca de $43\text{ }\mu\text{V}/^{\circ}\text{C}$.
- **Tipo N** (Nicrosil (Ni-Cr-Si) / Nisil (Ni-Si)): es adecuado para mediciones de alta temperatura gracias a su elevada estabilidad y resistencia a la oxidación de altas temperaturas, y no necesita del platino utilizado en los tipos B, R y S que son más caros.

Por otro lado, los termopares tipo B, R y S son los más estables, pero debido a su baja sensibilidad ($10\text{ }\mu\text{V}/^{\circ}\text{C}$ aprox.) Generalmente son usados para medir altas temperaturas (superiores a 300°C).

- **Tipo B** (Platino (Pt)-Rodio (Rh)): son adecuados para la medición de altas temperaturas superiores a 1800°C . Los tipos B presentan el mismo resultado a 0°C y 42°C debido a su curva de temperatura/voltaje, limitando así su uso a temperaturas por encima de 50°C .

- **Tipo R** (Platino (Pt)-Rodio (Rh)): adecuados para la medición de temperaturas de hasta 1300°C . Su baja sensibilidad ($10\ \mu\text{V}/^{\circ}\text{C}$) y su elevado precio quitan su atractivo.
- **Tipo S** (Platino / Rodio): ideales para mediciones de altas temperaturas hasta los 1300°C , pero su baja sensibilidad ($10\ \mu\text{V}/^{\circ}\text{C}$) y su elevado precio lo convierten en un instrumento no adecuado para el uso general. Debido a su elevada estabilidad, el tipo S es utilizado para la calibración universal del punto de fusión del oro ($1064,43^{\circ}\text{C}$).

Los termopares con una baja sensibilidad, como en el caso de los tipos B, R y S, tienen además una resolución menor. La selección de termopares es importante para asegurarse que cubren el rango de temperaturas a determinar.

Capítulo 2

En este capítulo se presenta los modelos físicos de la chimenea solar. En los modelos físicos se describe la geometría, las suposiciones que se consideró en los modelos y los parámetros de transferencia de calor que intervienen en el sistema considerado por la incidencia de la radiación solar. Y por último se presenta el modelo de la chimenea seleccionada para su fabricación.

2.1 Modelo físico.

2.1.1 Chimenea solar con doble placa cilíndrica cónica rellena de concreto

En la Figura 2.1 se presenta un esquema de la chimenea solar que se encuentra ubicada en la parte más soleada de una vivienda y/o edificación. En la Figura 2.1.2 se muestra una sección transversal del modelo físico de la chimenea correspondiente, cuyas partes principales son: dos placas metálicas con una geometría cónica circular ubicada en el centro entre las cubiertas de vidrio que forman geoméricamente un tronco de pirámide cuadrangular que a su vez dan lugar a un canal de flujo de aire. Las placas metálicas de forma cónica circular están una dentro de la otra la cual tiene un espaciado entre ellas que están rellenas de concreto y con un acabado de superficie de color negro mate, cuya finalidad es de absorber la mayor radiación solar posible y retenerla con ayuda del concreto. La orientación de las placas metálicas de la chimenea dado a su geometría no tiene una especificación ya que es circular y en cualquier horario del día, captara la misma radiación solar si el sol se encuentra en el Este u Oeste. Con el fin de no tener complejidad al momento de su instalación además de aprovechar toda la radiación solar, posible durante el día. Las cubiertas de vidrio son usadas para reducir las pérdidas convectivas y radiativas, y se consideran que sean de color claro y con un espesor de 4 mm. La radiación solar que llega a las cubiertas de vidrio se indica con flechas de color rojo, mientras que la dirección del flujo se muestra de color negro para ambos canales como se muestra en las Figuras 2.1 y 2.1.2. La radiación solar incidente experimenta transmisión, reflexión y absorción en la cubierta de vidrio, la mayor parte de esta energía que se transmite se retiene en la placa de absorción y en el concreto en donde las pérdidas de energía están asociadas con los procesos de transferencia de calor: la radiación, la convección y la conducción.

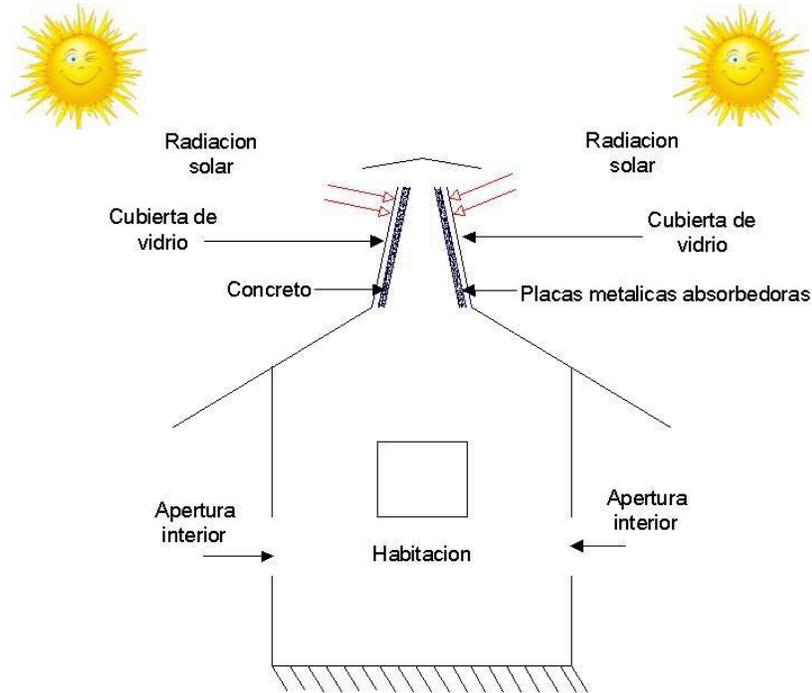


Figura 2.1.1 Chimenea solar ubicada en la parte más soleada de la edificación.

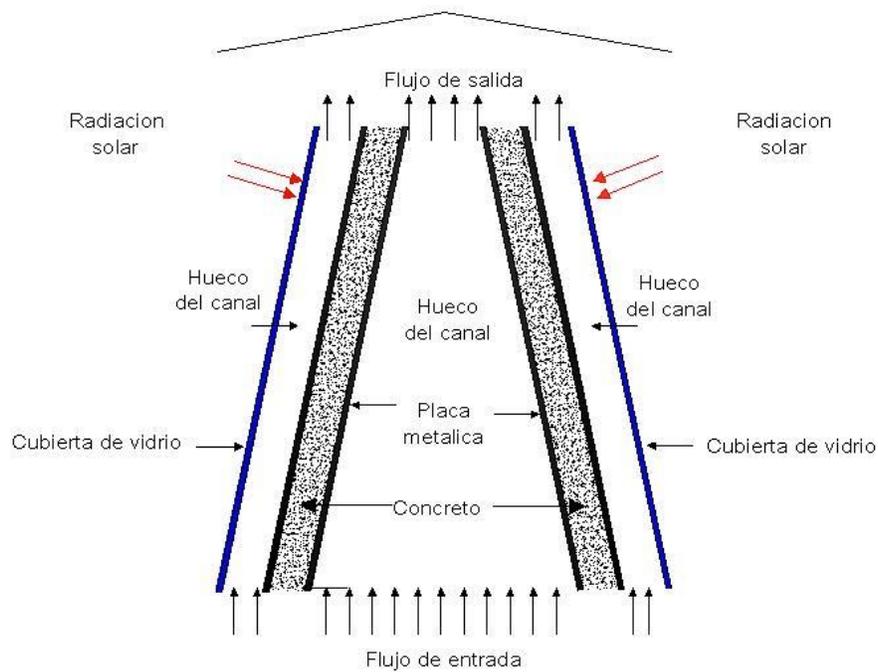


Figura 2.1.2 Sección transversal de la chimenea solar.

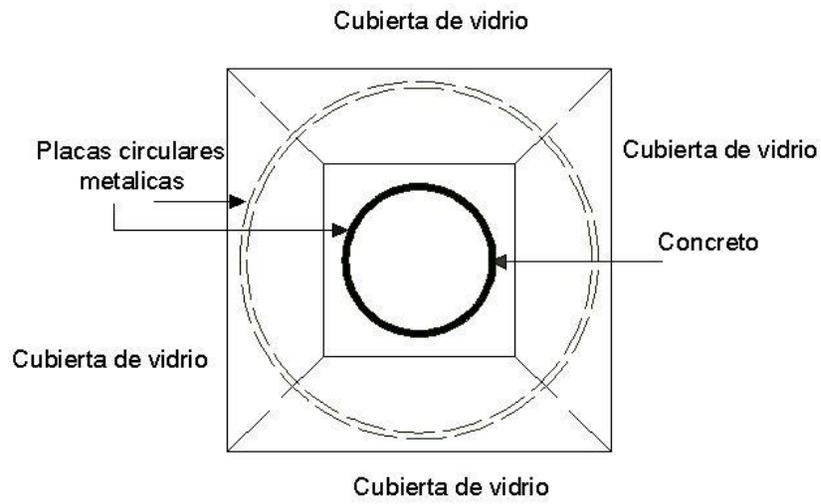


Figura 2.1.3 Vista superior de la chimenea solar

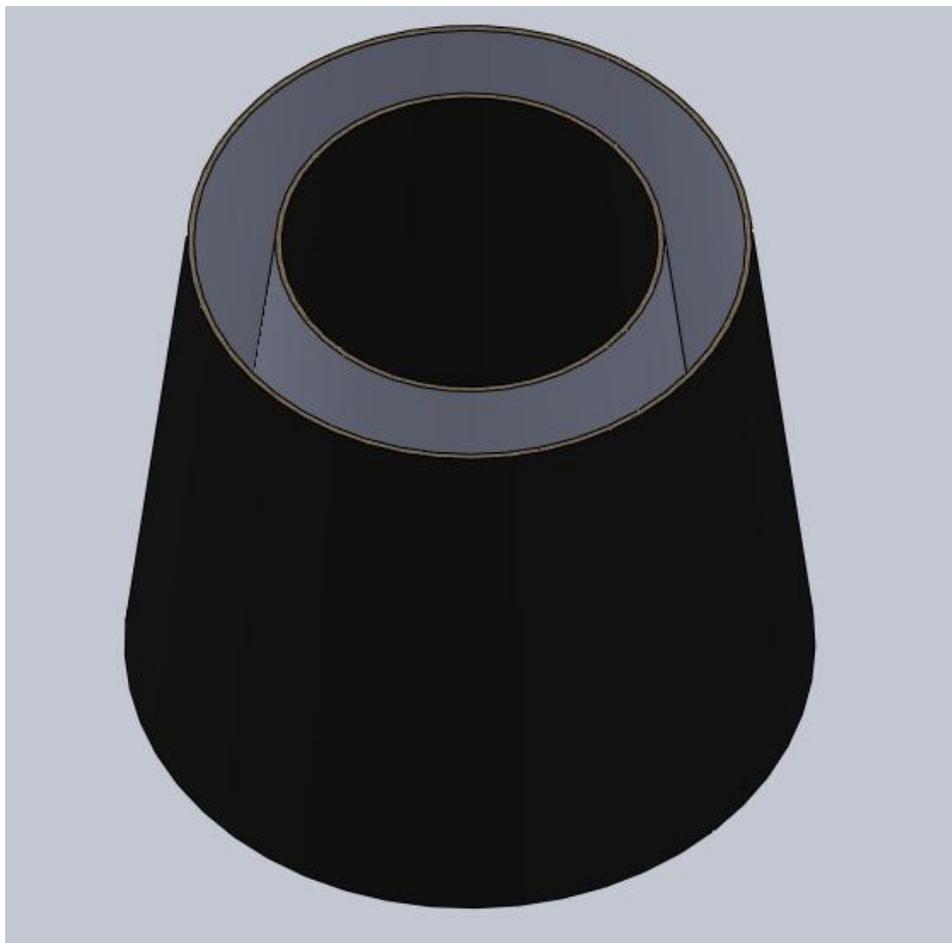


Figura 2.1.4 Placas cilíndricas absorbedoras.

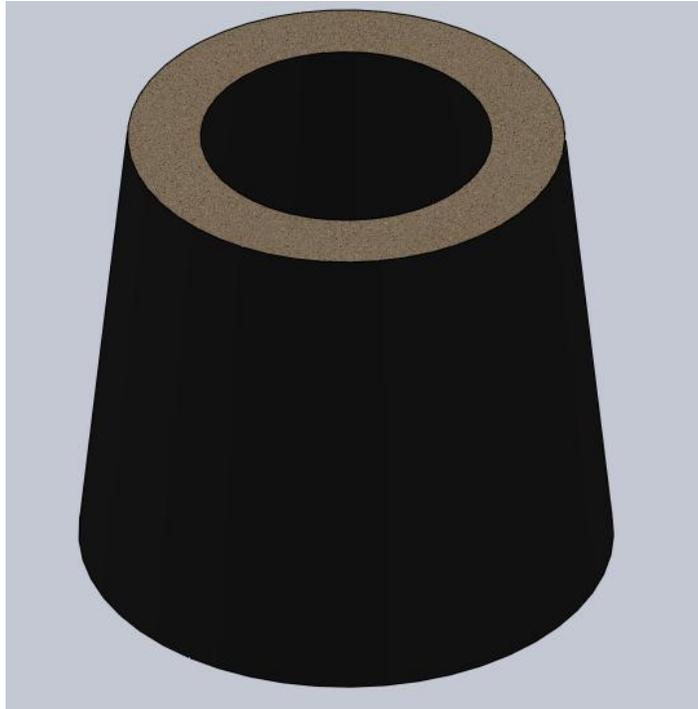


Figura 2.1.5 Placas absorbedoras rellenas de concreto.

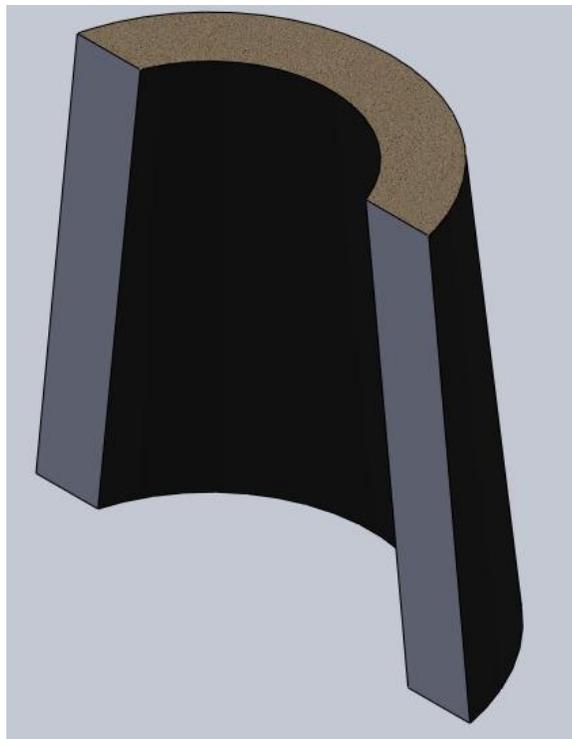


Figura 2.1.6 Sección transversal placas absorbedoras rellenas de concreto.

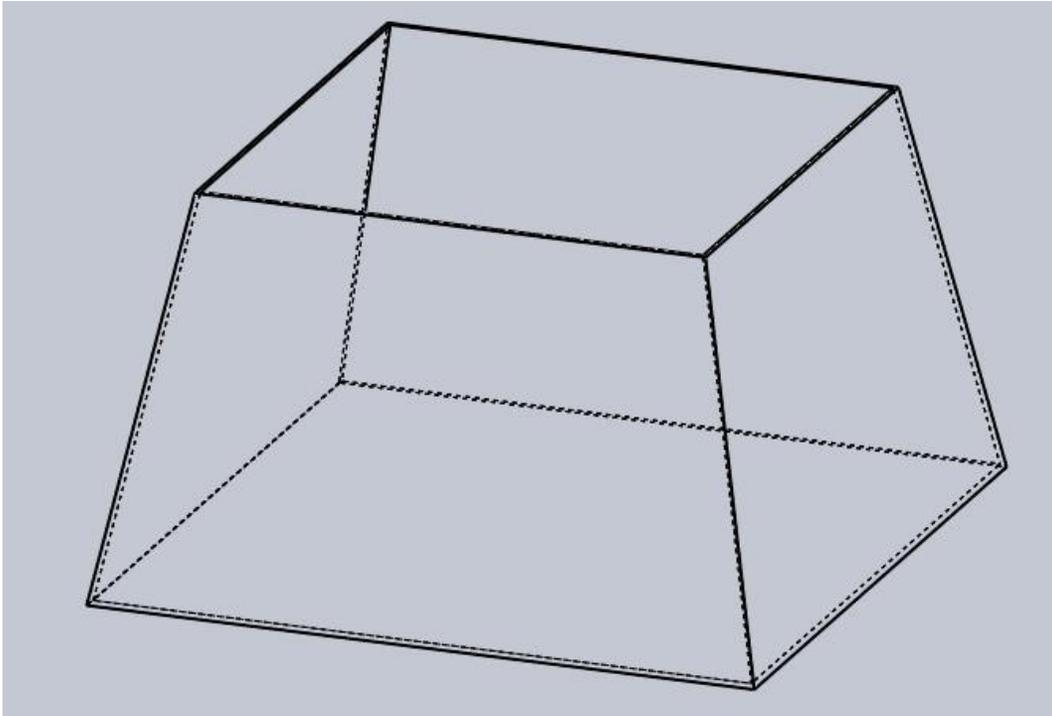


Figura 2.1.7 Tronco de pirámide cuadrangular de vidrio.

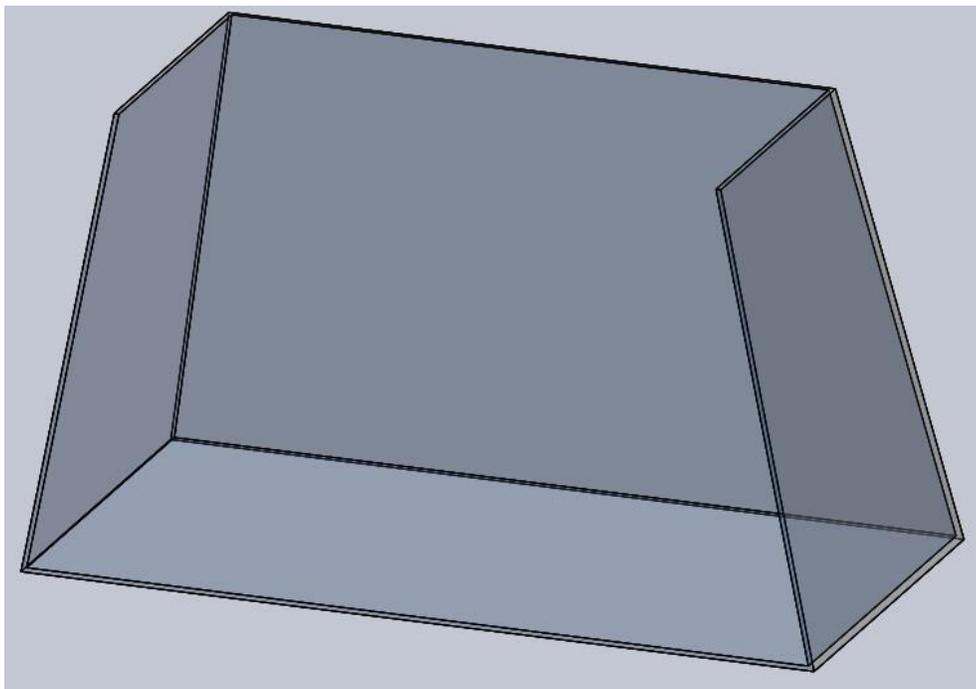


Figura 2.1.8 Sección transversal de las cubiertas de vidrio.

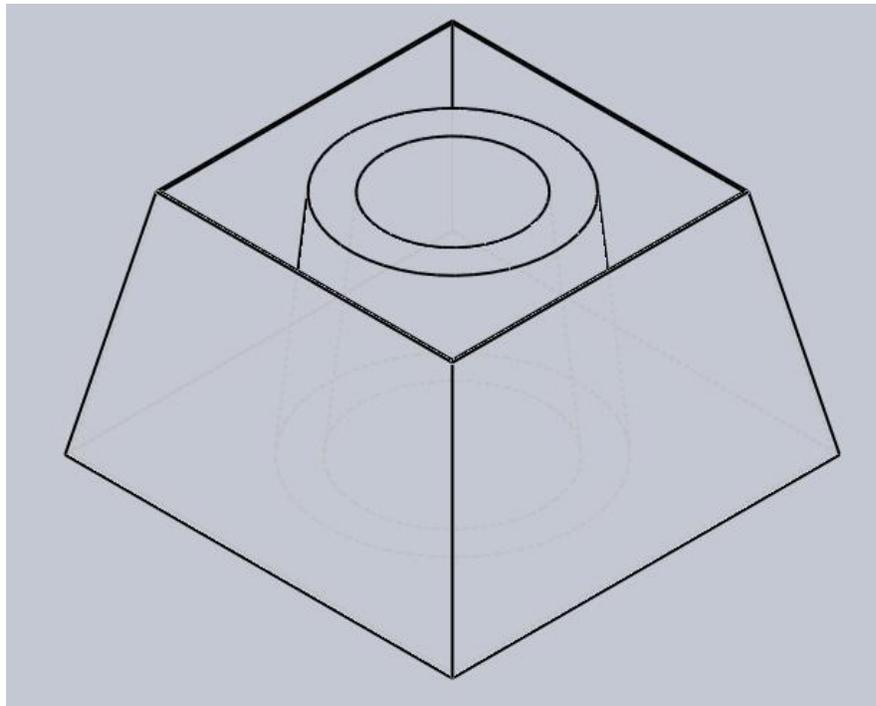


Figura 2.1.9 Chimenea solar.

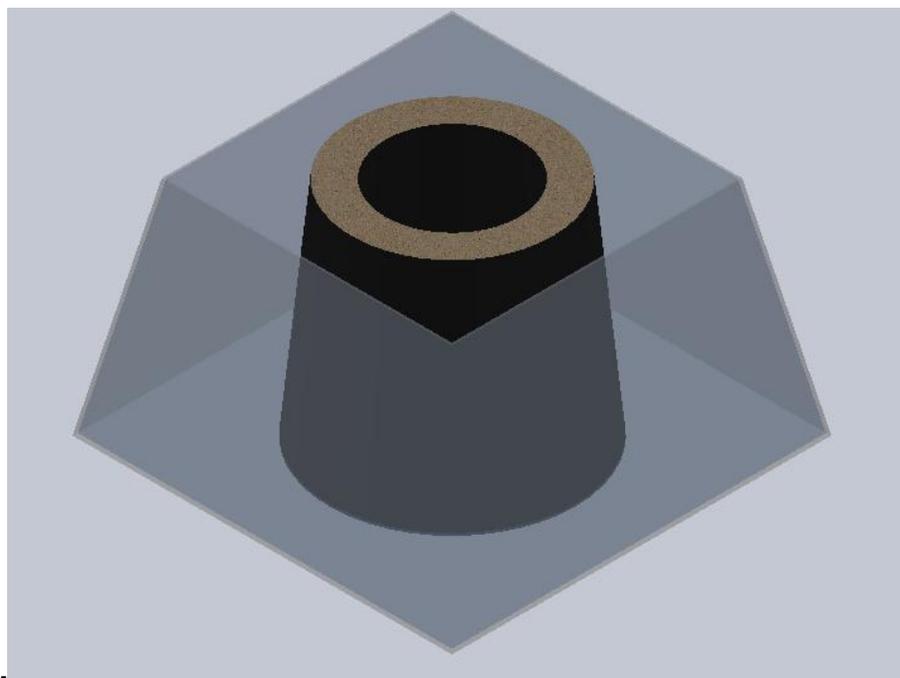


Figura 2.1.10 Chimenea solar.

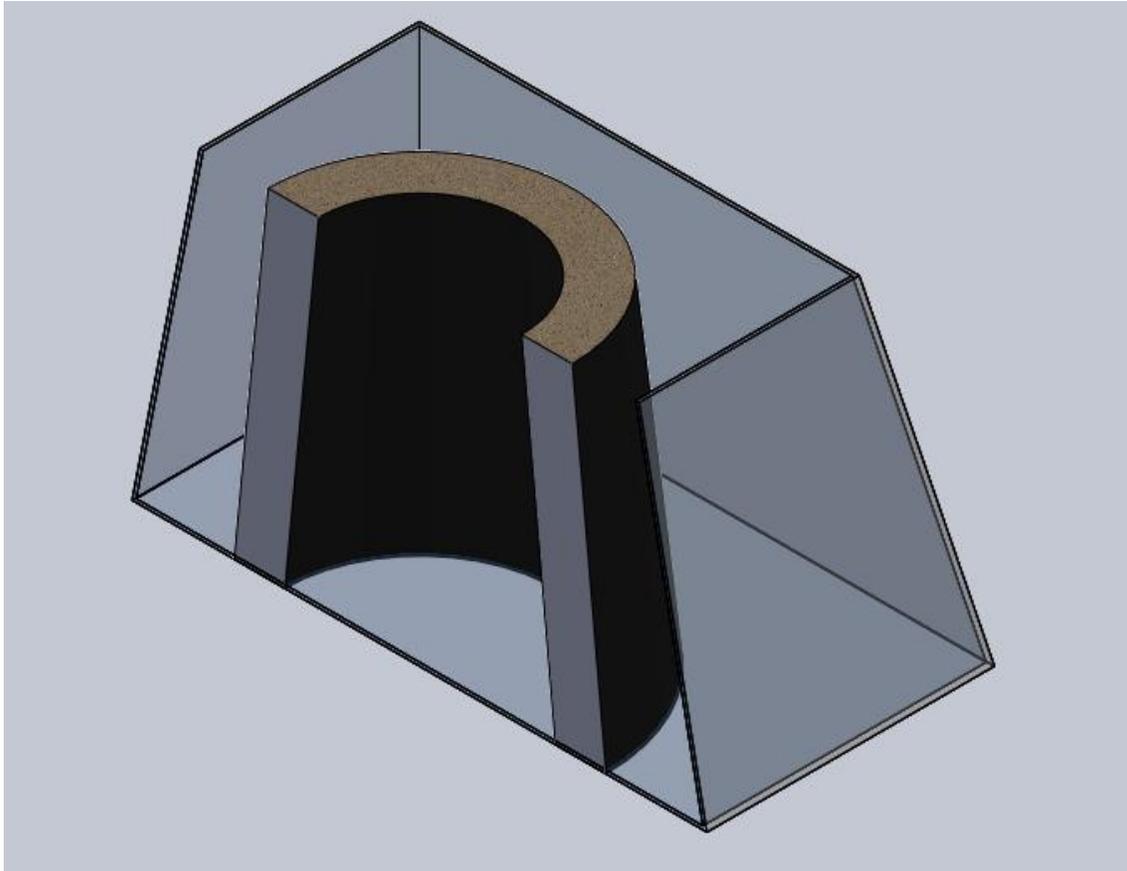


Figura 2.1.11 Sección transversal de la chimenea solar.

2.2 Modelo físico.

2.2.1 Chimenea solar con tres placas cilíndricas cónicas sencillas

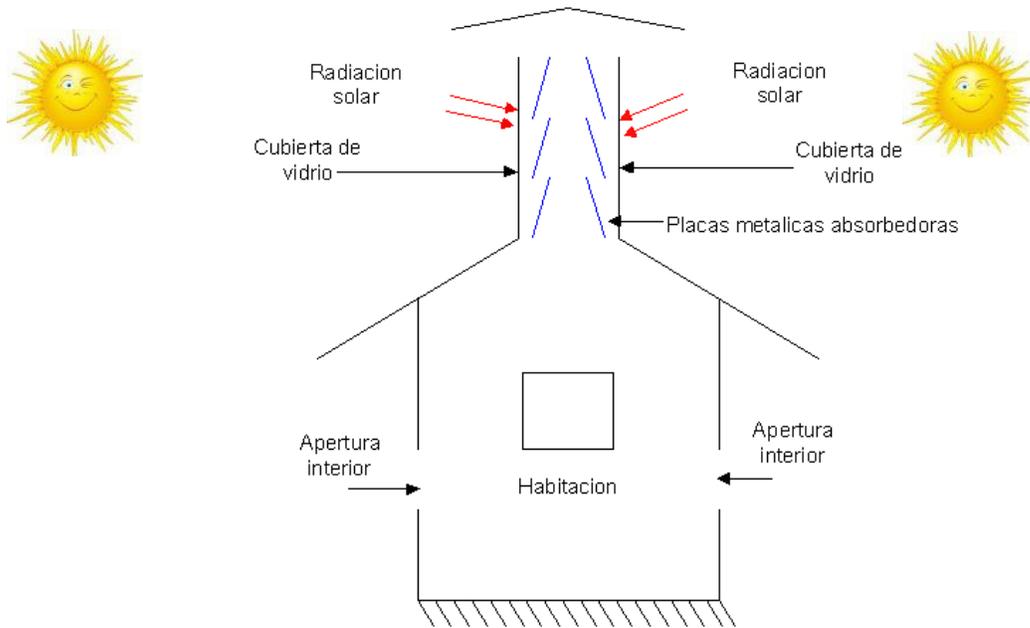


Figura 2.2.1 Chimenea solar ubicada en la parte más soleada de la edificación.



Figura 2.2.2 Placa absorbedora cilindro cónico simple.

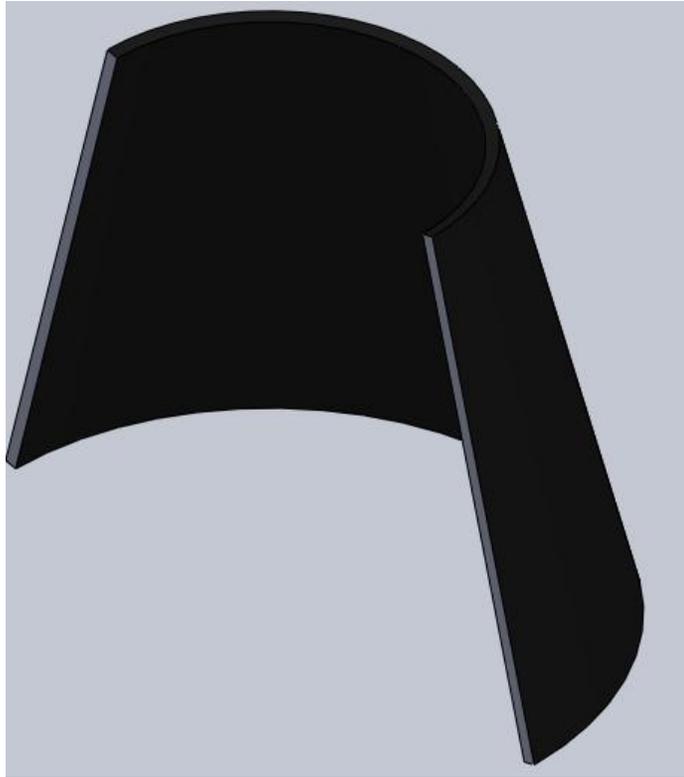


Figura 2.2.3 Sección transversal placa absorbentes cilindro cónico simple.

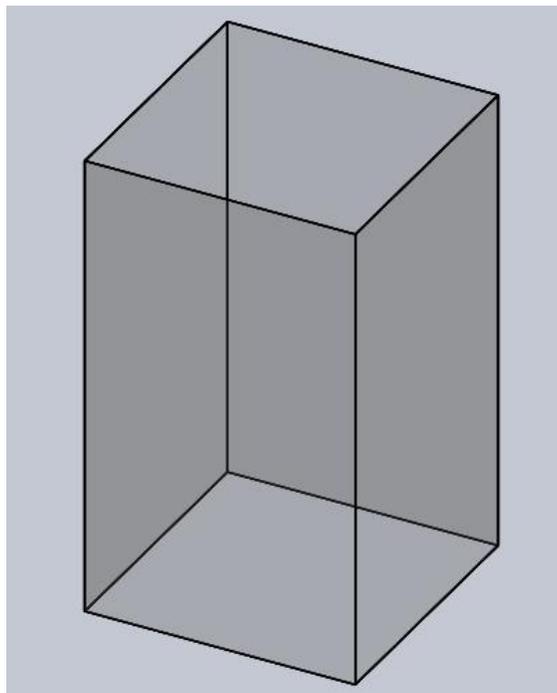


Figura 2.2.4 Cubierta rectangular de vidrio de la chimenea solar.

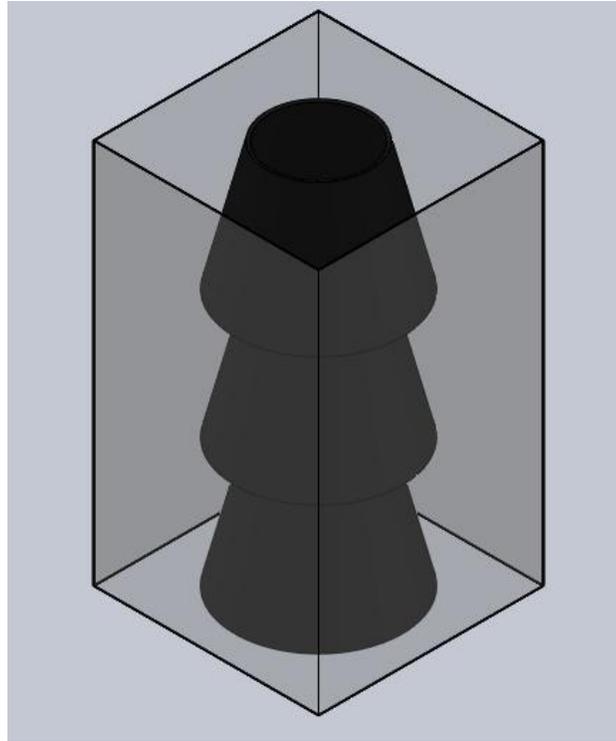


Figura 2.2.5 chimenea solar con tres conos de placas absorbedoras.

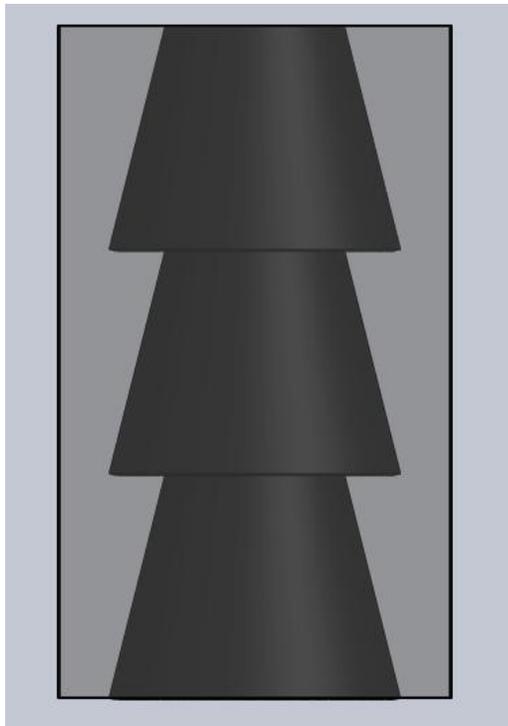


Figura 2.2.6 Vista lateral chimenea solar con tres conos de placas absorbedoras.

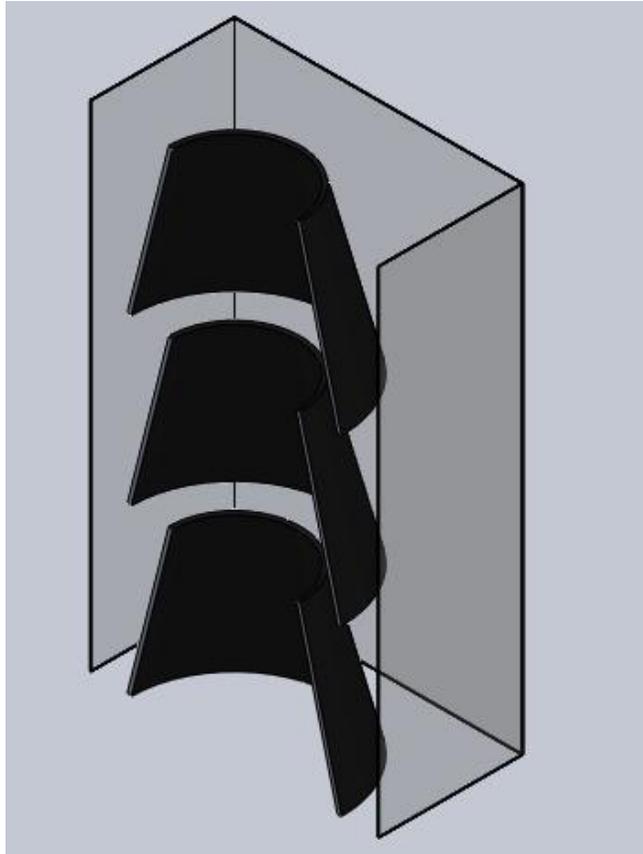


Figura 2.2.7 Sección transversal de la chimenea solar con tres conos de placas absorbedoras.

2.3 Modelo físico.

2.3.1 Chimenea solar con tres placas cilíndricas cónicas dobles, relleno de concreto

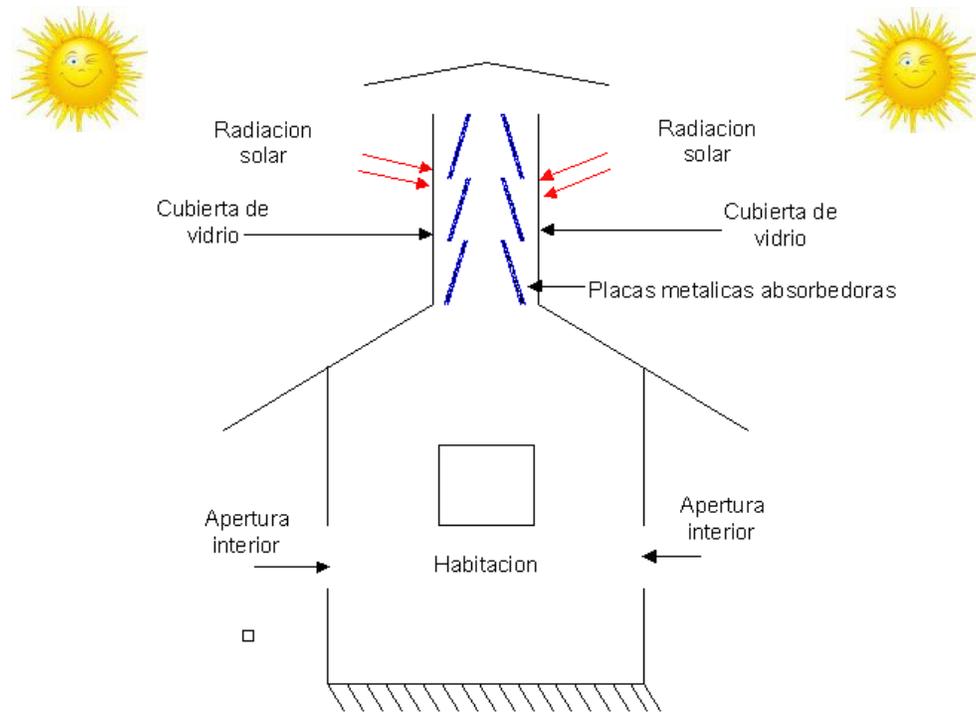


Figura 2.3.1 Chimenea solar ubicada en la parte más soleada de la edificación.

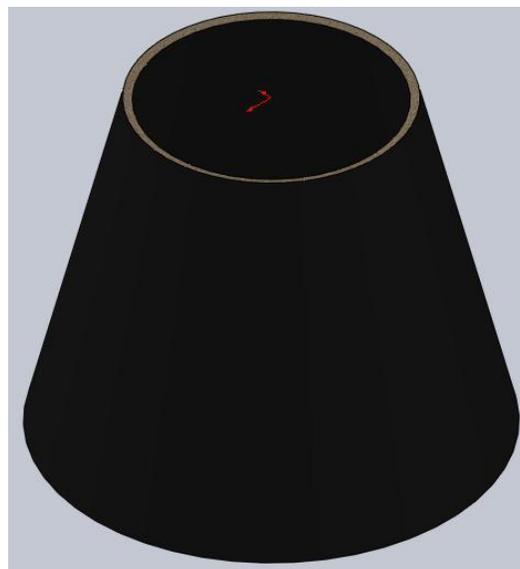


Figura 2.3.2 Placa cilíndrica cónica doble, rellena de concreto.

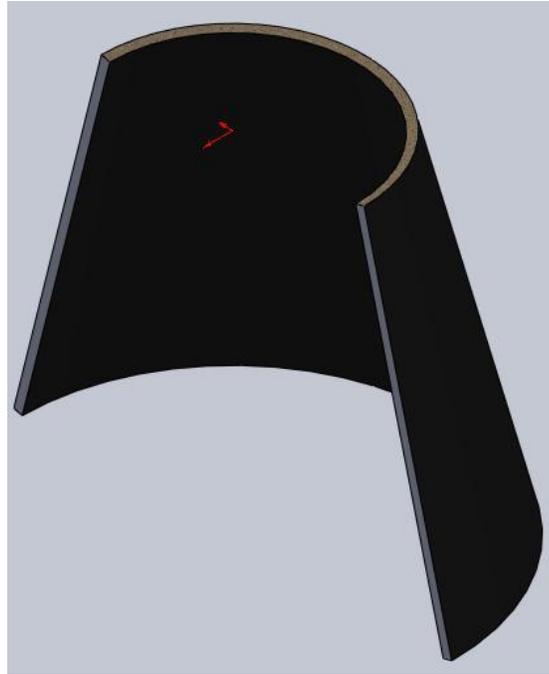


Figura 2.3.3 Sección transversal placa cilíndrica cónica doble, rellena de concreto.

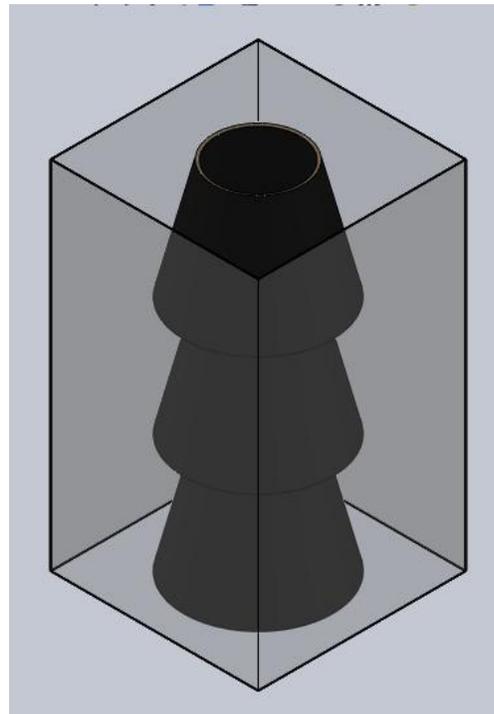


Figura 2.3.4 Chimenea solar con tres placas absorbedoras cilíndricas cónicas dobles rellenas de concreto.

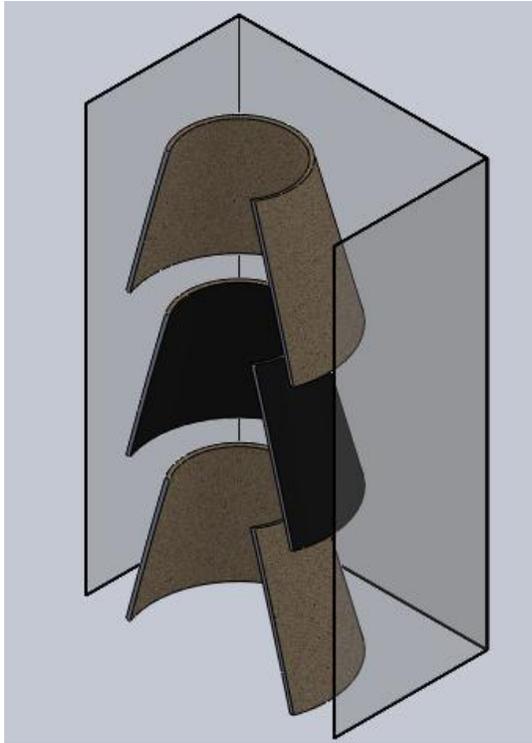


Figura 2.3.5 Sección transversal Chimenea solar con tres placas absorbedoras cilíndricas cónicas dobles rellenas de concreto.

2.4. Modelo físico

2.4.1. Chimenea solar con placa cilíndrica cónica sencilla.

Este diseño es en el cual se basara el estudio experimental de esta investigación debido a poseer características de los diseños de las chimeneas presentadas anteriormente.

En la Figura 2.4.2 se muestra una sección transversal del modelo físico de la chimenea correspondiente, cuyas partes principales son: placa metálica con una geometría tronco cónico ubicada en el centro entre las cubiertas de vidrio que forman geométricamente un tronco de pirámide cuadrangular que a su vez dan lugar a un canal de flujo de aire. Con un acabado de superficie de color negro mate, cuya finalidad es de absorber la mayor radiación solar posible. La orientación de la placa metálica de la chimenea dado a su geometría no tiene una especificación ya que es circular y en cualquier horario del día, captara la misma radiación solar si el sol se encuentra en el Este u Oeste. Con el fin de no tener complejidad al momento de su instalación además de aprovechar toda la radiación solar posible durante el día. Las cubiertas de vidrio son usadas para reducir las pérdidas convectivas y radiativas, y se consideran que sean de color claro y con un espesor de 4 mm. La radiación solar incidente experimenta transmisión, reflexión y absorción en la cubierta de vidrio, la mayor parte de esta energía que se transmite se retiene en la placa de absorción en donde las pérdidas de energía están asociadas con los procesos de transferencia de calor: la radiación, la convección y la conducción.

Las dimensiones del módulo para la chimenea solar que se especificaran a continuación son directamente del diseño establecido en la investigación *chimenea solar para ventilación natural para uso nocturno* que se especificó en el 1.2 Estudio bibliográfico en el subtema 1.2.3 Estudios experimentales.

Las dimensiones de la placa absorberdora se ha acoplado a las dimensiones del módulo de la chimenea solar debido a su altura ya que fue el factor del cual dependió su geometría, en las ilustraciones siguientes se especificaran.

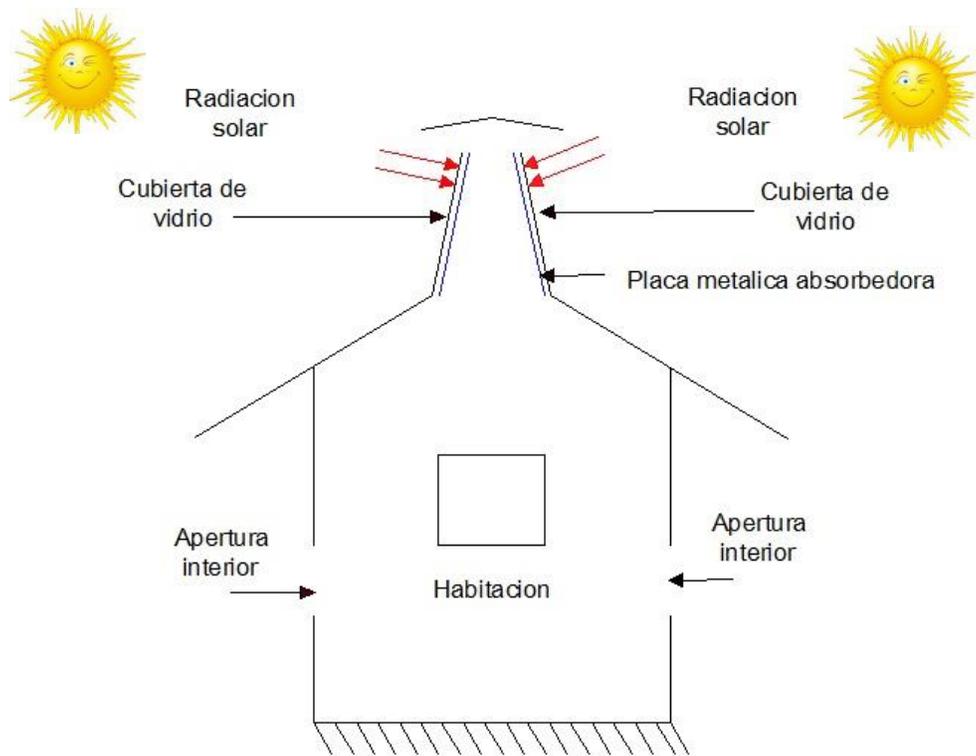


Figura 2.4.1 Chimenea solar ubicada en la parte más soleada de la edificación.

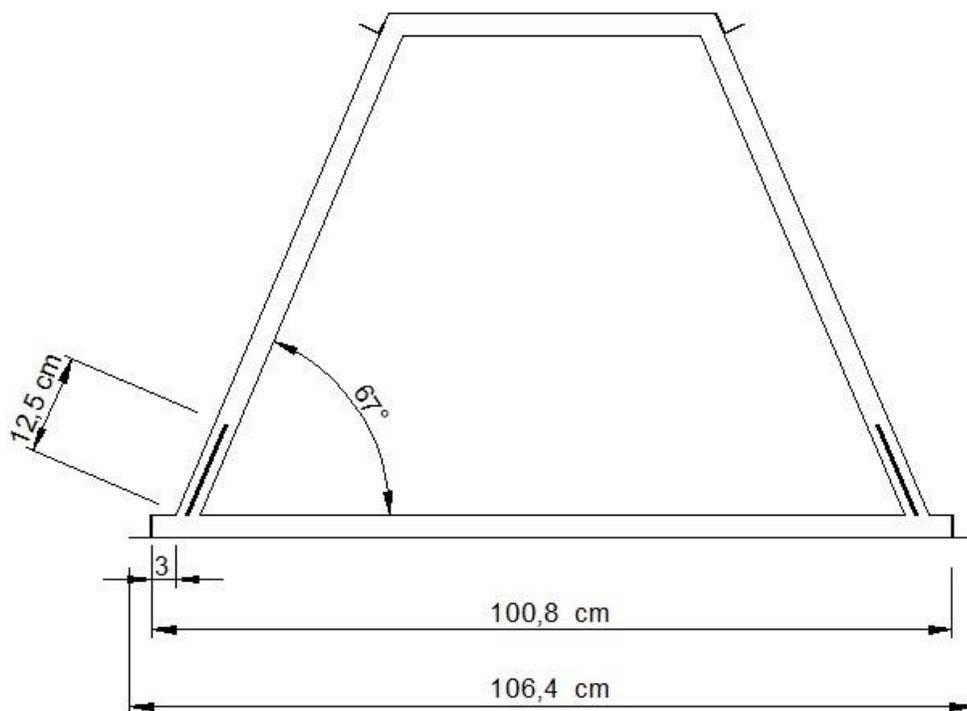


Figura 2.4.2 Vista frontal del módulo de la chimenea solar para residencial.

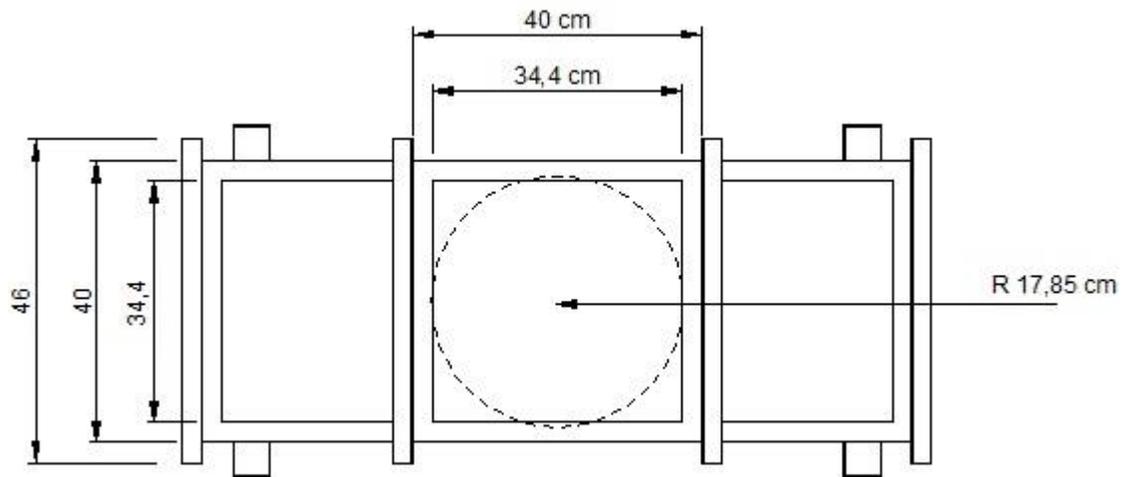


Figura 2.4.3 Vista superior del módulo de la chimenea solar para residencial.

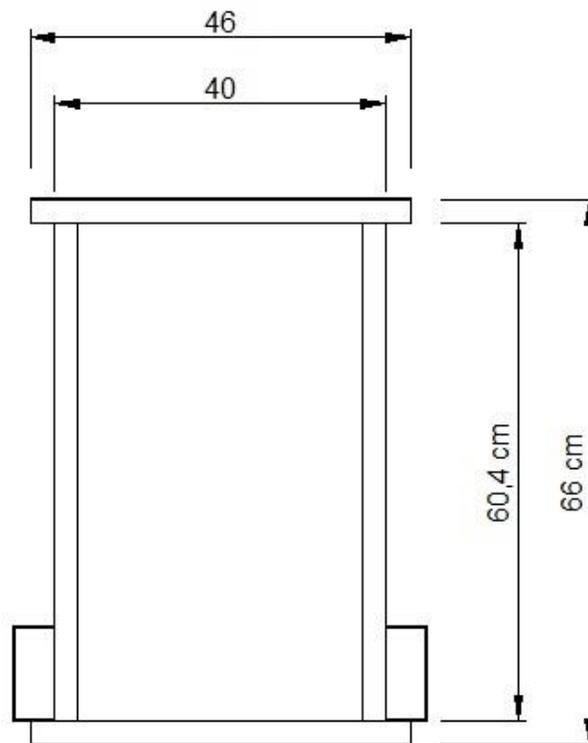


Figura 2.4.4 Vista lateral del módulo de la chimenea solar para residencial

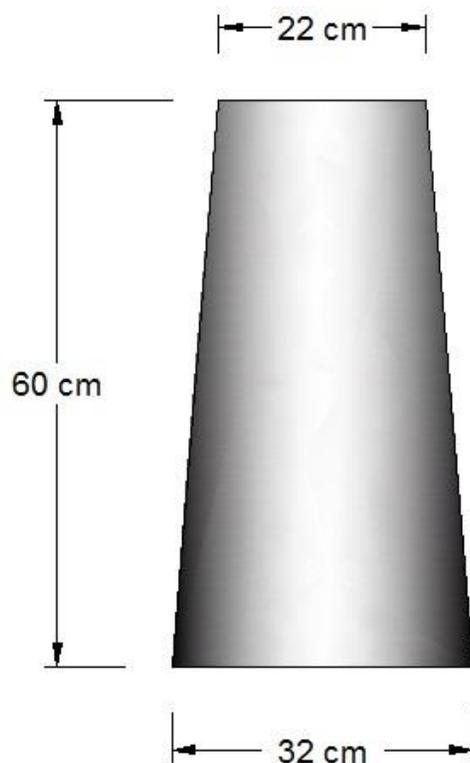


Figura 2.4.5 Dimensiones de la Placa absorbidora cónica simple.

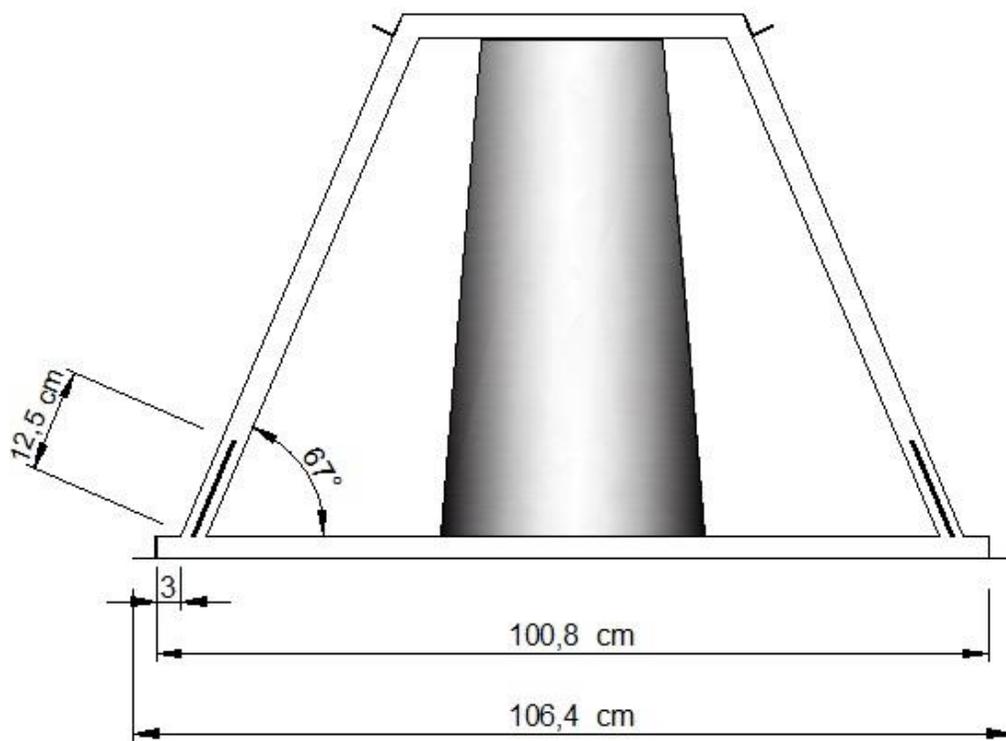


Figura 2.4.6 Chimenea solar con placa cilíndrica cónica sencilla.

Capítulo 3

En este capítulo se presenta la fabricación de la chimenea solar y la instrumentación que se utilizara para medir los parámetros de temperatura; inicialmente se muestra el diagrama elegido de la chimenea solar así como su principio de funcionamiento, posteriormente el procedimiento, descripción de las actividades realizadas para su fabricación, foto de la chimenea solar termina y lista para realizar pruebas experimentales por último el multímetro KEITLEY, donde se describirán las componentes que lo integran, el software que ejecuta y el procedimiento de operación manual.

3.1. Diagrama de la chimenea solar

Chimenea solar con placa cilíndrica cónica sencilla.

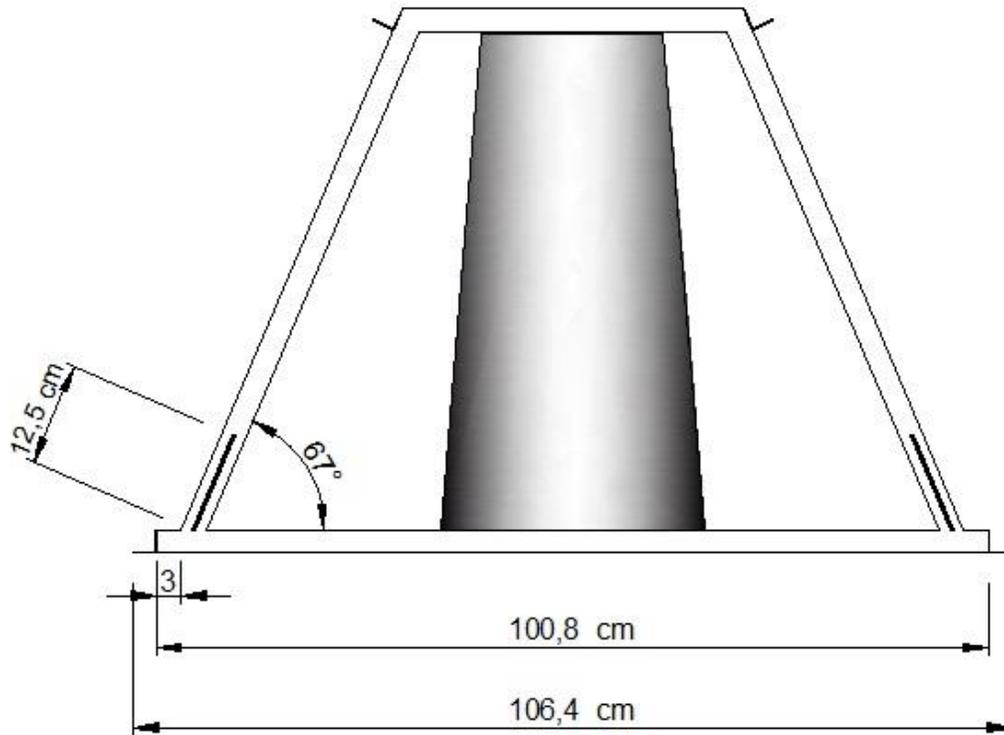


Figura 3.1 Chimenea solar con placa cilíndrica cónica sencilla.

3.2 Principio de funcionamiento

En la chimenea solar se experimentan tres formas de transferencia de calor para la superficie de control. El sol emite la radiación hacia las placas de vidrio que es absorbida por la placa absorbidora cilíndrica cónica que es una base de área unitaria. En la cual la conducción se hace presente desde el medio hacia el área unitaria (q_{cond}^n), convención desde la superficie hacia el fluido (q_{conv}^n), e intercambio de radiación neta desde la superficie hacia los alrededores (q_{rad}^n).

Realizado con ello su objetivo gracias a la transferencia de calor por convección libre (o natural)

Convección libre (o natural): el flujo es inducido por fuerzas de empuje que surgen a partir de diferencias de densidades ocasionadas por variaciones de temperaturas en el fluido.

El aire que hace contacto con los componentes experimenta un aumento de temperatura y, en consecuencia una reducción de su densidad. Como ahora es más ligero el aire de los alrededores, las fuerzas de empuje inducen un movimiento vertical por el que el aire caliente que asciende de la placa absorbadora es reemplazado por un flujo de entrada de aire ambiental más frío.

Dada la placa por su geometría es igual a una tobera de canal abierto que en el fundamento teórico se define como un dispositivo que acelera el flujo, y con la instalación del extractor de aire en la parte superior de la chimenea dará lugar en el diseño a una extracción de aire más eficiente.

3.3 Procedimiento para la elaboración de la chimenea.

En primera instancia se idealizó el modelo de la chimenea establecido en la investigación experimental *chimenea solar para ventilación natural para uso nocturno*, gracias este diseño del módulo establecido, lo único que faltaba diseñar era placa absorbadora la cual tenía que cumplir las dimensiones que tenía el dicho módulo para su instalación, en los diagramas anteriores se especificó claramente.

El funcionamiento u objetivo de la placa absorbadora es de absorber la mayor radiación solar posible. Ahora en esta investigación experimental se añade un objetivo más para dicha placa, el cual es ayudar al flujo de aire a tener una velocidad de salida mayor. Se optó por darle una geometría cónica y se estableció que fuera una tobera de canal abierto. En el fundamento teórico se define que una **tobera** es un dispositivo que acelera el flujo, a raíz de tal definición se basó el cumplimiento del nuevo objetivo de la placa absorbadora.

El material con el que se fabricara la placa absorbadora de la chimenea solar es de lámina galvanizada para ello al momento de cortarla se requiere de precisión por lo consiguiente se realizó una plantilla de papel con el siguiente método de elaboración de tronco de cono.

1.- Se realiza el trapecio con la R y r (del cono). Luego se transportan las líneas hasta que toquen con la que sube vertical y ahí se pone el compás. Posteriormente se hacen los dos círculos y se aplica la ecuación 3.3.1 para obtener el ángulo que hay que cortar del sector de la circunferencia.

$$\alpha = \frac{2\pi * R}{\sqrt{\left(\frac{h*R}{R*r}\right)^2 + R^2}} * \frac{360}{2\pi} \quad (3.3.1)$$

2.- Se recorta la parte pintada dejando una ceja de 2 ó 1 cm, se unen el principio con el final y ya se obtiene el cono hecho

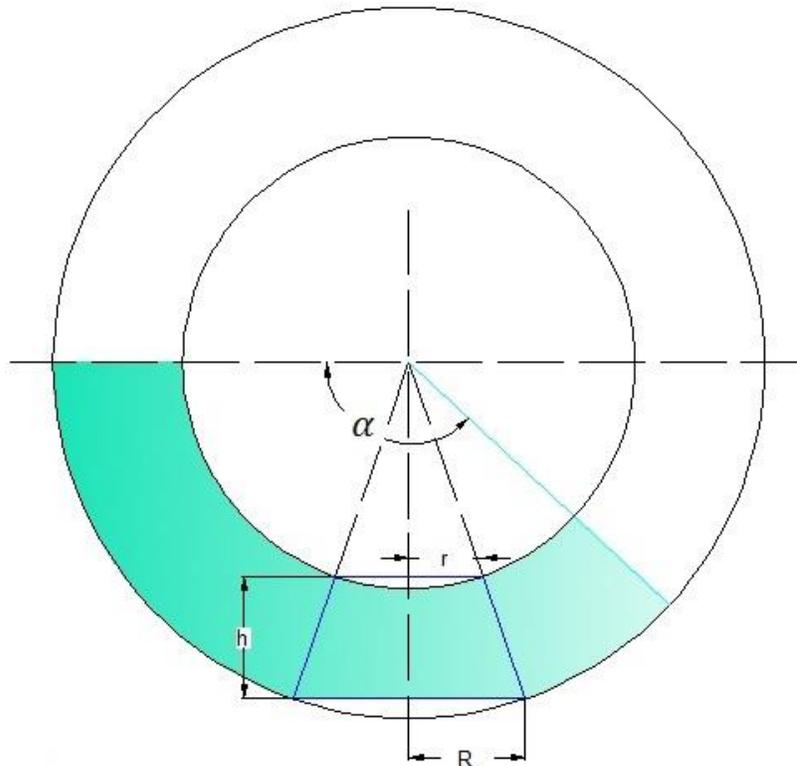


Figura 3.2 Tronco de cono

Para elaborar el tronco de cono, ahora se tiene que realizar el cálculo como se muestra a continuación.

$$h = 60cm$$

$$R = 16cm$$

$$r = 11cm$$

Se sustituyen los datos en la ecuación 3.3.1 para obtener el ángulo que hay que cortar del sector de la circunferencia.

$$\alpha = \frac{2\pi * 16}{\sqrt{\left(\frac{60*16}{16*11}\right)^2 + 16^2}} * \frac{360}{2\pi}$$

$$\alpha = 340.74^\circ$$

Ahora que se obtuvo la plantilla de papel, se calcara en lámina, se cortara y se le dará forma uniendo los extremos con remaches. En la Fotografía 3.1 se muestra el resultado.



Fotografía 3.1 Tronco de cono de lámina galvanizada.

Posteriormente se pintara la placa de tronco de cono con negro mate resistente a alta temperatura como se muestra en la Fotografía 3.2.



Fotografía 3.2 tronco de cono pintada con negro mate

Por último se instalara en el módulo de chimenea de manera que no tenga contacto completo, solo parcial a través de cables de alambre que sostengan la placa al marco del módulo con ello evitamos la transferencia de calor por conducción de la placa al marco. Como se muestra en la Fotografía 3.3



Fotografía 3.3 Chimenea instalada en el banco de pruebas

3.4 Instrumentación.

A continuación se presenta el multímetro **KEITLEY**, dispositivo de medición de temperatura el cual se utilizara para la adquisición de datos de la chimenea solar, se describirán las componentes que lo integran, el software que ejecuta y por último el procedimiento de operación manual.

➤ **Multímetro KEITHLEY modelo 2700.**

Multímetro para adquisición de datos modelo 2700 REV: B10 A02. Voltaje de alimentación de 127 VCA.



Fotografía 3.4 Multímetro KEITHLEY modelo 2700

El multímetro Keithley modelo 2700, está fabricado por la casa Keithley Instruments. Se trata de un multímetro programable que admite dos módulos de entrada/salida de datos. En nuestro caso se han instalado los siguientes módulos:

- Un módulo modelo Keithley 7706 (módulo I/O “todo en uno”)
- Un módulo modelo Keithley 7708 (multiplexor diferencial de 40 canales)

Cada módulo dispone de 20 y 40 canales de entrada diferenciales respectivamente, los cuales son configurables por separado dentro de una amplia gama de posibilidades, que permiten configurar la magnitud, el rango, el sincronismo con red, el filtrado y el tiempo de integración entre otros. Este equipo realiza la mayoría de las medidas de los parámetros a partir de señales existentes en otras unidades utilizando **termopares**, únicamente la

medida de las temperaturas ambiente, la radiación (horizontal, difusa y directa) se obtienen de una estación meteorológica.

➤ **Tarjeta de adquisición de datos KEITHLEY 7706 y 7708.**

La tarjeta 7708 cuenta con 40 canales para la adquisición de datos.

La tarjeta 7706 cuenta con 20 canales.

Máximo rango de operación 300V., 1 A.



Fotografía 3.5 Tarjeta de adquisición de datos KEITHLEY 7706 y 7708

➤ **Termopares tipo “T”**

Termopar tipo “T” Cobre / Cobre-Níquel.

Se recomienda el uso del termopar T en el intervalo de temperaturas de $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ en ambientes inertes, reductores u oxidantes, o en vacío. En la imagen siguiente esta una configuración de 9 termopares a un conector tipo hembra, que posteriormente serán utilizados en las tarjetas 7706 y 7708 para la adquisición de datos con el multímetro KEITHLEY.



Fotografía 3.6 Termopares tipo T

➤ **ExceLINX software para los modelos 2700, 2701 y 2750**

ExceLINX-1A

Para que trabaje correctamente con ExceLINX, el instrumento debe tener una versión compatible de firmware. Consultemos **Requisitos del sistema** a continuación para obtener detalles específicos con respecto a la versión de firmware necesaria para su instrumento.

ExceLINX-1A Software

ExceLINX es un Microsoft Excel complemento para el 2700, 2701 y 2750 sistemas pocos minutos después de la instalación de ExceLINX-1A en un PC, los usuarios pueden adquirir datos de forma dinámica dentro de Excel, a continuación, utilizar los gráficos familiares de Excel, gráficos, y capacidades de análisis. No se requiere programación para utilizar ExceLINX - unos pocos clics del ratón son todo lo que necesita para configurar los canales, los parámetros establecidos, disparadores, listas de exploración, etc.

Keithley I/O Layer

El software de capa de Keithley I / O es un instalador que contiene muchos subcomponentes utilizados para configurar controladores IVI (KE2700 IVI controlador para el modelo 2700, 2701, y 2750) y gestionar las comunicaciones entre los controladores de instrumentos Keithley y aplicaciones de software y el propio instrumento.

Requisitos del sistema

PC Pentium.

Versión de firmware 2700 B03 o posterior.

Versión de firmware 2701 A01 o posterior.

Versión de firmware 2750 A02 o posterior

Controlador GPIB compatible (ver sección 3.1), RS-232 serial o Ethernet (2701 solamente) de puerto para la comunicación con el instrumento.

ExceLINX-1A es compatible con las siguientes tarjetas de conmutación: 7700, 7701, 7702, 7703, 7705, 7706, 7707, 7708, 7709, 7710, 7711 y 7712. Se admiten todas las funciones de todas las tarjetas. Consulte la sección 3.

Ejecución del software

Consulte ExceLINX ayuda si es necesario para llevar a cabo las siguientes tareas. ExceLINX ayuda se puede acceder a través del menú ExceLINX en Excel.

a) Abra Excel. Si utiliza Excel 2007, usted tendrá que hacer clic en la ficha complementos (Add-Ins) para mostrar la barra de herramientas ExceLINX.

b) Creación de una tarea de configuración nueva y una nueva tarea de análisis.

c) En la página de configuración de tareas, en el campo dispositivo, seleccione el dispositivo correspondiente a su instrumento. Utilice KE2700_COM1 si su equipo está conectado al primer puerto serial o KE2700_COM2 para el segundo puerto serie. Hay tres configuraciones de dispositivo por defecto para GPIB. Los tres son para un instrumento en la dirección GPIB 16, si su equipo no está en la dirección 16, tendrá que crear de nuevo o modificar una de las configuraciones por defecto, como se describe anteriormente.

Si está utilizando una tarjeta de National Instruments GPIB, seleccione KE2700_GPIB16 (KE2700_GPIB0_16) como su dispositivo.

Si está utilizando un Instrumentos Keithley o CEC ISA o tarjeta GPIB PCI, seleccione KE2700_GPIB1_16 como su dispositivo.

Si está utilizando una tarjeta de instrumentos Keithley o INES PCMCIA GPIB, seleccione KE2700_GPIB2_16 como su dispositivo.

No existe una configuración de dispositivo por defecto para Ethernet. Si utiliza una conexión Ethernet a un 2701, debe crear una configuración de dispositivo utilizando el panel de configuración de Keithley y asistente como se ha descrito anteriormente.

d) En el menú ExceLINX, seleccione DMMConfig y luego Detectar dispositivos. Si su conexión de comunicaciones está correctamente configurada y funcionando, ExceLINX mostrará información sobre los módulos de conmutación instalados en el instrumento en la tarea de configuración de página. Ahora está listo para comenzar a usar ExceLINX.

➤ **Procedimiento para operar manualmente multímetro KEITHLEY**

1. Presionar el botón de encendido **POWER** en la parte inferior izquierda del multímetro.
2. Observar el botón que está en la parte inferior derecha **INPUTS** que se encuentre en la posición de **REAR**.
3. Presionar el botón **shift**, después presionar el botón **Card**.
4. Con los botones de **Range** que se encuentran a la derecha del botón **Card** seleccionar en el **Display** la opción **Card: View** una vez seleccionada esta opción presionar el botón de **Enter**.
5. Elegimos la tarjeta a utilizar Slot 1 o Slot 2 con los botones de **Range** y presionamos **Enter**.
6. Presionar el botón **Shift**, después el botón **Sensor**, en el **Display** aparecerá un mensaje con las unidades de temperatura, con los botones ◀▶ (donde está escrito **Card**), elegir la unidad con el botón ▶ hasta que parpadee y con el botón de **Range** elegir unidad deseada (°C, °F o K) una vez elegida presionar **Enter**.
7. Aparecerá ahí mismo **Sens:** con el mismo procedimiento de arriba elegimos que tipo de sensor utilizaremos en este caso el **Tcouple** presionamos **Enter**.
8. Después aparecerá el tipo de Termopar a utilizar (**Type:**) de la misma manera elegimos el termopar a utilizar, en este caso **TYPE: T** presionamos **Enter** tres veces.
9. Una vez realizado los procedimientos anteriores en el **Display** podremos Observar Temperaturas de los Termopares seleccionados, con las flechas ◀▶ elegimos el canal, dependiendo la tarjeta es la cantidad de canales.



1 Botón Power



2 Botón INPUTS front rear



3 Shift



3.1 Card



4 Range



4.1 Display



5 Botones ◀▶ y ENTER



5.1 Tarjeta a elegir.



6 Botón Sensor



6.1 Unidades de Temperatura



7 Tipo de sensor



8 Tipo de Termopar



9.-Canales de la Tarjeta

Capítulo 4

En este capítulo se presentan los parámetros de entrada como las propiedades ópticas y termofísicas de los materiales que conforman la chimenea, así como también los datos medidos del clima tales como: la radiación solar, la temperatura ambiente y la velocidad del viento. Posteriormente las ecuaciones que se utilizara para obtener los coeficientes de transferencia de calor, coeficientes de pérdidas globales, flujo másico, eficiencia instantánea y propiedades termofísicas del aire, por último los resultados experimentales de la chimenea solar y recomendaciones para futuros trabajo.

4.1 Datos climáticos medidos.

A continuación en la Tabla 4.1 se presentan las propiedades ópticas y termofísicas de los materiales que fueron parámetros de entrada del sistema.

Tabla 4.1. Propiedades Ópticas y termofísicas de los Materiales (Modest, 2003 y Mills. 1999)

Material	ϵ	α	τ	$\rho(\text{kg/m}^3)$	$C_p (\text{J/Kg} * \text{K})$
Cubierta de vidrio 1 (Borosilicate Pirex)	0.90	0.06	0.84	2640	800
Cubierta de vidrio 1 (Borosilicate Pirex)	0.90	0.06	0.84	2640	800
Pintura negra	0.94	0.95	0		
Placa de absorción (Lámina Galvanizada)	0.96	0.97	0	7870	447

Tabla 4.2 Espesores de los elementos de la chimenea

Material	Espesor
Cubierta de vidrio 1	$e_{g1} = 0.004 \text{ m}$
Cubierta de vidrio 2	$e_{g2} = 0.004 \text{ m}$
Placa de absorción	$e_w = 0.001 \text{ m}$

Los datos climáticos de entrada usados son: para el día 30 de mayo del 2014, para la época de primavera Estos datos se obtuvieron de la estación meteorológica que pertenece al Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (Cenidet) y está ubicada en la ciudad de Cuernavaca del estado de Morelos. Los datos climáticos registrados para primavera se muestran en la Tabla 4.3.

Tabla 4.3. Registros climáticos para la época de primavera (30 de mayo del 2014)

Tiempo (hr)	Radiación solar (W/m^2)			Velocidad del viento	Temperatura ambiente
	Horizontal	Directa	Difusa	Vv (m/s)	Ta (°C)
00:00:05	0	0	421.226	0.603671	21.77
01:00:02	0	0	421.581	0.520251	21.4574
02:00:02	0	0	421.581	0.248345	21.1644
03:00:02	0	0	421.581	0.234476	20.5055
04:00:02	0	0	421.581	0.406244	20.02
05:00:02	0	0	421.581	0	19.3015
06:00:03	1.73282	0	421.935	0	19.1044
07:00:02	43.3205	0.0607665	439.306	0.477233	20.2111
08:00:02	96.1715	18.0071	461.639	1.46658	20.8924
09:00:02	246.927	68.2566	513.749	1.50506	22.5439
10:00:02	304.11	188.392	534.665	2.2483	23.2843
11:00:02	862.078	227.307	829.604	2.15165	25.7365
12:00:02	1005.9	427.661	884.196	2.06702	26.984
13:00:02	1001.57	406.661	888.805	2.98186	28.3078
14:00:02	1001.57	753.109	876.397	2.17222	30.6304
15:00:02	958.25	700.854	791.319	2.22766	29.5587
16:00:02	771.105	502.301	777.493	2.50318	29.6562
17:00:03	771.105	411.313	678.589	2.27639	31.0007
18:00:03	784.968	334.538	498.506	2.60144	29.7948
19:00:02	556.235	63.9286	440.014	2.28381	28.1542
20:00:02	157.687	17.5165	422.29	2.77657	27.4706
21:00:02	42.4541	0	421.226	3.81453	26.3437
22:00:02	0	0	421.226	2.65403	22.9767
23:00:02	0	0	421.226	3.09055	20.6998

4.2 Ecuaciones del funcionamiento térmico de la chimenea solar.

4.2.1 Coeficientes de transferencia de calor y coeficientes de pérdidas globales.

Las correlaciones que se usaron se describen en esta sección y fueron empleadas por Ong en 2003.

a) Coeficiente de transferencia de calor debido al viento (obtenida por Jurges en 1924 y documentada por Mac Adams en 1954):

$$h_{wind} = 5.7 + 3.8V \quad (4.1)$$

b) Coeficiente de transferencia de calor por radiación desde la superficie superior hacia la bóveda celeste (Duffie y Beckman, 1991) se determina por:

$$h_{rs} = \sigma \varepsilon_1 (T_g + T_s)(T_g^2 + T_s^2) \quad (4.2)$$

c) La temperatura de la bóveda celeste (Swinbank, 1963), está dada por:

$$T_s = 0.05552 T_a^{\frac{3}{2}} \quad (4.3)$$

d) Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la placa de absorción hacia la cubierta de vidrio (Duffie y Beckman, 1991), se determina por:

$$h_{rwg} = \frac{\sigma (T_g^2 + T_w^2)(T_g + T_w)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_g} + \frac{1}{\varepsilon_w} - 1\right)} \quad (4.4)$$

e) Coeficiente global de pérdidas de calor U_t :

$$U_t = h_{wind} + h_{rs} \quad (4.5)$$

4.2.2 Propiedades termofísicas del aire.

A continuación se presentan las propiedades termofísicas del aire (ecuaciones 4.6 – 4.9) que serán utilizadas para calcular los coeficientes de transferencia de calor y coeficientes de pérdidas globales. Estas propiedades son reportadas por Ong en 2003, para un intervalo de temperaturas entre 300 – 350 K:

➤ Viscosidad dinámica:

$$\mu_f = [1.846 + 0.00472(T_f - 300)] * 10^{-5} \quad (4.6)$$

➤ Densidad:

$$\rho_f = 1.1614 - 0.00353(T_f - 300) \quad (4.7)$$

➤ Conductividad térmica:

$$k_f = 0.0263 + 0.000074(T_f - 300) \quad (4.8)$$

➤ Calor específico:

$$C_f = [1.007 + 0.00004(T_f - 300)] * 10^3 \quad (4.9)$$

Las propiedades termofísicas (ecuaciones 4.10 – 4.14) que se presentan a continuación se determinaron a partir de datos reportados por Incropera en 2002 para un intervalo de temperaturas (250 a 400 K), las cuales fueron comparadas con Ong en 2003 obteniendo como resultado mejor ajuste en los valores.

➤ Viscosidad dinámica (correlación potencial):

$$\mu_f = [2.2078[T_f^{0.7756}]] * 10^{-7} \quad (4.10)$$

➤ Densidad (correlación lineal):

$$\rho_f = -0.0021[T_f] + 1.7511 \quad (4.11)$$

➤ Conductividad térmica (correlación potencial):

$$k_f = [0.1723[T_f^{0.8812}]] * 10^{-3} \quad (4.12)$$

➤ Calor específico (correlación potencial):

$$C_f = [0.9125[T_f^{0.0174}]] * 10^3 \quad (4.13)$$

➤ Coeficiente de expansión volumétrica:

$$\beta_f = \frac{1}{T_f} \quad (4.14)$$

4.2.3 Flujo másico y eficiencia instantánea.

La razón de flujo de masa a través de cada canal de la chimenea solar fue propuesta por Bansal et al. (2004), está definido por:

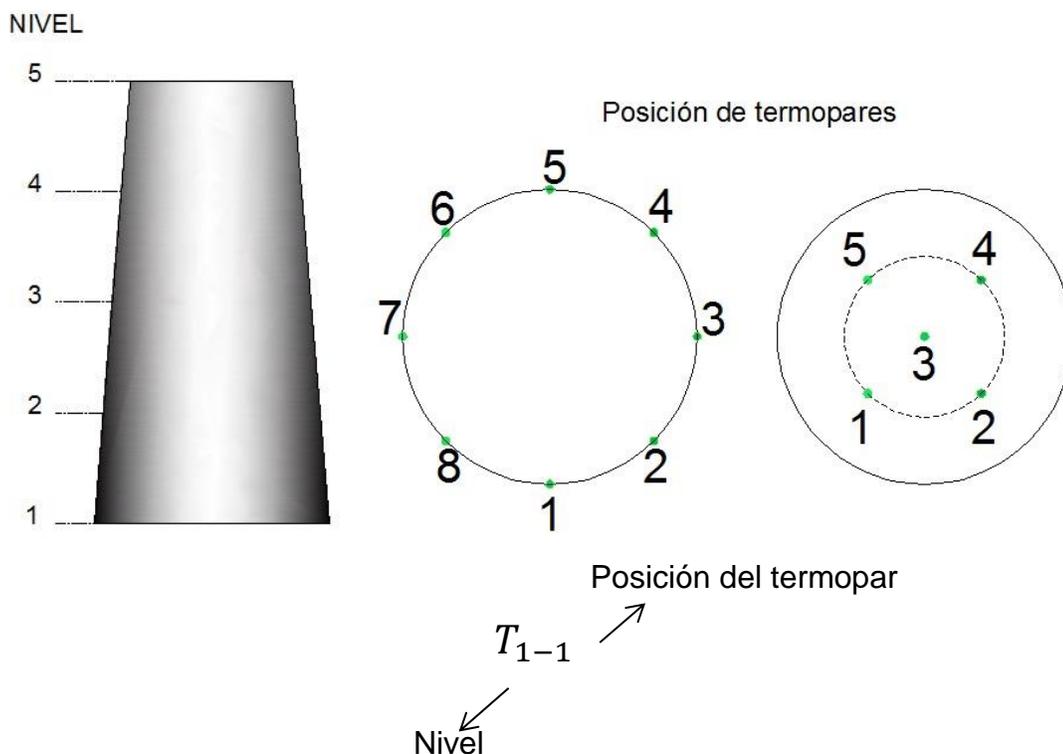
$$\dot{m} = \frac{C_d \rho_{f0} A_{0,1}}{\sqrt{1 + Ar_{1,2}^2}} \sqrt{\frac{2gL(T_{fi} - T_r)}{Tr}} \tag{4.15}$$

La eficiencia del sistema de ventilación pasiva para el canal de flujo de aire de longitud L fue propuesta por Ong (2003), está definida por:

$$\eta = \frac{\dot{m} C_f (T_{f0} - T_{f1})}{A H} * 100\% \tag{4.16}$$

4.3 Resultados experimentales

Los **termopares tipo T** fueron colocados en cinco niveles alrededor de la placa absorbidora por cada nivel se colocaron ocho **termopares tipo T** distanciados uniformemente obteniendo temperaturas en diferentes posiciones, se colocaron cinco termopares en la entrada y salida de flujo de aire, para obtener la temperatura del aire dentro de la placa tal y como se muestra en las imágenes siguientes.



Primer nivelHorario T_a (°C)

13:42:04 27

Temperatura de la placa

Horario 13:45:00 a 13:50:08	
	Temperatura °C
T_{1-1}	30
T_{1-2}	29
T_{1-3}	32
T_{1-4}	33
T_{1-5}	35
T_{1-6}	34
T_{1-7}	32
T_{1-8}	33
Temperatura promedio (T_w) = 32.25 °C	

Temperatura del flujo del aire

Horario 13:51:34 a 13:58:24			
Entrada		Salida	
	T_{fi1} °C		T_{fo} °C
T_1	30	T_1	29
T_2	30	T_2	28
T_3	31	T_3	29
T_4	31	T_4	30
T_5	29	T_5	30
Temperatura promedio (T_f) = 29.7 °C			

Segundo nivelHorario T_a (°C)

14:00:03 27

Temperatura de la placa

Horario 14:01:00 a 14:10:09	
	Temperatura °C
T_{2-1}	37
T_{2-2}	37
T_{2-3}	35
T_{2-4}	35
T_{2-5}	37
T_{2-6}	36
T_{2-7}	36
T_{2-8}	36
Temperatura promedio (T_w)= 36.125 °C	

Temperatura del flujo del aire

Horario 14:11:17 a 14:16:04			
Entrada		Salida	
	T_{fi1} °C		T_{fo} °C
T_1	32	T_1	33
T_2	36	T_2	32
T_3	32	T_3	33
T_4	33	T_4	33
T_5	30	T_5	33
Temperatura promedio (T_f)= 32.7 °C			

Tercer nivelHorario T_a (°C)

14:18:00 28

Temperatura de la placa

Horario 14:20:00 a 14:28:00	
	Temperatura °C
T_{3-1}	34
T_{3-2}	35
T_{3-3}	35
T_{4-4}	34
T_{5-5}	34
T_{6-6}	36
T_{7-7}	34
T_{8-8}	35
Temperatura promedio (T_w)= 34.625 °C	

Temperatura del flujo del aire

Horario 14:28:00 a 14:34:00			
Entrada		Salida	
	T_{fi1} °C		T_{fo} °C
T_1	33	T_1	34
T_2	34	T_2	33
T_3	33	T_3	33
T_4	31	T_4	32
T_5	31	T_5	32
Temperatura promedio (T_f)= 32.6 °C			

Cuarto nivelHorario T_a (°C)

14:37:00 27

Temperatura de la placa

Horario 14:20:00 a 14:28:00	
	Temperatura °C
T_{4-1}	36
T_{4-2}	32
T_{4-3}	35
T_{4-4}	34
T_{4-5}	33
T_{4-6}	34
T_{4-7}	34
T_{4-8}	35
Temperatura promedio (T_w)= 34.125 °C	

Temperatura del flujo del aire

Horario 14:40:00 a 14:48:00			
Entrada		Salida	
	T_{fi1} °C		T_{fo} °C
T_1	37	T_1	31
T_2	30	T_2	30
T_3	30	T_3	30
T_4	31	T_4	29
T_5	31	T_5	31
Temperatura promedio (T_f)= 31 °C			

Quinto nivelHorario T_a (°C)

14:50:00 27

Temperatura de la placa

Horario 14:51:00 a 14:55:00	
	Temperatura °C
T_{5-1}	32
T_{5-2}	32
T_{5-3}	34
T_{5-4}	35
T_{5-5}	36
T_{5-6}	35
T_{5-7}	35
T_{5-8}	36
Temperatura promedio = 34.375 °C	

Temperatura del flujo del aire

Horario 14:55:40 a 14:59:56			
Entrada		Salida	
	T_{fi1} °C		T_{fo} °C
T_1	30	T_1	31
T_2	30	T_2	31
T_3	30	T_3	32
T_4	31	T_4	30
T_5	31	T_5	31
Temperatura promedio (T_f) = 30.7 °C			

En el mismo intervalo de tiempo (13:30:00 a 15:00:00) que se tomaron las mediciones de la temperatura de la placa absorbidora se colocaron termopares en cinco niveles en las placas de vidrio superior y se obtuvo los siguientes datos

Placa de vidrio derecha		Placa de vidrio izquierda	
	Temperatura °C		Temperatura °C
T_1	30	T_1	33
T_2	37	T_2	36
T_3	34	T_3	35
T_4	36	T_4	35
T_5	32	T_5	36
Temperatura promedio (T_g)= 34.4 °C			

A continuación en la Tabla 4.4 se presentan los datos de entrada al sistema, los coeficientes de transferencia de calor, coeficientes de pérdidas globales, propiedades termofísicas del aire y los resultados teóricos - experimentales como el flujo másico, la eficiencia instantánea, el caudal del flujo así como su velocidad.

Tabla 4.4 Resultados teóricos-experimentales

Datos de entrada	Coeficientes		Propiedades termofísicas del aire	Resultados teóricos experimentales
	Transferencia de calor	Pérdidas globales		
$\varepsilon_g = 0.90$	$h_{wind} = 15.050 \frac{W}{m^2K}$	$U_t = 20.58 \frac{W}{m^2K}$	$\mu_f = 1.8671 * 10^{-4} \frac{kg}{ms}$	$\dot{m} = 5.4786 * 10^{-3} \frac{kg}{s}$
$\varepsilon_w = 0.96$	$h_{rs} = 5.5383 \frac{W}{m^2K}$		$k_f = 26.6322 * 10^{-3} \frac{W}{mK}$	$Q = 17.2178 \frac{m^3}{h}$
$V = 2.46 m/s$	$T_s = 292.31937 K$		$C_f = 10.071796 \frac{kJ}{kg K}$	$V = 0.1258 \frac{m}{s}$
$H = 852.17 \frac{W}{m^2}$	$h_{rwg} = 5.72 \frac{W}{m^2K}$		$\beta_f = 3.28418 * 10^{-3}$	$\eta = 47 \%$
$T_a = 302.64 K$			$\rho_f = 1.1455 \frac{kg}{m^3}$	
$T_w = 307.45 K$				
$T_g = 307.55 K$				
$T_{f1} = 304.63 K$				
$T_{f0} = 304.35 K$				
$T_r = 302.6486 K$				
$C_d = 0.52$				
$L = 0.6 m$				
A_1 $38.01 * 10^{-3} m^2$				
A_0 $80.42 * 10^{-3} m^2$				
$A_r = .472656$				

4.4 Recomendaciones para trabajos futuros

Con la finalidad de continuar con el estudio de chimeneas solares para ventilación natural para viviendas y/o edificaciones, se recomienda los siguientes estudios a futuro:

- a) Se recomienda realizar un estudio más a detalle con datos climáticos como la radiación solar, la temperatura ambiente y la velocidad del viento de todo un año, ya que en éste estudio se realizó para un solo día.
- b) Se recomienda desarrollar el modelo matemático de la chimenea solar para residencial con placa cilíndrica cónica sencilla y obtener las ecuaciones de estado permanente y transitorio.
- c) Realizar estudios paramétricos en estado transitorio y obtener dimensiones para diseñar chimeneas solares para ventilar viviendas o edificaciones, dependiendo del número de habitantes y la cantidad de volumen a remover. Como se especifica en la norma ASHRAE 62 – 1999.

Referencias

ARTICULOS

Afonso Clito, Oliveira Armando., 2000, "Solar Chimneys: Simulation and Experiment", Energy and Building, Vol. 32, Págs. 71-79.

Arce J., Jiménez M.J., Guzmán J.D., Heras M.R., Álvarez G., Xamán J., 2009, "Experimental study for natural ventilation on a solar chimney", Renewable Energy, Vol. 34, Págs. 2928 – 2934.

Arce J., Xamán J., Alvarez G., Jimenez M.J., Guzman J.D., Heras M.R., Febrero 2013, "A Simulation of the thermal performance of a small solar chimney already installed in a building", Vol.135.

Arce J., Xamán J., Alvarez G., Jimenez M.J., Guzman J.D., Heras M.R., 2008 "Theoretical study on a diurnal solar chimney with double air flow", Eurosun 1. International congress on heating, cooling and building, 7 - 10 October, Lisbon-Portugal. Págs. 47-48.

Bansal N.K., Mathur R., Bhandari M.S., 1993, "Solar Chimney for Enhanced Stack Ventilation", Building and Environment, Vol. 28, Págs. 373-377.

Bansal N.K., Mathur J., Mathur S., Jain M., 2004 "Modeling of window-sized solar chimneys for ventilation", Págs. 1 – 7.

Bassiouny R, Nader S.A. Koura, 2008, "An analytical and numerical study of solar chimney use for room natural ventilation", Energy and Buildings, Vol. 40, Págs. 865-873.

Harris D.J., Helwig N., 2007, "Solar Chimney and Building Ventilation", Applied Energy, Vol. 84, Págs. 135-146.

Referencias

Hazim B. Awbi, 2003, "Ventilation of Buildings" Renewable and Sustainable Energy" Second Edition, Spon Press.

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, Vol. 18, Págs. 109-119.

Ismail K.A.R., Henriquez J.R., 2006, "Simplified Model for a Ventilated Glass Window under Forced Air Flow Condition", Applied Thermal Engineering, Vol. 26, Págs.295-302.

Kwang Ho Lee, Richard K. Strand, 2009, "Enhancement of natural ventilation in buildings using a thermal chimney", Solar Energy, Vol. 41, Págs. 615- 621.

Mathur J., Bansal N.K., Mathur S., Jai M., Anupma, 2006, "Experimental investigations on solar chimney for room ventilation", Solar Energy, Vol. 80, Págs. 927-935.

Ong K.S., 2003, "A mathematical model of a solar chimney", Renewable Energy, Vol. 28, Págs. 1047-1060.

Ong K.S., Chow C.C., 2003, "Performance of a Solar Chimney", Solar Energy, Vol. 74 Págs. 1-17.

LIBROS

Incropera Frank P, 2002, "Transferencia de calor", Cuarta Edición, JOHN WILEY & SONS.

Merle C. Potter, David C. Wiggert, "Mecánica de fluidos", Tercera Edición, Editorial Thomson.