



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

**PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN
INGENIERÍA**

FACULTAD DE INGENIERÍA

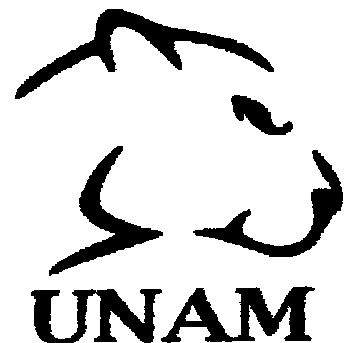
**ESTUDIO DEL MURO ESCUDO A LA
RADIACIÓN SOLAR COMO SISTEMA
PASIVO DE ENFRIAMIENTO Y PARTE DE LA
ENVOLVENTE DE LA EDIFICACIÓN**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:
DOCTOR EN INGENIERÍA
ENERGÍA - DISEÑO BIOCLIMÁTICO
P R E S E N T A:

VÍCTOR HUGO HERNÁNDEZ GÓMEZ

TUTOR: Dr. DAVID MORILLÓN GÁLVEZ
CO - TUTOR: Dr. ROBERTO BEST BROWN

2006





Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

JURADO ASIGNADO

Presidente: Dr. Roberto Best Brown

Secretario: Dr. David Morillón Gálvez

1^{er} Vocal: Dr. Rafael Almanza Salgado

2^{do} Vocal: Dr. José Luis Fernández Zayas

3^{er} Vocal: Dr. Víctor Rodríguez Padilla

1^{er} Suplente: Dr. Diego Alfonso Sámano Tirado

2^{do} Suplente: Dra. Claudia Sheinbaum Pardo

La parte experimental así como el documento Tesis se desarrollaron en las instalaciones de la Facultad de Estudios Superiores Cuautitlán de la Universidad Nacional Autónoma de México

TUTOR DE TESIS

DR. DAVID MORILLÓN GÁLVEZ

FIRMA

AGRADECIMIENTOS

A la **UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**, por permitirme realizar mis estudios de Licenciatura, Maestría y Doctorado.

Al **Dr. David Morillón Gálvez** por su amistad, apoyo y asesoramiento para la realización de mis estudios de Doctorado.

Al **Dr. Roberto Best Brown**, por su apoyo y guía para la realización del proyecto doctoral.

A los **Doctores José Luis Fernández Zayas, Rafael Almanza Salgado, Víctor Rodríguez Padilla, Diego Alfonso Sámano Tirado y Claudia Sheinbaum Pardo**, quienes integraron mi Comité Tutorial y vigilaron el correcto desarrollo del proyecto Doctoral

A la **FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN**, por brindar todas las facilidades para la realización de la parte experimental del proyecto Doctoral, en especial al **Dr. Juan Antonio Montaraz Crespo**, Director de la FES Cuautitlán y del **Ing. Juan Rafael Garibay Bermúdez**, Jefe de la División de Ciencias Físico Matemáticas E Ingeniería.

Al **Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología**, ya que con su apoyo se logro construir el prototipo experimental, parte fundamental del proyecto Doctoral.

Agradezco a mis padres, **Alberto D. y Rosa Ma.**, por darme siempre su cariño, guiarme en toda mi vida, apoyándome y dándome aliento. Les agradezco la oportunidad que me brindaron para conseguir otra de mis grandes metas.

Agradezco a **mi familia y amigos** por el cariño, amistad y apoyo que siempre me han brindado, en especial al **Ing. Hermenegildo Bonifacio Paz**, quien con su apoyo fue posible la realización de la parte experimental. Gracias Boni.

Yazmín, te agradezco todo el cariño y amor que me das, todo el apoyo que me diste durante mi formación y sobre todo por estar conmigo, en las buenas y en las malas. Gracias por darme la alegría más grande en la vida, a mi hija. Siempre cuento con tigo.

Elizabeth, por que con tu llegada has dado un nuevo camino en mi vida y me impulsas a seguir siempre adelante.

Y sobretodo te agradezco **Dios** por darme la alegría de tener a todas estas personas junto a mí y de darme la oportunidad de terminar otra etapa de mi vida. Gracias por acompañarme siempre y guiarme. Gracias por estar siempre conmigo.

Víctor Hugo Hernández Gómez

ÍNDICE

Nomenclatura	1
Capítulo 1.- Introducción	3
1.1.- Introducción	4
1.2.- Descripción del problema	5
1.3.- Objetivos	7
1.4.- Contenido de la tesis	8
Capítulo 2.- Antecedentes	10
2.1.- Antecedentes	11
2.2.- Análisis de los antecedentes	17
Capítulo 3.- Estudio analítico	18
3.1.- Modelo analítico	19
3.2.- Radiación solar G	20
3.3.- Temperatura ambiente T_{α}	21
3.4.- Producto de la transmitancia del vidrio y la absortancia de la placa interna ($\tau\alpha$)	22
3.5.- Espesor de capa limite δ	24
3.6.- Balance de energía	24
3.7.- Pruebas en el modelo analítico	25
Capítulo 4.- Estudio experimental	29
4.1.- Descripción del prototipo experimental	30
4.2.- Equipo de medición	32
4.3.- Instalación del prototipo experimental	33
4.4.- Procedimiento experimental	35
4.5.- Pruebas en el prototipo experimental	36
Capítulo 5.- Análisis de resultados	41
5.1.- Comparación de los resultados medidos en las pruebas experimentales con los calculados en el modelo analítico	42
5.2.- Análisis al modificar algunas variables de diseño en el modelo analítico	44
5.2.1.- Variación del espacio entre placas interna y externa	44
5.2.2.- Variación de la altura de la placa interna	45
5.2.3.- Variación del ancho de la placa interna	46
5.2.4.- Variación del área de entrada del aire que alimenta al modelo	46
5.2.5.- Variación del espesor de la placa interna (capacidad de almacenamiento)	47
5.2.6.- Variación del área de entrada del aire que alimenta el modelo y del ancho de la placa interna	47
5.3.- Resultados al variar las condiciones ambientales en el modelo analítico	48
Conclusión y Recomendaciones	54
Referencias y bibliografía	56
Referencias	57
Bibliografía	58
Paginas en Internet	59
Anexo A.- pruebas en el prototipo experimental	60
Anexo B.- Anécdotas	79
Anexo C.- Condiciones climáticas empleadas	82
Anexo D.- Diagrama de flujo del modelo analítico	

NOMENCLATURA

TEMPERATURAS

- T_v = Temperatura en la superficie del vidrio, K
 T_p = Temperatura en la superficie de la placa interna, K
 T_a = Temperatura del aire a la salida del canal, K
 T_w = Temperatura del aislante protector de la placa interna, K
 T_u = Temperatura ambiental, K
 T_{max} = Temperatura ambiental máxima promedio mensual, K
 T_{min} = Temperatura ambiental mínima promedio mensual, K
 T_{SA} = Temperatura sol – aire, K.
 T_{cuarto} = Temperatura del cuarto a climatizar, K

DIMENSIONES

- A = Área de la placa interna, m^2
 A_I = Área de la abertura de entrada del aire al canal, m^2
 V_p = Volumen de la placa interna, m^3
 e_{placa} = Espesor de la placa interna, pulg.
 e_{asb} = Espesor del asbesto (aislante), m
 k_{asb} = Conductividad térmica del asbesto (aislante), W/mK
 e_{uni} = Espesor del unicel (aislante), m
 k_{uni} = Conductividad térmica del unicel (aislante), W/mK
 e_{mad} = Espesor de la madera (aislante), m
 k_{mad} = Conductividad térmica de la madera (aislante), W/mK
Cavidad = ancho del canal, m
 H = Altura del prototipo experimental, m

COEFICIENTES

- h_α = Coeficiente convectivo del vidrio al ambiente, $W/m^2 K$
 h_{INT} = Coeficiente convectivo de la superficie del aislante protector de la placa interna al cuarto a climatizar, $W/m^2 K$
 U_1 = Resistencia equivalente del vidrio al medio ambiente, $W/m^2 K$
 U_2 = Resistencia equivalente de la placa interna al cuarto a climatizar, $W/m^2 K$
 hr_1 = Coeficiente radiactivo entre placa interna y vidrio, $W/m^2 K$
 hr_2 = Coeficiente radiactivo entre el aislante protector de la placa interna y el cuarto a climatizar, $W/m^2 K$
 hc_1 = Coeficiente convectivo entre el vidrio y el aire a la salida del canal, $W/m^2 K$
 hc_2 = Coeficiente convectivo entre el aislante protector de la placa interna y el medio ambiente, $W/m^2 K$
 hc_3 = Coeficiente convectivo entre placa interna y el aire a la salida del canal, $W/m^2 K$
 K = Coeficiente conductivo, $W/m K$
 Cd = Coeficiente de descarga.

PROPIEDADES

$\rho =$ Densidad de la placa interna, kg/m^3

$\rho_a =$ Densidad del aire

$\varepsilon_v =$ Emitancia del vidrio

$(\tau\alpha) =$ Producto de la transmitancia del vidrio por absorptancia de la placa interna

$\alpha =$ Difusividad térmica, m^2/s

$\beta =$ Coeficiente de expansión volumétrica, K^{-1}

$c =$ Capacidad calorífica de la placa interna, kJ/kg K

$C_p =$ Calor específico del aire, kJ/kg K

$\nu =$ Viscosidad cinemática del aire, m^2/s

$\alpha_v =$ Absortancia del vidrio

NÚMEROS ADIMENSIONALES

$Gr =$ Número de Grashof

$Ra =$ Número de Raleigh

$Pr =$ Número de Prandtl

CONSTANTES

$\sigma =$ Constante de Stefan - Boltzman = $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$

$g =$ Fuerza de gravedad = 9.81 m/s^2

COORDENADAS

$\theta =$ Angulo de incidencia entre la componente de la radiación directa y la superficie

$B =$ Angulo entre la superficie y el plano (N - S) $0 \leq B \leq 180^\circ$

$\delta =$ Declinación, la posición solar con respecto del ecuador, $-23.45^\circ \leq \delta \leq 23.45^\circ$

$\Phi =$ Latitud, es la posición al norte o sur del ecuador.

$\gamma =$ Azimut, desviación de la proyección de la normal de una superficie y el meridiano local, cero al sur, este negativo y oeste positivo $-180^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ$.

$\omega =$ Desplazamiento angular del este al oeste del meridiano local, 15° por hora, mañana negativo, tarde positivo.

$n =$ Numero de día a calcular

OTROS DATOS

$G =$ Radiación solar, W/m^2

$m =$ Flujo de aire, kg/s

$t =$ Tiempo, s

RESUMEN

El hombre al buscar obtener comodidad en su hábitat no ha considerado el cuidado del medio ambiente y ha ocasionado que en la arquitectura actual se requiera o dependa de sistemas de climatización artificial, con el consecuente costo económico, energético e impacto ambiental, debido al origen de la energía que se consume. Aproximadamente el 80% de la energía consumida en México proviene de la quema de hidrocarburos, por tal motivo es necesario buscar alternativas que provean al hombre de un confort térmico sin necesidad de utilizar energía convencional. Afortunadamente se puede utilizar una energía con gran disponibilidad, la solar, que se encuentra en forma gratuita. Con base en lo anterior, el presente trabajo de investigación plantea utilizar la energía solar como alternativa para climatización, a través de la envolvente arquitectónica, como son los muros. Específicamente en los sistemas de descarga de calor y la capacidad de aislamiento de la envolvente. Realizando una revisión bibliográfica se pudo observar que en los sistemas de descarga de calor no se ha observado el comportamiento del flujo de aire generado al variar el área de entrada de aire de alimentación así como el de salida, no se ha cuantificado el enfriamiento que se puede alcanzar al emplear sistemas de descarga de calor ni se establece un potencial de ahorro de energía originado por el empleo de estos sistemas y sustitución de los sistemas de climatización artificial. Mediante balances térmicos aplicados a sistemas de descarga de calor se formuló un modelo analítico que simula el comportamiento de sistemas de descarga de calor y que considera la variación en el tiempo de la temperatura ambiente, radiación solar, el almacenamiento de calor en el muro y la temperatura del cuarto a ventilar. Para conocer la proximidad y veracidad de los resultados calculados se diseñó y construyó un prototipo experimental afín de comparar estos resultados con los medidos experimentalmente. El prototipo experimental constó de dos placas planas paralelas (interna y externa) separadas por donde circulaba aire, se empleó una placa de aluminio de $\frac{1}{16}$ pulg. de espesor (por sus características de conductividad y respuesta térmica) para simular el muro vertical (placa interna) y como segunda placa plana vidrio de 4 mm. o placa externa. Mide 1 m. de ancho por 1.02 m. de largo y la separación entre las placas interna y externa se puede variar de 3 a 15 cm, pero para evitar flujo turbulento debido a la unión de la capa límite del vidrio y la placa interna a la salida del canal, se estudió a partir de los 5 cm. La construcción así como la experimentación se realizó en el Laboratorio de Física de la Facultad de Estudios Superiores Cuautitlán, de la UNAM. El flujo de calor se suministró de dos formas, en cuatro pruebas en el prototipo experimental se calentó a la placa interna con un flujo de calor correspondiente a 150 W/m^2 , por medio de un arreglo de resistencias, posteriormente se varió el flujo de calor en periodos de una hora para tomar lectura del comportamiento del prototipo experimental en 150 W/m^2 , 250 W/m^2 , 350 W/m^2 , 450 W/m^2 y 600 W/m^2 . La otra manera de suministrar el flujo de calor fue empleando la radiación solar, por lo que el prototipo experimental se orientó al sur para que recibiera radiación solar la mayor parte del día. Se tomó lecturas cada media hora desde las 9 hrs. hasta las 17 hrs. Se observó que el comportamiento de la temperatura del aire a la salida de la cavidad (no presentaba una diferencia más grande a 1°C) y el de la temperatura en la superficie de la placa interna (La temperatura en la superficie de la placa interna (aluminio) no tenía una variación más grande a 2°C entre las pruebas) se comportaron en forma similar en todas las pruebas presentando variaciones pequeñas entre ellas, originadas por la variación de condiciones ambientales. El flujo de aire generado en las pruebas por el prototipo experimental, estuvo en rangos de velocidades, por ejemplo para la prueba 1, de 0.16 a 0.31 m/s , velocidades alcanzadas debido a la corta altura del prototipo (el número de Grashof está alrededor de 10^8 y 10^9 dentro del régimen laminar). Para contar con velocidades mayores es necesario ampliar la altura del prototipo experimental y aprovechar el efecto de chimenea. Al comparar los resultados medidos con los calculados se tuvo una diferencia no mayor a 5°C para la temperatura de la placa interna (aluminio) y 4°C para la temperatura del aire a la salida de la cavidad. Al exponerlo a la radiación solar se observó una diferencia de 5°C para la temperatura de la superficie del placa interna (aluminio) y de 5.5°C para la temperatura a la salida de la

cavidad. Al modificar la placa de aluminio por una de cobre se observó que la variación de temperatura para la temperatura en la superficie de la hoja de cobre fue de 12 °C mientras que para la temperatura del aire a la salida de la cavidad fue de 6° C.

Se considera que el modelo analítico puede ser empleado para conocer el comportamiento de un sistema de descarga de calor en muros definiendo las dimensiones del sistema de descarga de calor y las condiciones ambientales del lugar donde se va a utilizar.

Una vez conocida la diferencia entre las pruebas experimentales y las del modelo analítico y con el fin de emitir recomendaciones de diseño, se procedió a realizar un análisis de sensibilidad, modificando el ancho del canal (espacio entre placas interna y externa), espesor de la placa interna (capacidad de almacenamiento), altura y ancho de la placa interna y la abertura de entrada del aire que alimenta al canal con el fin de obtener un mayor flujo de aire en el canal manteniendo la temperatura interna del cuarto a climatizar cercana a la ambiental. Se encontró que no es bueno incrementar la altura del sistema, el tamaño de la entrada del aire que alimenta al canal y la capacidad de almacenamiento de la placa, debido a que se disminuye la temperatura en la superficie de la placa almacenadora, reduciendo flujo de aire dentro del canal y da como resultado el incremento de la temperatura del espacio a climatizar. Para obtener mayor flujo de aire dentro del canal, cuidando que la temperatura del interior del espacio no se incremente, es recomendable combinar el incremento entre el ancho del sistema y el tamaño de la entrada del aire que alimenta al canal. Afín de reducir costos se recomienda un ancho del canal de 5 cm y un espesor de placa interna de $\frac{1}{16}$ pulg. Se realizó otra corrida reemplazando a la placa de aluminio por placa de cobre como placa almacenadora encontrando un comportamiento similar al obtenido con el aluminio, pero debido a las propiedades del cobre, aumentó la temperatura de la placa (lo cual provoca incremento de temperatura en el interior de la edificación según el análisis anterior) y las temperaturas sobre su superficie fueron mas uniformes. Por último, para conocer un posible potencial de ahorro de energía debido al empleo de estos sistemas de descarga de calor se modificaron las condiciones ambientales correspondientes a varios climas y se observó que se puede mantener la temperatura del interior del cuarto a ventilar cercana a la ambiental en condiciones climáticas muy altas (valores de radiación y temperatura ambiental altos) evitando el sobrecalentamiento o bien la inercia térmica del cuarto a climatizar con el sistema de descarga de calor. Cabe aclarar que en el título del proyecto doctoral se emplea el termino de enfriamiento, esto no quiere decir que el sistema de descarga de calor empleado, aporta aire frío al cuarto a climatizar sino que al evitar el sobrecalentamiento de la edificación se disminuye la temperatura interna del cuarto a climatizar, provocando sensación de confort. Con base a lo anterior se puede concluir que empleando sistemas de descarga de calor se puede disminuir el consumo de energía (de un ejercicio sencillo realizado se pudo obtener un ahorro porcentual promedio para la República Mexicana del 14 %) originado por el empleo de sistemas convencionales de aire acondicionado, reduciendo la contaminación ambiental debido al origen de la energía que lo alimenta y que estos no requieren de gran tamaño para su funcionamiento (lo que reduce su costo), por lo que puede ser considerado su empleo en la arquitectura actual. Además, el modelo analítico propuesto, puede ser empleado como una herramienta para el diseño de sistemas de descarga de calor en muros así como para conocer su comportamiento dependiendo del lugar a emplear.

CAPITULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1. Introducción.

Desde hace mucho tiempo el hombre ha buscado la forma de obtener comodidad en su hábitat, empleando combustibles de origen fósil altamente contaminantes para lograr temperaturas adecuadas en el interior del edificio. El hombre al no considerar el ambiente o alejarse de él, ha ocasionado que en la arquitectura actual se requiera o dependa de sistemas de climatización artificial, con el consecuente costo económico, energético e impacto ambiental, debido al origen de la energía que se consume, aproximadamente el 80% de la energía consumida en México proviene de la quema de hidrocarburos [I], por tal motivo es necesario buscar alternativas que provean al hombre de un confort térmico sin necesidad de utilizar energía convencional: Afortunadamente se puede utilizar una energía con gran disponibilidad, la solar, que se encuentra en forma gratuita. Por tal motivo, en el presente proyecto doctoral plantea utilizar la energía solar como alternativa para climatización, a través de la envolvente arquitectónica, como son los muros. La climatización natural mediante energías renovables es actualmente sustentable y ha sido relacionada con la arquitectura mediante diversos adjetivos, entre ellos: bioclimática, arquitectura solar, natural o ecológica, verde, sustentable, etc.

Ken Butti [II] relata en su libro, que desde la antigüedad se han utilizado técnicas para calentamiento o enfriamiento pasivos. Por ejemplo, en algunas partes de Grecia, se usaba energía solar para calentar sus hogares. Como vivían en un clima que normalmente era soleado en casi todo el año, aprendieron a construir sus casas considerando las ventajas del uso del sol durante el invierno y evitar el calentamiento excesivo durante el verano. Menciona que excavaciones recientes demostraron que este tipo de arquitectura nació en el Oeste, donde algunas casas eran orientadas hacia el sur y la mayoría de ellas orientadas de tal forma que captaran los rayos del sol en invierno. Los Griegos veneraban al sol y creían que los rayos de sol sólo eran utilizados por las plantas y animales, por lo que al utilizarla para algo más fue impactante y novedoso.

Puntualiza que los Griegos construían sus fachadas con base a la orientación respecto al sol, dependiendo de la época del año. Por ejemplo, las paredes que en el verano daban al sol eran gruesas mientras que los muros donde el sol golpeaba en el invierno eran delgados y con ventanas. Esto permitía que la edificación se mantuviera caliente en invierno, retenía el calor de los rayos solares en los muros y lo esparcía mediante el aire que se colaba por pequeñas grietas o rendijas, construidas para ese efecto, hacia el interior de la edificación.

Señala que los Romanos, quienes usaban madera para calentar el aire y generar un ambiente agradable en el interior de sus edificaciones, al ver que se tenía escasez de ella optaron por utilizar las técnicas de construcción de los Griegos y no solo la emplearon sino que crearon nuevas técnicas de arquitectura solar que podían ser utilizadas en diferentes climas. Ellos construían un cuarto denominado *heliocaminus* (horno solar) el cual servía para captar el calor mediante muros y lo transferían al resto de los cuartos por corrientes de aire. Para evitar ganancias o pérdidas de calor en los huecos que dejaban en las paredes (ventanas) tuvieron que encontrar algo que los ayudara a controlarlo. Se apoyaron de superficies transparentes como el vidrio para dejar pasar la luz y retener el calor. Por ejemplo sus balnearios, lugar donde se reunían para tomar un baño de vapor, nadar o practicar algún juego, se construían con muros que incluían ventanas o grietas pequeñas que dejaban pasar la luz del sol.

En México, nuestros antepasados colocaban la cisterna en el techo de la casa para aprovechar la humedad y detener el calor del sol. También construían de acuerdo a la orientación del sol y del paso

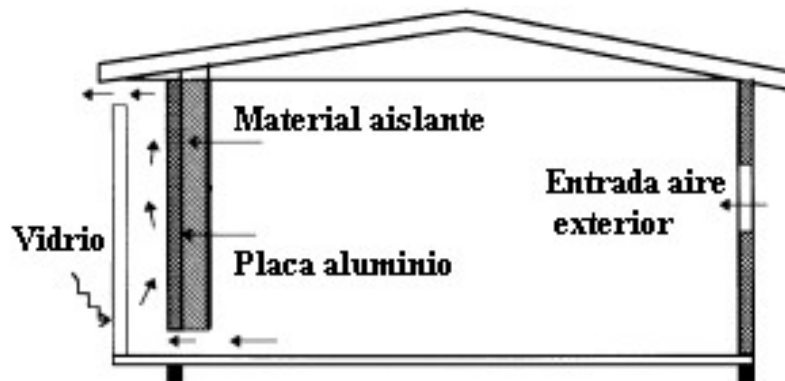
del viento ya que haciendo orificios en las paredes provocaban su circulación, como las culturas mayas, toltecas y aztecas.

Actualmente existen varios sistemas para proporcionar confort térmico, entre ellos los Activos (convencionales) y los Pasivos (el medio ambiente y energías renovables), específicamente en este trabajo de investigación se tratara sobre sistemas de descarga de calor como sistema pasivo.

1.2. Descripción del problema

El sistema de descarga de calor esta formado por dos placas paralelas, una de ellas es vidrio que protege a la otra placa (por ejemplo aluminio) que esta montada sobre un muro, formando un canal por donde circula aire. (figura 1.1) Los rayos del sol al incidir en el muro almacenador (placa de aluminio montada sobre un muro) por sus características de absorción, conductividad térmica y almacenamiento modifican su temperatura y por su capacidad calorífica se convierte en un acumulador de calor. Este calor almacenado se transmite al aire que se introduce al sistema por el canal ocasionando convección natural. Este aire se puede introducir al interior de la edificación para calentarla (no es el caso del proyecto) o se tira al exterior logrando generar ventilación en el interior de la edificación, propiciando que su temperatura se mantenga cercanas a la zona de confort.

Figura 1.1 .- Sistema de descarga de calor



En el presente trabajo se estudia al canal de forma rectangular que se encuentra acotado por cuatro condiciones de frontera: un muro vertical (formado por una placa interna montada en el muro); una superficie transparente (vidrio que sirve de protección al medio ambiente) que permite que el muro vertical reciba un flujo de calor que varía dependiendo de la irradiación recibida; y de dos superficies adiabáticas que cierran la cavidad.

Se toma el caso de un muro vertical que separa de las condiciones del medio ambiente y el interior de un cuarto, donde la transferencia de calor a través del muro y la temperatura del cuarto son una respuesta a la variación periódica de las condiciones climáticas sobre la cara exterior del muro.

La temperatura del muro almacenador (muro y placa interna) se eleva por el efecto de la radiación solar y a su vez aumenta la temperatura del aire que circula sobre su superficie.

La cara exterior del muro almacenador interactúa con el ambiente de tres formas las cuales son función del tiempo por lo que se presentan de manera periódica:

- a) Convección con el aire exterior
- b) Radiación infrarroja con el medio ambiente exterior
- c) Radiación solar que incide sobre las placas interna y externa.

Cada interacción tiene un efecto sobre la temperatura tanto en la superficie del muro almacenador como la interna del cuarto a climatizar.

La transferencia de calor entre la cara del muro almacenador y el fluido del interior del canal se realiza por convección natural, que resulta de la diferencia de densidades del aire entre la entrada y salida del canal.

Se han realizado estudios a sistemas de descarga de calor en los cuales se incluye el diseño del elemento almacenador de calor o placa interna. Se encontró que, en colectores solares con cierta inclinación no es necesario que el colector utilizado para captar la energía solar este construido con material metálico sino que se puede obtener buenas ganancias de calor con un recubrimiento más absorbente o superficies opacas y transparentes, que puedan absorber la radiación solar. También se observó que al colocar dos vidrios dentro del colector solar se puede aumentar la ganancia de calor en su interior y que se obtiene la misma eficiencia si estos se encuentran separados por 4 o 2 cm lo que permite reducir el tamaño del colector.

En cuanto a la experimentación, Siebers [III], Jaluria [IV] y Naylor [V] han variado el número de Grashof, entre valores comprendidos entre 10^2 y 10^{12} , es decir, vieron el comportamiento del fenómeno de la convección natural así como la variación de las temperaturas entre la sustancia de trabajo y la de ambiente (respuesta térmica); Chen [VI], Hung [VII] y Martín [VIII] han variado el número de Rayleigh con valores comprendidos entre 0 y 10^{10} , es decir, analizan como se comporta la temperatura del fluido y la del ambiente al variar las propiedades de la sustancia; Morillón [IX] ha variado el número de Fourier de 5 a 44,000, es decir, analizó como responde el muro en cuanto a la capacidad de almacenamiento de calor con el paso del tiempo; y Kobus [X] ha variado el número de Prandtl desde 0 hasta 10^3 para conocer como se modifica la velocidad del flujo al cambiar la densidad (cambio de viscosidad y fuerzas de flotación), es decir, varió las propiedades del fluido de trabajo.

Con respecto a la formulación de modelos analíticos que describan el comportamiento de sistemas de descarga de calor, Duffin [XI], Zalewski [XII] y Xiande Fang [XIII] presentan modelos analíticos en estado transitorio que permiten conocer el comportamiento de algunas variables de diseño de un muro Trombe. Hirunlabh [XIV] y Zalewski [XV] presentan modelos analíticos que permiten conocer el comportamiento de un muro Trombe en estado estacionario. Guohui Gan [XVI] y Xiande

Fang [XIII] emplearon software de dinámica de fluidos para simular el comportamiento térmico del muro Trombe.

En los modelos analíticos encontrados no se contempla ni la temperatura del aire en el interior de la edificación a ventilar ni el almacenamiento de calor que se tiene en la placa interna o muro masivo. Este último lo desprecian por ser pequeño o consideran que el aire se lleva todo el calor de la placa interna.

En los estudios al Muro Trombe (principio del sistema de descarga de calor) se encontró que no se han realizado estudios en los cuales se pueda observar el comportamiento del flujo de aire generado al variar el área de entrada de aire así como el de salida, solo se presenta el comportamiento para determinadas condiciones ambientales. No se a cuantificado del todo el enfriamiento que se puede alcanzar al emplear sistemas de descarga de calor. No se establece un potencial de ahorro de energía originado por el empleo de estos sistemas y sustitución de los sistemas de climatización artificial.

1.3. Objetivos

Objetivo General

Analizar y estudiar el comportamiento de un sistema de descarga de calor como parte de la envolvente de una edificación, para disminuir las excesivas ganancias de calor al interior de la edificación provocadas por la radiación solar y por con consecuencia en el uso de sistemas de climatización artificial para el ahorro de energía. Poniendo atención en alcanzar el confort térmico en los edificios.

Objetivos Particulares

Conocer y estudiar el comportamiento térmico de un sistema de descarga de calor aplicado en muros.

Formular un modelo analítico que describa el comportamiento de un sistema de descarga de calor en muros.

Diseñar y construir un prototipo experimental que simule el comportamiento del sistema de descarga de calor en muros.

Mediante la experimentación validar el modelo analítico.

Realizar análisis de sensibilidad modificando algunas de las variables de diseño del sistema de descarga de calor, con el fin de emitir recomendaciones de diseño.

Conocer el comportamiento de un sistema de descarga de calor en muros aplicado a diferentes climas.

Cabe aclarar que en el título del proyecto doctoral se emplea el término de enfriamiento, esto no quiere decir que el sistema de descarga de calor empleado, aporta aire frío al cuarto a climatizar sino que al evitar el sobrecalentamiento de la edificación se disminuye la temperatura interna del cuarto a climatizar, provocando sensación de confort.

1.4. Contenido de la tesis

Para cumplir con el objetivo del presente estudio “Analizar y estudiar el comportamiento de un sistema de descarga de calor como parte de la envolvente de una edificación” se realizó la siguiente metodología:

Se realizó una revisión bibliográfica, la cual se incluyó en el capítulo 2 del trabajo, para conocer el estado del arte de sistemas de descarga de calor incluyendo trabajos relacionados con el muro Trombe y convección natural en placas paralelas. Se observó que estos sistemas se han empleado desde la antigüedad y que se puede aumentar la ganancia de calor en la placa de un colector solar al aumentar un recubrimiento absorbente. En los estudios al Muro Trombe se encontró que no se han realizado estudios en los cuales se pueda observar el comportamiento del flujo de aire generado al variar el área de entrada de aire así como el de salida, solo se presenta el comportamiento del aire a la salida del canal.

Una vez terminada la revisión bibliográfica se formuló el modelo analítico que permitiera describir el comportamiento de los sistemas de descarga de calor el cual se incorporó en el capítulo 3 del trabajo. Para ello, se realizaron balances térmicos aplicados a sistemas de descarga de calor dando como resultado un modelo que describe el comportamiento de cada parte que lo constituye, considerando la variación en el tiempo de la temperatura ambiente y radiación solar, el almacenamiento de calor en la placa y temperatura del cuarto a ventilar.

Para conocer la proximidad y veracidad de los resultados del modelo analítico, se diseñó y construyó un prototipo experimental, (se describe en el capítulo 4 del trabajo) el cual consta de dos placas planas paralelas separadas por donde circula aire, se emplea una placa de aluminio de $\frac{1}{16}$ pulg. de espesor (por sus características de conductividad y respuesta térmica) para simular el muro almacenador y como segunda placa plana vidrio de 4 mm. La construcción así como la experimentación se realizó en el “Cuarto oscuro de Óptica” del Laboratorio de Física de la Facultad de Estudios Superiores Cuautitlán, de la UNAM. Se incluye dos de las siete pruebas que se realizaron en el prototipo experimental. Para esto se realizaron pruebas en el prototipo experimental las cuales se llevaron a cabo de dos formas. En seis pruebas el flujo de calor fue suministrado por medio de un arreglo de resistencias eléctricas y en la última prueba se empleó la radiación solar. En las pruebas empleando el arreglo de resistencia, se calentó el dispositivo con un flujo de calor correspondiente a 150 W por un periodo de 22 hrs., tiempo suficiente para la estabilización del arreglo de resistencias para que proporcionara un calentamiento uniforme a la placa interna. Posteriormente se varió el flujo de calor en periodos de una hora para tomar lectura del comportamiento del prototipo experimental en 150 W, 250 W, 350 W, 450 W y 600 W. En la última prueba, empleando la radiación solar, el prototipo experimental se orientó al sur para que recibiera radiación solar la mayor parte del día. Se tomó lecturas cada media hora desde las 9 hrs. hasta las 17 hrs.

En el capítulo 5 del trabajo se comparan los resultados obtenidos en las pruebas en ambos modelos y se presenta el análisis realizado con el fin de emitir recomendaciones de diseño. Para esto se modificó el ancho del canal, espesor de la placa interna (capacidad de almacenamiento), altura y ancho de la placa interna y la abertura de entrada del aire que alimenta al canal con el fin de obtener un mayor flujo de aire para la ventilación del cuarto a climatizar, manteniendo su temperatura interna cercana a la ambiental. Encontrándose, que para obtener mayor flujo de aire de ventilación, cuidando que la temperatura del interior del cuarto a climatizar esté cercana a la ambiental, se recomienda combinar el incremento del ancho de la placa interna y el área de entrada del aire que alimenta al sistema. Para conocer el comportamiento de un sistema de descarga de calor en la República Mexicana, también se presenta los resultados obtenidos al realizar pruebas en el modelo analítico modificando las condiciones ambientales correspondientes a varios climas. Se observa, que se puede mantener la temperatura del interior del cuarto a ventilar cercana a la ambiental en condiciones climáticas muy altas (valores de radiación y temperatura ambiental altos) evitando el sobrecalentamiento o bien la inercia térmica del cuarto a climatizar con el sistema de descarga de calor.

Por último, se incluye una sección con las conclusiones del proyecto de investigación así como los anexos con información complementaria para el proyecto.

CAPÍTULO 2

ANTECEDENTES

2.1. Antecedentes

En la revisión bibliográfica se tomó en cuenta trabajos relacionados con la interacción entre el medio ambiente y el interior de una edificación considerando que varían con el tiempo y que entre ellos existe un sistema de descarga de calor montado sobre un muro del edificio, además de la interacción que existe entre el ambiente y el sistema de descarga de calor así, como los fenómenos de transferencia de calor como la convección entre placas planas paralelas, fenómeno que se presenta en el interior del sistema.

Se encontraron referencias sobre aplicaciones de la energía solar en edificaciones, la mayoría enfocadas al calentamiento de la edificación como resultado de la distribución del aire previamente calentada por la radiación solar en colectores solares (montados en muros). También se encontró referencias sobre estudios, teóricos y experimentales, de sistemas que aíslan los edificios contra las condiciones ambientales.

Los antecedentes encontrados sobre el diseño y estudio del comportamiento de sistemas de descarga de calor en muros se clasificaron en base a los conocimientos que aportan al trabajo de investigación.

Para el diseño del prototipo experimental, de los antecedentes encontrados se observó que se ha estudiado el comportamiento del aire a la salida del canal al variar las condiciones ambientales, forma de la sección transversal y materiales del elemento almacenador. También como se incrementa o disminuye la temperatura del aire a la salida del canal formada por el vidrio y el elemento almacenador, al modificar las propiedades térmicas del elemento almacenador. Los antecedentes son los siguientes:

Edward S. Morse (1880) construyó un colector solar sobre una pared orientada al sur para calentamiento de una vivienda. Le implementó orificios para permitir que el aire calentado se introdujera a las habitaciones. El dispositivo resultó pequeño en comparación del tamaño de la habitación donde se encontraba pero notó que el aire interior tenía una diferencia de 15 °C con respecto al exterior. En 1882 modificó su colector solar y le añadió un vidrio transparente para que retuviera el calor. Consiguió aumentar la temperatura del aire interno desde 20 °C hasta 31 °C. Un dispositivo de mayor dimensión se colocó en Ateneo de Boston donde se logró ahorrar entre 19 y 38 kilos de carbón diarios utilizados para calentar el lugar.

P. Ohanessian y Charters (1978) estudiaron el comportamiento de un sistema pasivo empleando los principios del muro Trombe, pero adaptándole una placa colectora de calor para ser empleado para calentar el interior de la edificación. Por medio de la simulación en computadora estudiaron el comportamiento térmico de la placa montada a una pared de concreto durante las peores condiciones de invierno en Melbourne Australia. Encontraron que al emplear doble vidrio en el colector no incrementa en un valor considerable la temperatura del interior de la habitación y que el espesor óptimo de la placa absorbadora de calor para esas condiciones era de 25 cm. Observaron que con el paso del tiempo el espesor de la placa colectora de calor tiende a adquirir la misma temperatura en ambos extremos, mientras que la temperatura del muro de concreto no lo consigue. Con un espesor de placa colectora pequeño se requiere de menor tiempo para conseguir igualar las temperaturas en ambos extremos.

H. Manz and et al. (1996) estudiaron un calentador de aire montado en el exterior de una pared compuesto de material de aislamiento transparente y una película absorbadora de calor. La película de

$\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ permite que la luz visible se transmita y la radiación invisible se absorba empleándola para calentar aire circundante. El medio de almacenaje es la película de $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ y el muro. Con la película se obtuvo una mayor ganancia de calor y se distribuyó mejor el calor a lo largo del muro.

Guohui Gan (1998), realizó un estudio de la ventilación natural en verano empleando un programa de computadora (de dinámica de fluidos) para la simulación del comportamiento del muro Trombe el cual corroboró con la similitud presentada con los resultados de otros modelos experimentales. Por medio del programa estudió el comportamiento del sistema al variar la distancia entre el vidrio y el muro, la altura del muro, tipo de vidrio y aislante del muro. En sus resultados menciona que conforme se aumenta la temperatura del muro, su altura y espesor, el flujo de aire de ventilación aumenta. En su modelo que esta en estado estable no contempla el almacenamiento de calor por considerarlo un valor despreciable.

Raman et al (2000), empleando los conocimientos adquiridos al evaluar un modelo para obtener calefacción en una casa de la india, construyó un segundo modelo el cual puede ser empleado en condiciones climáticas como cálido seco y cálido húmedo. Presenta el modelo analítico utilizado para su evaluación.

Zalewski et al (2002), presentaron el comportamiento del muro Trombe mediante la simulación de un modelo analítico al variar sus características como: quitar la cubierta de vidrio, incrementar un aislante entre el muro y la habitación a ventilar y no colocar entradas y salidas de aire a la habitación a ventilar. El diseño original de muro Trombe presenta mayor ganancia de calor en el muro, mientras que el que se encuentra aislado transmite menor flujo de calor al interior de la edificación. El modelo analítico consiste en dividir el muro Trombe en varios nodos y realizar balances de energía en cada uno afín de encontrar por el método de diferencias finitas los valores de temperatura.

M. Belusko et al (2003), presentaron el estudio realizado a un calentador solar de aire que emplea como placa almacenadora acero corrugado, para fines de calefacción. Presenta un modelo analítico en estado estacionario y a diferencia de otros modelos no considera ni las condiciones climáticas o al flujo de aire generado en el tiempo.

Para la formulación del modelo analítico, se consideraron los antecedentes que se enlistan a continuación, donde se encontraron modelos en estado transitorio y en estado estacionario, que permiten conocer el comportamiento de algunas variables de diseño de un muro Trombe, también se encontró el empleo de software como el de dinámica de fluidos para simular el comportamiento térmico del muro Trombe.

R. J. Duffin y Greg Knowles (1985) propusieron un modelo analítico para conocer el comportamiento de variables de diseño de un muro Trombe en estado transitorio. Dicho modelo contempla la semejanza con un circuito eléctrico y no presentan su validación ni resultados de pruebas del modelo.

Zalewski et al (1997), presentaron los resultados al evaluar un sistema que funciona bajo el principio del Muro Trombe pero le incluyen una pared de aislante la cual se encuentra separada por tres centímetros del muro almacenador de calor. Construyó un modelo de pruebas en una casa de uso rural en Cadarache Francia, el cual emplea un ático con ventilación como apoyo. Encontró que con una mica de policarbonato se reduce la pérdida de calor en invierno y que con el aislante se disminuye la

ganancia de calor del muro al interior de la habitación en verano. En el modelo analítico que presenta, (en función del tiempo), esta formado por una matriz de cuatro incógnitas y en ninguna de ellas contempla el almacenamiento de calor en el muro. Debido a que existe una separación entre el aislante y el muro se presenta ganancia de calor al interior de la habitación a ventilar (verano) debido a que el aire que circula por ese espacio es calentado e introducido al interior de la habitación, elevando su temperatura ambiental.

Hirunlabh and et al (1999), presentó un modelo analítico que permite conocer el comportamiento de un muro Trombe en estado estable y que fue validado mediante la experimentación. El diseño fue realizado para las condiciones ambientales de Bangkok Tailandia y observó su comportamiento al variar la distancia entre el muro - vidrio y la altura del muro. El modelo analítico considera a la temperatura ambiente y radiación solar pero no considera el almacenamiento de calor (considera que la placa emite todo el calor y no almacena nada) que sufre la placa absorbadora. Con la experimentación encontró que con el empleo de un muro Trombe se puede reducir la temperatura del interior de una habitación hasta acercarse a la temperatura ambiental.

Ekechukwu y Norton (1999), presenta un modelo analítico empleado para evaluar diferentes diseños de calentadores de aire. Entre las variaciones se observa que el flujo de aire es calentado por la parte posterior de la placa, en el lado donde no recibe la radiación solar, es decir, no existe flujo de aire entre la placa y el vidrio protector. En el modelo analítico que emplea no contempla el almacenamiento de calor originado en la placa absorbadora de calor debido a que el flujo de calor atraviesa la placa para ser retirado por el aire y no se almacena como es el caso donde se encuentra protegida la placa por aislante.

Xiande Fang y Yuanzhe Li (2000), presentó el comportamiento de un sistema, que varía con respecto del muro Trombe, en el muro almacenador de calor, el cual presenta varias entradas de aire a lo largo de su superficie. Presentó un modelo analítico para el comportamiento de su sistema, el cual considera el flujo de aire que circula a través de las entradas de aire sobre el muro y el espacio entre el muro y el vidrio. Encontró que la eficiencia de su sistema es mayor al del muro Trombe (30.2 % y 22.6% respectivamente).

Aboul et al (2000), a un calentador de aire solar le incrementan un elemento almacenador de calor con el fin de optimizar las ganancias de calor al aire para ser empleado con fines de secado agrícola. Aún cuando el modelo analítico presentado esta en estado estacionario, emplea una relación en función del tiempo para el flujo de aire. Encontró que la temperatura del aire a la salida del colector (no la del cuarto a ventilar) se incrementa conforme se aumenta la longitud y espesor del elemento almacenador y que se reduce al aumentar la separación entre el vidrio y el elemento almacenador.

S. O. Enibe (2003), presenta el estudio térmico realizado a un calentador solar de aire al recubrir a la placa almacenadora con un recubrimiento absorbente para la radiación solar de nombre PCM. Presenta al modelo analítico en estado transitorio recomendando su resolución por el método de diferencias finitas. El modelo contempla tanto a las condiciones climáticas como al flujo de aire en estado transitorio pero no incluye la temperatura del cuarto a condicionar.

M. Belusko et al (2003), presentaron el estudio realizado a un calentador solar de aire que emplea como placa almacenadora acero corrugado, para fines de calefacción. Presenta un modelo

analítico en estado estacionario y a diferencia de otros modelos no considera ni las condiciones climáticas o al flujo de aire generado en el tiempo.

Ammari (2003), desarrollo un modelo analítico aplicado a un calentador solar de aire, en el cual, el flujo de aire circulaba por el interior de la placa almacenadora mediante canales. El modelo se encuentra en estado estacionario pero involucra algunas ecuaciones en estado transitorio. Estudió su comportamiento al incrementar la altura de la placa almacenadora, espacio entre placas (vidrio y almacenadora). Encontró que empleando una placa acanalada se obtenía un comportamiento térmico más adecuado para la transferencia de calor con el aire.

Para conocer los estudios realizados a sistemas de descarga de calor, de los antecedentes que a continuación se presentan, se encontró que mediante la experimentación se varió el número de Grashof, entre valores comprendidos entre 10^2 y 10^{12} , es decir, vieron el comportamiento del fenómeno de la convección natural lo largo de la placa así como la variación de las temperaturas entre la sustancia de trabajo y la del ambiente (respuesta térmica); se varió el número de Rayleigh con valores comprendidos entre 0 y 10^{10} , es decir, analizan cómo se comporta un sistema almacenador de calor al variar la sustancia de trabajo; se varió el número de Fourier de 5 a 44,000, es decir, se analizó cómo responde el muro en cuanto a la capacidad de almacenamiento de calor con el paso del tiempo; y se varió el número de Prandtl desde 0 hasta 10^3 para conocer cómo se modifica la velocidad del flujo al cambiar la densidad (cambio de viscosidad y fuerzas de flotación), es decir, se modificó las propiedades del fluido de trabajo. Los antecedentes son:

Siebers, *et al.*, (1985) estudiaron experimentalmente la convección natural en una placa vertical, con temperatura y flujo de calor constantes, y con propiedades variables. La placa se alojó en un túnel de viento, que fue operado para régimen turbulento. Se manejó para el número de Grashof entre 10^6 y 10^{12} y con temperaturas de la placa de 2.7 veces la del ambiente. En los resultados se muestra que la variación en las propiedades no tiene un efecto significativo sobre la convección de calor. También se observa que el número de Grashof en la transición disminuye al aumentar la temperatura, y que el perfil de la capa límite turbulenta puede ser representado por un perfil universal. Construyeron además una correlación para cada región, siendo para flujo laminar $Nu_y = a Gr_y^{1/4} (T_w/T_\infty)^{-0.04}$ con a igual a 0.404 para flujo de calor constante y 0.356 para temperatura constante.

Jaluria (1985) presentó un estudio numérico de la interacción de la convección natural del aire debido al calentamiento de una placa vertical con fuente de calor discretizadas a lo largo de su superficie. Parte del estudio estuvo orientado a observar el efecto de una frontera inferior horizontal, por donde entra el aire a la placa vertical. Se trabajó para números de Grashof entre 100 y 10^5 , y relaciones de aspecto de 2 y 4. El trabajo muestra que, para valores pequeños del número de Grashof, la frontera inferior es importante en el resultado, y que aguas abajo del elemento calentador la solución es parecida a la de la placa uniforme para los números de Grashof grandes.

Chen, *et al.*, (1986) presentan un estudio numérico de la convección libre laminar en capa límite a lo largo de placas planas horizontales, inclinadas y verticales con variación exponencial de la temperatura o flujo de calor en la pared en dirección de la coordenada axial. Las ecuaciones del movimiento del fluido se transforman en variables de similitud adimensionales para ser resueltas por diferencias finitas. Para ello solucionan el problema en dos orientaciones distintas: inclinada-horizontal ($0^\circ \leq \gamma < 90^\circ$) e inclinada-vertical ($0^\circ < \gamma \leq 90^\circ$). Presentan resultados en gráficas de esfuerzos cortantes locales en la pared, de los números de Nusselt y Grashof locales, de la velocidad y temperatura locales,

así como del número de Nusselt promedio, todos para las inclinaciones de 0, 5, 15, 30, 45, 60 y 90°, para distintos valores del exponente, para dos fluidos con números de Prandtl de 0.7 y 7. Las correlaciones del número de Nusselt promedio para la orientación inclinada-vertical con variación exponencial de la temperatura es: $Un = (4/3) K_1(Ra_L \text{sen} \gamma)^{1/4}$, siendo K_1 una constante, función de Pr, y válida para $5 \times 10^3 \leq Ra_L \text{sen} \gamma \leq 5 \times 10^9$.

Hung y Shiau (1988) presentaron un estudio experimental de la convección natural entre dos placas paralelas verticales, conteniendo una de ellas una protuberancia rectangular, bajo condiciones asimétricas de flujo de calor, una placa calentada y la otra aislada. Se empleó trazador de humo para visualizar patrones de flujo. Se observaron dos celdas de recirculación cercanas a la protuberancia. El rango de pruebas fue en $10^4 \leq Ra \leq 10^{10}$, con calentamiento desde 41.32 hasta 265.66 W/m² y diversos tamaños relativos de la protuberancia. Los rangos del coeficiente de convección varían entre 3 y 10 m² °C/W siendo mayores en la región de entrada. Muestran la correlación $Nu = 0.617 Ra^{0.316}$ y mencionan que es aplicable aguas abajo donde se generan turbulencias causadas por las protuberancias, mientras que aguas arriba los resultados son los mismos que para una placa plana.

Ramanathan y Kumar (1991) presentan resultados numéricos del flujo convectivo natural entre dos placas paralelas verticales dentro de una cavidad grande. Las condiciones del canal son de temperatura constante, mientras que en la placa son de flujo de calor constante. El estudio fue realizado para distintos números de Prandtl y relaciones de aspecto del canal. Los resultados concuerdan bien con los de otros trabajos para relaciones de aspecto grandes, pero no ocurre lo mismo para relaciones de aspecto pequeñas debido a que se toma en cuenta la difusión debida a la energía térmica. Los resultados muestran correlaciones para predecir la temperatura máxima y el número de Nusselt promedio sobre la placa como funciones del número de Rayleigh y la relación de aspecto. Se muestra también una correlación de la temperatura máxima del canal sobre la placa, que incluye el efecto del número de Prandtl para relaciones de aspecto grandes.

Naylor, *et al.*, (1991), presentaron un estudio numérico de la convección libre, laminar bidimensional, entre placas verticales isotérmicamente simétricas que incluyen los efectos del flujo de entrada. Las formas elípticas de las ecuaciones de movimiento son resueltas usando condiciones de flujo de entrada novedosas. Los resultados son presentados para $Pr = 0.7$, $50 \leq Gr \leq 5 \times 10^2$ y relaciones de aspecto de L/b de 10, 17 y 24. Se observan fenómenos de separación del flujo en la entrada. Comparaciones con la aproximación en capa límite muestran que la solución elíptica es necesaria para dar precisión en los parámetros locales cerca de la entrada del canal. El número de Nusselt promedio en la placa es 1.802 mediante la solución elíptica y 1.9 mediante la solución parabólica.

Martín, *et al.*, (1991) presentaron el problema de la convección natural bidimensional a través de un canal vertical formado por placas paralelas isotérmicas, para números de Rayleigh pequeños ($0 < Ra \leq 0.5$), donde el flujo es completamente desarrollado y el número de Nusselt es directamente proporcional al número de Rayleigh. En el análisis no se consideró el efecto conductivo. Los resultados muestran las correlaciones generales para el número de Nusselt y los casos límite en que $Ra \rightarrow 0$ y $Ra \rightarrow \infty$.

Huang, *et al.*, (1995) realizaron un trabajo sobre el flujo por convección y la transferencia de calor en un canal vertical que es calentado; presentan los números Reynold y los Nusselt medidos en las placas paralelas del canal; Abu-Mulaweh *et al* dieron a conocer la medición y estimación de un flujo laminar por convección natural a su paso por una placa vertical, que es calentada uniformemente

y a temperatura constante. Exponen la velocidad del flujo en la capa límite y la distribución de la temperatura; Kawai *et al* presentaron los resultados de la convección natural y la transferencia de calor entre placas paralelas y verticales, cuando varían el espacio entre las placas para lograr el régimen de capa límite laminar. Por último, Sarma *et al* presentaron la convección natural laminar en un canal vertical con calentamiento periódico de un muro; los autores se enfocan al movimiento del volumen de aire. La solución se basa en series de Fourier, gobernado el fenómeno por la ecuación de momento; el flujo y la transferencia de calor son determinados para diferentes valores del número Grashof.

Mohamad (1996), presenta el estudio realizado a un calentador solar de aire en el cual intenta reducir las pérdidas de calor en el colector y maximizar el intercambio de calor del colector al aire. Emplea dos vidrios, uno como protección del ambiente y el otro para efecto invernadero. La eficiencia del colector resultó ser mayor que la de un colector normal en un 75 %. Aún cuando las ecuaciones que emplea para simular el prototipo experimental son en estado estacionario, considera para la variación del flujo una ecuación en función del tiempo.

Kabeel (1997), presenta un estudio en el cual observa el comportamiento del flujo de aire al variar el área transversal del plato absorbedor de calor. Empleó un plato cuya sección transversal es de forma rectangular y otro de forma triangular. Encontró que la temperatura del flujo de aire se incrementa en el plato con geometría triangular y es óptimo en valores de 50 a 60 grados. Emplea ecuaciones en estado estable.

Buzzoni et al (1998), realizaron un estudio aplicado a la convección natural en un Muro Trombe, pero empleando dos canales formados por el vidrio y una delgada placa de metal como colector. El modelo analítico empleado en estado transitorio es resuelto por el método de diferencias finitas y sus resultados son comparados con los obtenidos mediante la experimentación de otros autores, con aproximaciones satisfactorias.

Guohui Gan (1998), realizó un estudio de la ventilación natural en verano empleando un programa de computadora (de dinámica de fluidos) para la simulación del comportamiento del muro Trombe el cual corroboró con la similitud presentada con los resultados de otros modelos experimentales. Por medio del programa estudió el comportamiento del sistema al variar la distancia entre el vidrio y el muro, la altura del muro, tipo de vidrio y aislante del muro. En sus resultados menciona que conforme se aumenta la temperatura del muro, su altura y espesor, el flujo de aire de ventilación aumenta. En su modelo que esta en estado estable no contempla el almacenamiento de calor por considerarlo un valor despreciable.

Rodríguez et al (2000), tomando como base un calentador de aire montado en un muro vertical orientado al sur para ventilación de una escuela en Portugal, realizaron el estudio analítico para conocer el comportamiento del flujo de aire al variar la geometría de la placa almacenadora y las condiciones climáticas, considerando que el flujo de aire inducido es turbulento y bidimensional. El modelo empleado es para estado transitorio.

Khedari et al (2002), realizaron un estudio sobre la convección natural en un canal inclinado. Determinaron relaciones del número de Nusselt y Reynolds en función del número de Rayleigh y de la altura y ancho del canal ($((s/L)R_a \text{sen}30^\circ)$).

H. D. Ammari (2003), desarrollo un modelo analítico aplicado a un calentador solar de aire, en el cual, el flujo de aire circulaba por el interior de la placa almacenadora mediante canales. El modelo se encuentra en estado estacionario pero involucra algunas ecuaciones en estado transitorio. Estudió su comportamiento al incrementar la altura de la placa almacenadora, espacio entre placas (vidrio y almacenadora). Encontró que empleando una placa acanalada se obtenía un comportamiento térmico mas adecuado para la transferencia de calor con el aire.

2.2. Análisis de los antecedentes

No se han realizado estudios en los cuales se pueda observar el comportamiento del flujo de aire generado en el canal al variar su abertura de entrada del aire así como el de salida del canal, solo se presenta su comportamiento al variar las condiciones ambientales, forma de la sección transversal y materiales del elemento almacenador.

Han estudiado como se incrementa o disminuye la temperatura del aire a la salida del canal formada por el vidrio y el muro almacenador, al modificar las propiedades térmicas del elemento almacenador, pero no han evaluado como responde la temperatura del cuarto a climatizar al modificar estas propiedades.

En los modelos analíticos encontrados, se considera la temperatura del aire a la salida del canal pero no contemplan el comportamiento de la temperatura del aire en el interior de la edificación a ventilar (la consideran igual a la temperatura ambiental) y la mayoría ni el almacenamiento de calor que se tiene en la placa o muro. Este último lo desprecian por ser pequeño o consideran que el aire se lleva todo el calor de la placa.

Tampoco se ha establecido un potencial de ahorro de energía originado por el empleo de estos sistemas y sustitución de los sistemas de climatización artificial.

CAPÍTULO 3

ESTUDIO ANALÍTICO

3.1. Modelo analítico

Para definir el modelo analítico que describe el comportamiento del sistema de descarga de calor, se realizó un balance térmico aplicado al sistema de descarga de calor (figura 3.1), bajo las siguientes condiciones:

- En dos ecuaciones se incluye la temperatura del interior del cuarto a climatizar
- Se toma en cuenta el almacenamiento de calor de la placa interna y vidrio.
- Se considera que el flujo de calor en el sistema es unidireccional

El modelo analítico ordenado de acuerdo a los componentes que lo conforman (figura 3.1) se presenta a continuación y su balance de energía en la sección 3.6:

Cubierta de vidrio:

$$GA \alpha_v - U_1 A (T_v - T_a) + hr_1 A (T_p - T_v) + hc_1 A (T_a - T_v) = 0 \quad (1)$$

Canal:

$$hc_1 A (T_a - T_v) - hc_3 A (T_p - T_a) + m Cp (T_a - T_{espacio}) = 0 \quad (2)$$

Placa almacenadora.

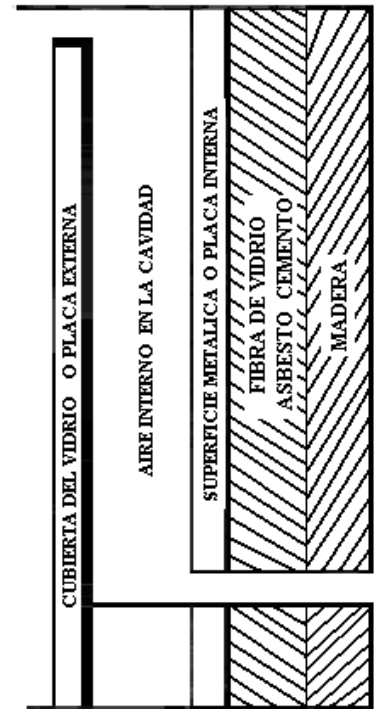
$$GA (\tau \alpha) - hc_3 A (T_p - T_a) - hr_1 A (T_p - T_v) - U_2 A (T_p - T_w) = (\rho c V_p T_p) / t \quad (3)$$

Placa almacenadora – Espacio a climatizar

$$U_2 A (T_p - T_w) - hr_2 A (T_w - T_a) - hc_2 A (T_w - T_a) = 0 \quad (4)$$

Flujo de ventilación natural:

$$m = \rho a Cd Ao [g H (T_a - T_{espacio}) / T_{espacio}]^{1/2} \quad (5)$$



Sistema de descarga de calor en muros

Para calcular hc_1 , hc_2 y hc_3 se requiere

$$Nu = 0.68 + (0.67 Ra^{1/4}) / [(1 + (0.492 / Pr)^{9/16})]^{4/9} \quad (6)$$

$$Ra = Gr Pr \quad (7)$$

$$Gr = \frac{g \Delta T \beta L^3}{\nu^2} \quad (8)$$

$$Pr = \frac{\mu Cp}{K} \quad (9)$$

$$Un = h L / K \quad (10)$$

Debido a que varios autores toman $hc_1 = hc_3$, con datos experimentales se calculó ambos coeficientes encontrando una mínima diferencia entre ellos de $0.078 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, por lo que en este análisis también se consideraron iguales.

Para hr_1 y hr_2

$$hr_1 = \frac{\sigma(Tp^2 + Tv^2)(Tp + Tv)}{\left[\left(\frac{1}{Ep} + \frac{1}{Ev} \right) - 1 \right]} \quad (11)$$

$$hr_2 = \sigma(Tv^2 + T_\alpha^2)(Tv + T_\alpha) \quad (12)$$

Para U_1 y U_2

$$U_1 = \frac{1}{\left[\left(\frac{1}{h_\alpha} \right) \right]} \quad (13)$$

$$U_2 = \frac{1}{\left[\left(\frac{eplaca}{k} + \frac{easb}{Kasb} + \frac{euni}{Kuni} + \frac{emad}{Kmad} + \frac{1}{h_{INT}} \right) \right]} \quad (14)$$

Para agilizar la resolución de las ecuaciones, se empleó el programa Matemática versión 4 (diferencias finitas) al cual le fue alimentado las ecuaciones y los datos requeridos. En el anexo D se presenta el diagrama de flujo del programa. Para determinar la radiación solar y temperatura ambiental horaria, que se requieren sustituir en las ecuaciones de balance de energía, es necesario apoyarse del siguiente análisis como sigue:

3.2. Radiación solar G

Para el proyecto se requiere que tanto la radiación G como la temperatura ambiente T_α varíen con el tiempo, por lo que el modelo se diseñó para estado transitorio.

Para determinar los valores empleados en el modelo se tiene:

La radiación solar que incide sobre el sistema de descarga de calor se puede escribir: (ASHRAE XVII)

$$G = G_{\max} \cos \theta \quad (15)$$

donde G_{\max} es el valor máximo de radiación solar que incide sobre el sistema de descarga de calor y se calcula con:

$$G_{\max} = 950 \left(1 - e^{-0.075h} \right) \quad (16)$$

donde

$$h = \text{arc sen} [(\cos\Phi \cos\delta \cos\omega) + (\text{sen}\Phi \text{sen}\delta)]$$

la declinación puede ser calculada mediante la ecuación de Cooper [XVIII]:

$$\delta = 23.45 \text{ Sen} [(360/365) (284 + n)] \quad (17)$$

y $\cos \theta$ es una función del tiempo que depende de la orientación del sistema de descarga de calor y se calcula con Benford y Bock [XIX]:

Para un muro vertical orientado al norte o sur:

$$\cos\theta = - \text{sen}\delta \cos\varphi \cos\gamma + \cos\delta \text{sen}\varphi \cos\gamma \cos\omega + \cos\delta \text{sen}\gamma \text{sen}\omega$$

$$\text{Norte} \rightarrow \gamma = 0 \quad B = 90 \quad (18)$$

$$\text{Sur} \rightarrow \gamma = 180 \quad B = 90 \quad (19)$$

Para un muro vertical orientado al oeste o este:

$$\cos\theta = \text{sen}\delta \text{sen}\varphi \cos B - \text{sen}\delta \cos\varphi \text{sen} B \cos\gamma + \cos\delta \cos\varphi \cos B \cos\omega + \cos\delta \text{sen}\varphi \text{sen} B \cos\gamma \cos\omega + \cos\delta \text{sen} B \text{sen}\gamma \text{sen}\omega$$

$$\text{Este} \rightarrow \gamma = 0 \quad B = 90 \quad (20)$$

$$\text{Oeste} \rightarrow \gamma = -90 \quad B = 90 \quad (21)$$

Para una superficie horizontal o techo:

$$\cos\theta = \cos\delta \cos\varphi \cos\omega + \text{sen}\delta \text{sen}\varphi \quad (22)$$

3.3. Temperatura ambiente T_a

La variación de la temperatura ambiente se calcula empleando la ecuación dada por Tejeda [XX]:

$$T_h = T_{\min} + Y(T_{\max} - T_{\min}) \quad (23)$$

$$Y = at^b \exp(ct) \quad (24)$$

Tejeda [XX] fabricó un software que permite establecer los valores horarios promedio mensual de una región en base a su situación geográfica. El software llamado “Mardia” emplea las ecuaciones

23 y 24 y también simula los valores de temperatura de bulbo húmedo y el índice de confort climático con una proximidad del 98%.

Los valores de temperatura máximo y mínimo promedio mensual se toman de las Normales climatológicas proporcionadas por el Sistema Metereológico Nacional y corresponden al promedio de 30 años (1951 – 1980).

3.4. Producto de la transmitancia del vidrio y la absortancia de la placa interna ($\tau\alpha$)

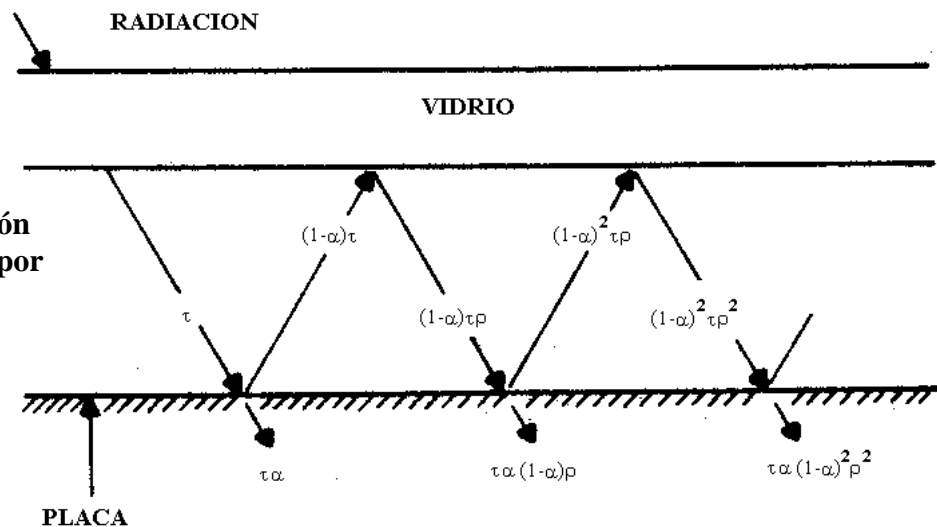
Para cuantificar la radiación solar que absorbe la placa interna fue necesario conocer el comportamiento del producto de la transmitancia del vidrio por la absortancia de la placa interna, valor que se modifica dependiendo del ángulo de incidencia de la radiación solar sobre el vidrio.

De la radiación que atraviesa al vidrio (figura 3.1) una parte es absorbida por la placa interna ($\alpha\tau$) mientras que una parte es rebotada al vidrio ($(1-\alpha)\tau$), dicha radiación al cambiar de longitud de onda es rebotada por el vidrio nuevamente a la placa interna, $((1-\alpha)\tau\rho)$, repitiéndose así sucesivamente.

La ecuación que cuantifica el valor del producto ($\tau\alpha$) esta dada por Duffie [XXI] y es

$$(\tau\alpha) = \frac{\tau\alpha}{1 - (1-\alpha)\rho_v} \quad (25)$$

Figura 3.1.- Adsorción de la radiación solar por la placa



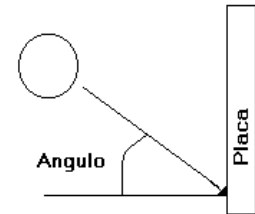
Duffie [XXI] presenta una ecuación para calcular valores que no requieren de exactitud:

$$(\tau\alpha) = 1.01\tau\alpha \quad (26)$$

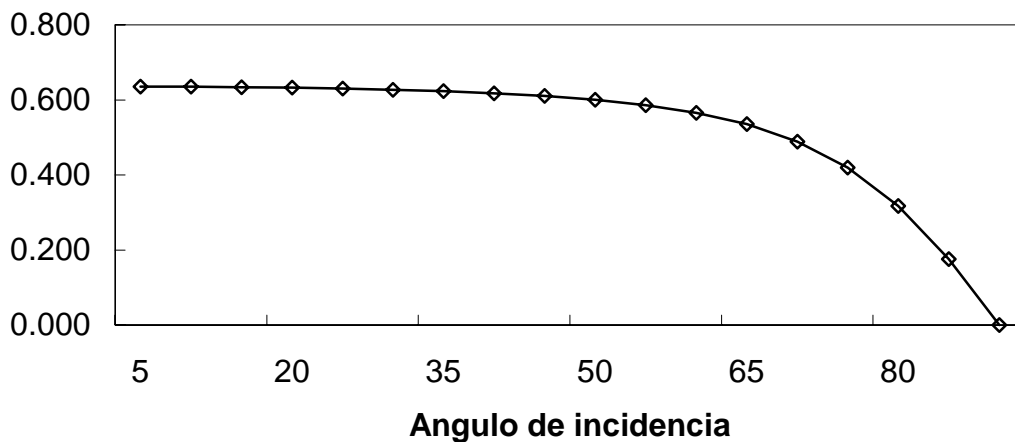
Para el proyecto se calculó como varía la transmitancia del vidrio así como la reflectancia del vidrio y placa interna, con respecto del ángulo de incidencia del sol, se consideró una fachada orientada al sur y latitud de 19.4 correspondiente a Cuautitlán de Romero Rubio, Edo. de México donde se encuentra el prototipo experimental, dando como resultado lo siguiente:

ANGULO	ABSORTANCIA	TRANSMITANCIA	REFLECTANCIA	($\tau\alpha$)
5	0,175	0,757	0,068	0,636
10	0,176	0,756	0,068	0,635
15	0,177	0,755	0,068	0,634
20	0,179	0,753	0,068	0,633
25	0,181	0,751	0,068	0,630
30	0,184	0,747	0,069	0,627
35	0,187	0,742	0,071	0,623
40	0,191	0,735	0,074	0,618
45	0,195	0,726	0,080	0,611
50	0,199	0,713	0,088	0,601
55	0,204	0,694	0,102	0,586
60	0,208	0,667	0,125	0,566
65	0,212	0,627	0,160	0,535
70	0,216	0,567	0,216	0,489
75	0,220	0,479	0,301	0,419
80	0,222	0,354	0,423	0,317
85	0,224	0,190	0,586	0,176
90	0,225	0,000	0,775	0,000

**Figura 3.2.-
Incidencia solar (h)**



Grafica 3.1.- Comportamiento del producto de la Transmitancia del vidrio por la Absortancia de la placa. Condiciones para Cuautitlán de Romero Rubio, Estado de México.



Como se observa en la gráfica 3.1 y figura 3.2, a medida que el ángulo de incidencia va aumentando, el valor del producto de la transmitancia del vidrio y absorptancia de la placa interna va disminuyendo, dentro de los primeros 30 grados se tiene una variación pequeña pero al aumentar alrededor de los 50 grados cae con mayor pendiente. Para el proyecto se empleó el valor de 0.636, debido a que el arreglo de resistencias que suministró el flujo de calor en la experimentación fue perpendicular al prototipo experimental.

3.5. Espesor de capa límite δ

Con el fin de establecer el espacio mínimo entre placas interna y externa (ancho del canal) para evitar flujo turbulento, se calculó el espesor de la capa límite térmica que se forma a lo largo del vidrio y de la placa interna, considerando los valores de temperatura en su superficie.

Para determinarlo se emplea la ecuación dada por Mills [XXII]:

$$\delta = Dx^{1/4} \quad (26)$$

y

$$D = 3.94 \left[\frac{(20/21)\alpha^2 + \nu\alpha}{g\beta(T_s - T_a)} \right]^{1/4} \quad (27)$$

Para conocer como se comporta la capa límite se considera los valores obtenidos de temperatura máximos y mínimos de la superficie del vidrio y de la placa interna.

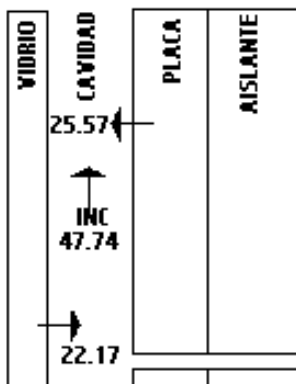
3.6. Balance de energía

A fin de comprobar la igualdad de las ecuaciones, se realizó el balance de energía de cada ecuación, aplicando valores correspondientes a las condiciones de temperatura ambiente y radiación solar del Municipio de Cuautitlán, Edo. de México, para el mes de Julio. (Distancia entre placas: 5 cm., hora: 15 hrs., $T_a = 21.8^\circ\text{C}$ y $G = 138\text{ W/m}^2$)

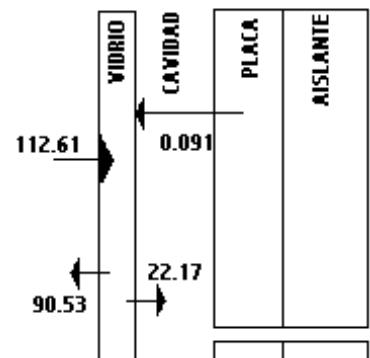
$$GA\alpha_v - U_1A(T_v - T_a) + hr_1A(T_p - T_v) + hc_1A(T_a - T_v) = 0$$

$$112.61 - 90.53 + 0.091 + (-22.17) = 0$$

BALANCE EN CAVIDAD (■)



BALANCE EN EL VIDRIO (■)



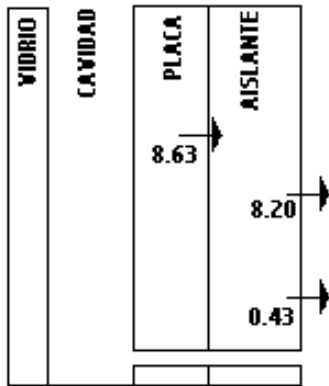
$$hc_1A(T_a - T_v) - hc_1A(T_p - T_a) + mC_p(T_a - T_{\text{cuarto}}) = 0$$

$$(-22.17) - 25.57 + 47.74 = 0$$

$$GA(\tau\alpha) - hc_1A(T_p - T_a) - hr_1A(T_p - T_v) - U_2A(T_p - T_w) = (\rho c V_p T_p)/t$$

$$89.52 - 25.57 - 0.091 - 8.63 = 55.23$$

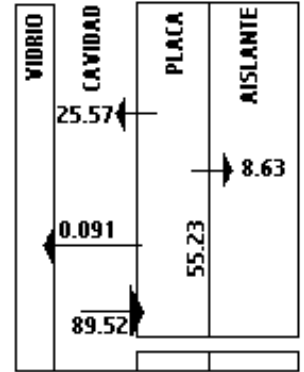
BALANCE EN AISLANTE (■)



$$U_2A(T_p - T_w) - hr_2A(T_w - T_a) - hc_2A(T_w - T_a) = 0$$

$$8.63 - 8.20 - 0.43 = 0$$

BALANCE EN LA PLACA (■)



3.7. Prueba en el modelo analítico

Se consideró lámina de aluminio como el elemento almacenador de calor o placa interna con las propiedades térmicas ASHRAE [XVII]:

$$C = 0.910 \text{ KJ/Kg } ^\circ\text{C}$$

$$\rho = 2700 \text{ Kg/m}^3$$

$$K = 200 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

y las propiedades físicas del aire, se tomaron en base a la temperatura ambiente y presión atmosférica del lugar a evaluar, por ejemplo para el caso del DF a 20 °C y presión atmosférica adquieren los valores de:

$$\rho_a = 1.2949 \text{ Kg/m}^3$$

$$\beta = 0.003501 \text{ 1/}^\circ\text{C}$$

$$K_F = 0.02545 \text{ W/m } ^\circ\text{K}$$

$$\mu = 1.9142 \times 10^{-5} \text{ Kg/m s}$$

$$\nu = 1.478 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

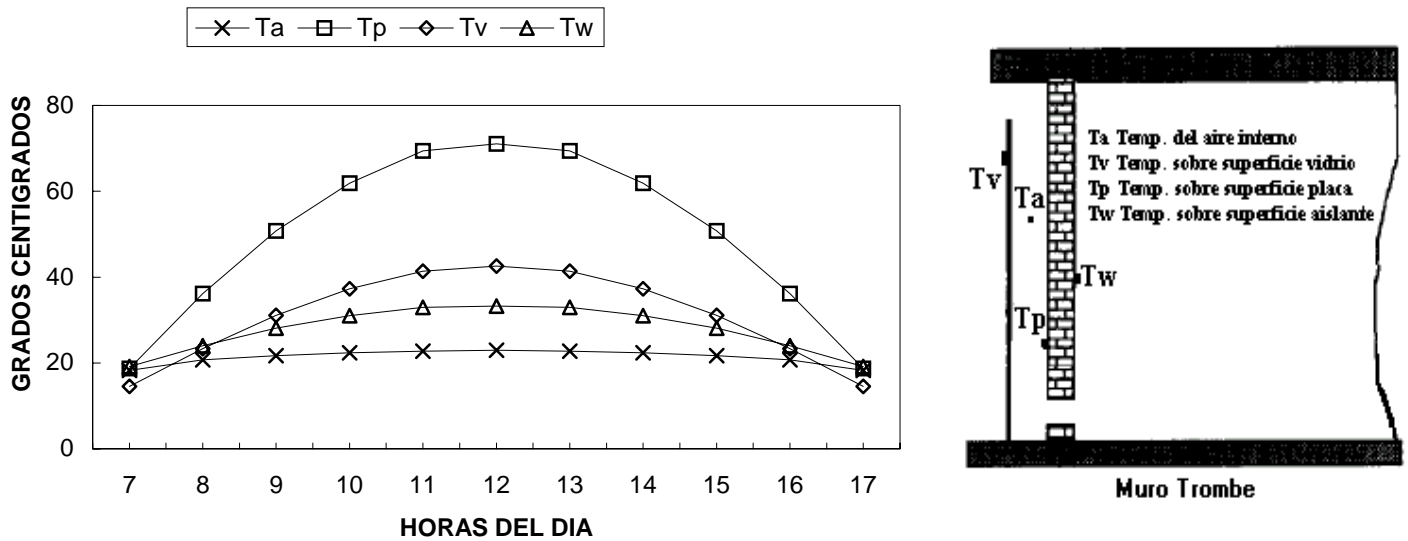
$$C_{pa} = 1.0065 \text{ KJ/Kg } ^\circ\text{C}$$

$$Pr = 0.69$$

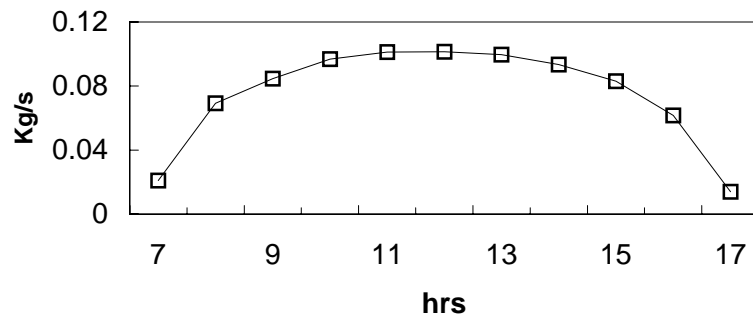
Al realizar una prueba con las condiciones ambientales para Cuautitlán de Romero Rubio mes de enero se encontró (Grafica 3.2) que tanto la temperatura de la placa interna como la del aire a la salida del canal que forman las placas interna y externa, aumenta conforme se incrementa la radiación del sol (aumenta conforme se acerca al medio día) mientras que la temperatura en la superficie del aislante protector de la placa interna aumenta en forma similar a la del vidrio. Cuando pasa del medio día, (las dos horas siguientes) la temperatura en la placa interna y del aire a la salida del canal se mantienen casi constantes debido al almacenamiento de calor en la placa interna, pero después disminuyen.

El flujo de aire, (Grafica 3.3), aumento conforme se acerca al medio día pero similar a las temperaturas en la placa interna y del aire a la salida del canal, al pasar del medio día se mantuvo casi constante (durante 2 horas), después de ese tiempo disminuyó.

Grafica 3.2.- COMPORTAMIENTO DEL MURO VERTICAL



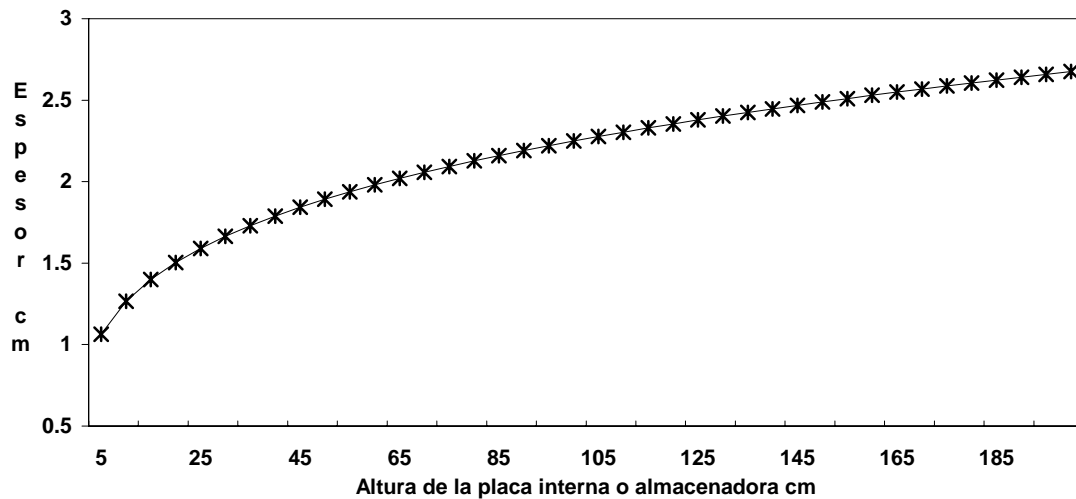
Grafica 3.3.- Variación del flujo de aire en la cavidad



Los resultados obtenidos en la gráfica 3.2 son similares al comportamiento descrito por Hirunlabh [XIV], la temperatura de la placa interna oscila alrededor de los 70 °C y aumenta conforme se acerca el medio día y disminuye al alejarse.

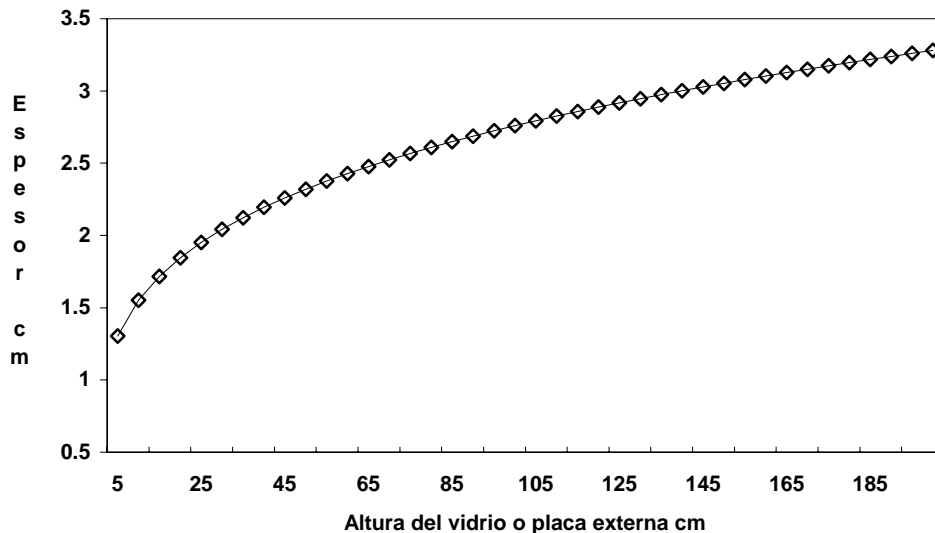
Con los datos obtenidos, se encontró espesores de capa límite considerando la temperatura del aire a la salida del canal y de la superficie de la placa interna, cuando los valores de temperatura son máximos. (medio día respectivamente)

Gráfica 3.4- Espesor de capa límite sobre la placa interna



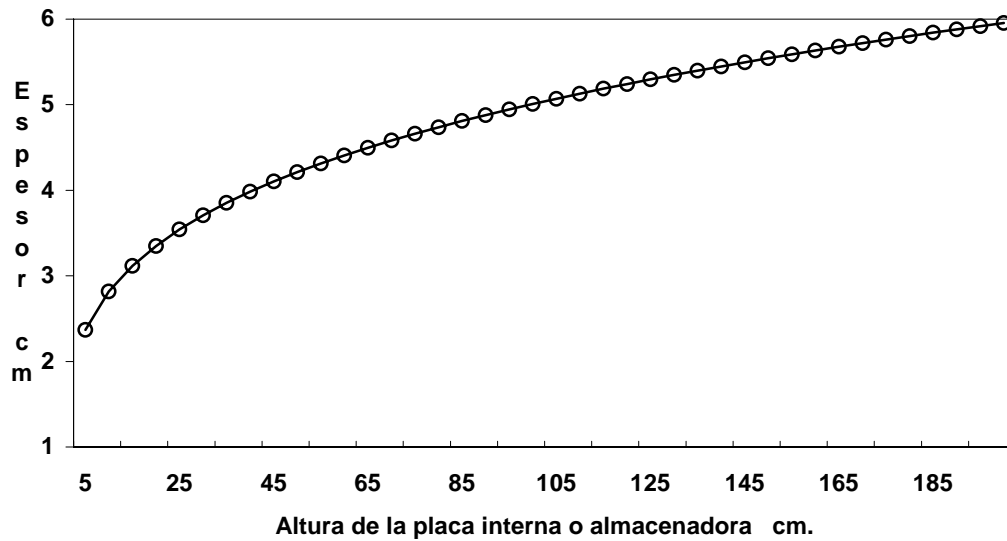
En la gráfica 3.4, se observa que el espesor de capa límite sobre la superficie de la placa interna de un metro cuadrado de área, no sobrepasa los tres cm de espesor. También se determinó el espesor de capa límite sobre la superficie del vidrio y se observó (gráfica 3.5) que el espesor máximo de casi 3.5 cm corresponde a los 2 metros de su longitud.

Gráfica 3.5.- Espesor de capa límite sobre el vidrio



Con estos valores se pudo determinar cuando se unen las capas límites del vidrio y de la placa y se forma flujo turbulento. Al sumar los espesores se encontró (grafica 3.6) que cerca de los 2 metros de longitud de la placa se cuenta con un espesor de casi 6 cm, mientras que para uno de la mitad de longitud se tiene de 5 cm.

Grafica 3.6.- Espesor total de capa límite



Para las pruebas en el prototipo experimental, como la placa interna cuenta con 1 metro de altura, se tomó el valor de espacio mínimo entre placas interna y externa de 5 cm. para evitar turbulencia.

CAPÍTULO 4

ESTUDIO EXPERIMENTAL

Para el proyecto de investigación se construyó un prototipo experimental basándose en los antecedentes presentados en el capítulo 2. La construcción así como la experimentación se realizó en el “Cuarto oscuro de Óptica” del Laboratorio de Física de la Facultad de Estudios Superiores Cuautitlán, de la UNAM.

4.1. Descripción del prototipo experimental

El prototipo experimental que se diseñó y construyó para el proyecto de investigación, permite simular el fenómeno que se presenta en un sistema de descarga de calor empleado para climatizar una edificación.

Constó de dos placas (interna y externa) paralelas separadas por una cavidad por donde circula aire. Se empleó una placa de aluminio de $\frac{1}{16}$ pulg. de espesor (por sus características de conductividad y respuesta térmica que permite realizar pruebas en tiempos cortos) para simular el muro almacenador y como placa externa, vidrio de 4 mm (figura 4.1). Las dimensiones del prototipo experimental fueron: 1 m. de ancho por 1.02 m. de altura. Se escogió esta altura para reducir el tamaño del modelo con el fin de obtener una mayor maniobrabilidad y reducir los costos. Aún cuando el modelo se diseñó para cambiar el ancho del canal de 3 cm. a 15 cm., se estudió a partir de los 5 cm., debido al resultado presentado en la gráfica 3.6 del capítulo modelo analítico.

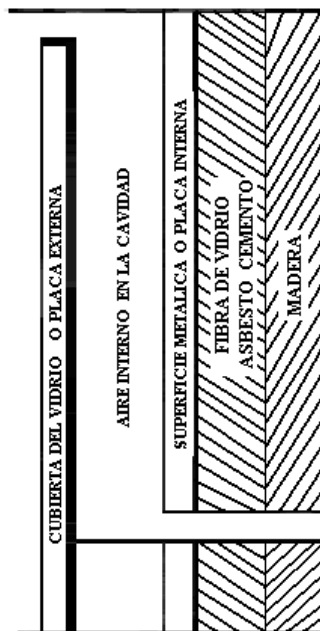


Figura 4.1 .- Prototipo experimental

Para la simulación de las condiciones ambientales externas (radiación solar y temperatura ambiente) que se pueden tener debido a la variación de la latitud y orientación, se propuso un arreglo (figura 4.2) de 20 resistencias eléctricas (empleadas en los calentadores eléctricos) que proporcionaron un flujo de calor desde 0 hasta 1028 W a la placa interna. Este arreglo se encontraba protegido por

aislante (figura 4.3): $\frac{1}{16}$ pulg. de placa de asbesto, 0.6 cm de placa de asbesto - cemento, 0.2 cm de fibra de vidrio, 2 cm de unicep y 1.5 cm de madera para disminuir perdidas al exterior y asegurar el flujo unidireccional que se tomó como consideración en el estudio. Cabe hacer mención que la finalidad de las resistencias es proporcionar el flujo de calor que recibe un sistema de descarga de calor aplicado en un muro.



Figura 4.2 .- Arreglo de resistencias



Figura 4.3.- Material aislante

El arreglo de resistencias consistió en colocar en serie dos arreglos de 10 resistencias de aproximadamente 19 ohms. En cada arreglo se colocó en paralelo 5 pares formados por 2 resistencias en serie. En total se obtuvo una resistencia de 15.2 ohms, que en potencia es:

$$I_{max} = 127 \text{ V} / 15.2 \text{ ohm} = 8.22 \text{ A}$$

$$P_{max} = 127 \text{ V} \times 8.22 \text{ A} = 1028 \text{ W}$$

El prototipo experimental permitió, mediante una abertura en la parte inferior de la placa de aluminio (figura 4.4) la entrada del aire de alimentación y por la parte superior del canal la descarga del flujo de aire generado por convección natural, lo cual evito el uso de equipos como ventiladores o extractores de aire. También, se pudo variar las dimensiones de las aberturas de entrada y salida a fin de conocer el comportamiento del sistema de descarga de calor originado por su variación.

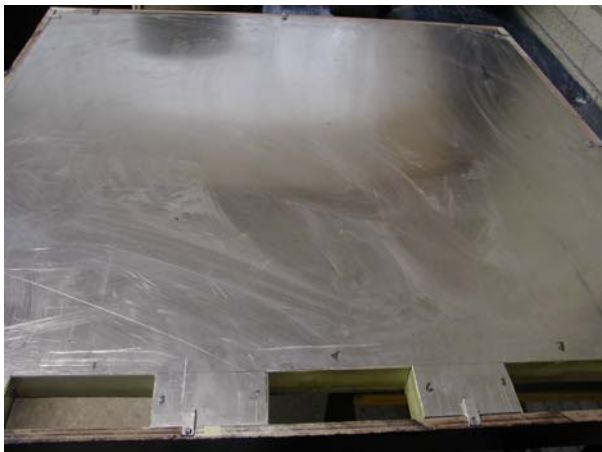


Figura 4.4.- Entradas del aire de alimentación al prototipo experimental

4.2. Equipo de medición

Los equipos que se emplearon para la adquisición de datos en las pruebas experimentales son: (figura 4.5):

- 11 Multímetros: medición del voltaje suministrado al prototipo experimental y medición de la resistencia de los sensores de temperatura.
- 1 Amperímetro de gancho: medición del amperaje suministrado.
- 1 Variac: regulador del suministro de voltaje entre el 0 y 120 %, al modelo.
- 2 Sondas de temperatura: medición la temperatura ambiental y de salida del dispositivo.
- 8 Sensores de temperatura de superficie.
- 2 Sondas de temperatura ambiental.
- 1 Piranómetro.



Figura 4.5.- Termómetro digital, multímetro digital y variac empleados en las pruebas experimentales

Los sensores de temperatura fueron prestados por la empresa CORAL GROUP, la cual realiza trabajos para PEMEX y CFE, motivo por el cual solo prestaron (equipo calibrado) 8 sensores de temperatura para superficie y dos sondas de temperatura.

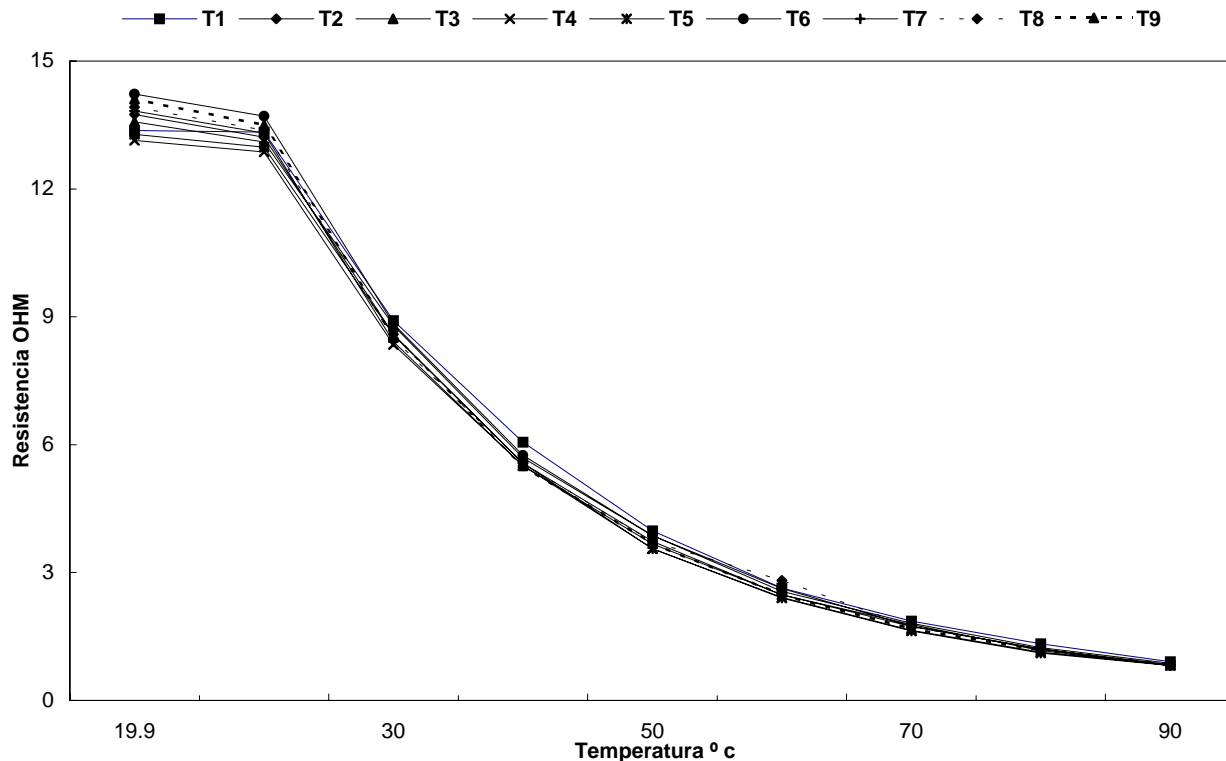
Como los sensores de temperatura de superficie trabajan como un termistor, es decir, emiten valores de resistencia (ohms) al variar su temperatura, fue necesario realizar una prueba (análisis de sensibilidad) para identificar el valor de temperatura que corresponde al valor de resistencia. Para esto fue necesario calentar cada sensor de temperatura de superficie (figura 4.6) y conforme disminuía la resistencia se registraba el valor de temperatura correspondiente.

Figura 4.6.- Prueba realizada a los sensores de temperatura



El sensor de temperatura se comportó de la siguiente forma: conforme aumento la temperatura de la superficie a censar, disminuyo su resistencia la cual fue registrada por el multímetro digital. En la gráfica 4.1 se puede observar como se comportaron los 8 termopares que se emplearon para tomar las lecturas, no se observa variación significativa entre ellos que pudiera generar resultados erróneos.

Gráfica 4.1.- Prueba realizada a los sensores de temperatura



4.3. Instalación del prototipo experimental

El objetivo del proyecto es estudiar el comportamiento de la descarga de calor en muros verticales, motivo por el cual, el modelo se colocó en forma vertical.

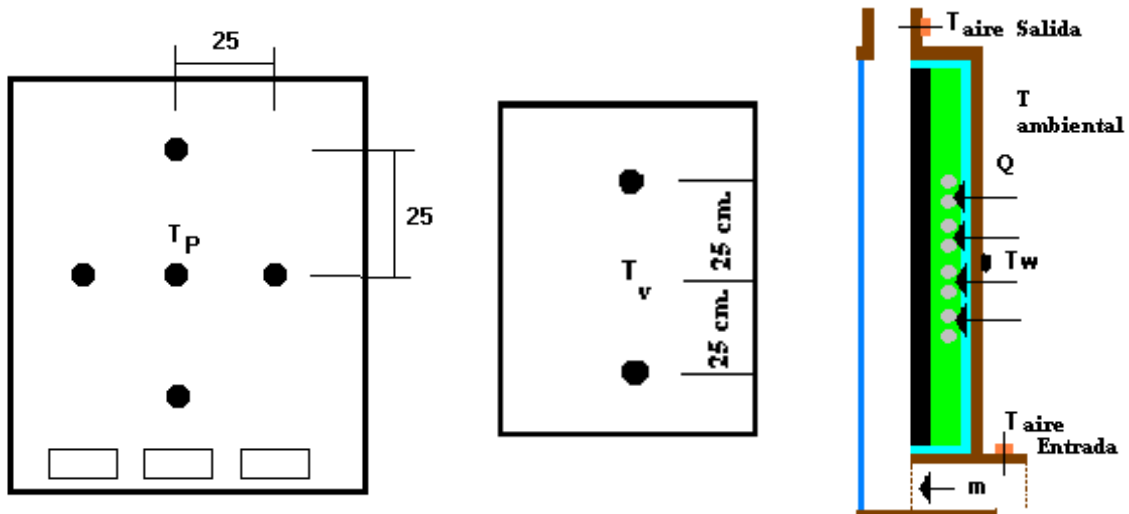
En base a los equipos adquiridos, se distribuyeron los sensores para tratar de abarcar la temperatura en la superficie de la placa interna sin descuidar a la del vidrio. Se colocaron (figura 4.7) 5 sensores en la superficie de la placa interna (T_p), dos sensores sobre la superficie del vidrio (T_v) y uno sobre la superficie del aislante protector del muro almacenador (T_w) para conocer su temperatura y determinar las pérdidas de calor a través del aislante. Se colocaron las sondas de temperatura a la entrada y salida del canal para conocer la variación de temperatura dentro del canal. Para la simulación del flujo de calor mediante resistencias se colocó un multímetro, amperímetro de gancho y un transformador de relación variable (variac). Se empleó el variac debido a que permite modificar el voltaje suministrado de 0 a 120 % de su valor y funciona como sistema de seguridad en caso del incremento de corriente provocado por la ruptura de alguna de las resistencias empleadas.

Figura 4.7.- Instrumentación del prototipo experimental



Los sensores en la superficie de la placa interna se colocaron (figura 4.8) uno en el centro y los otros cuatro a 25 cm. del centro, los sensores sobre la superficie del vidrio a 25 cm. del centro y el último al centro sobre la superficie del aislante protector de la placa interna.

Figura 4.8.- Distribución de los sensores de temperatura en el prototipo experimental



En la tabla 4.1 se presenta la notación que se empleó para la experimentación

Tabla 4.1.- Notación empleada en los sensores de temperatura

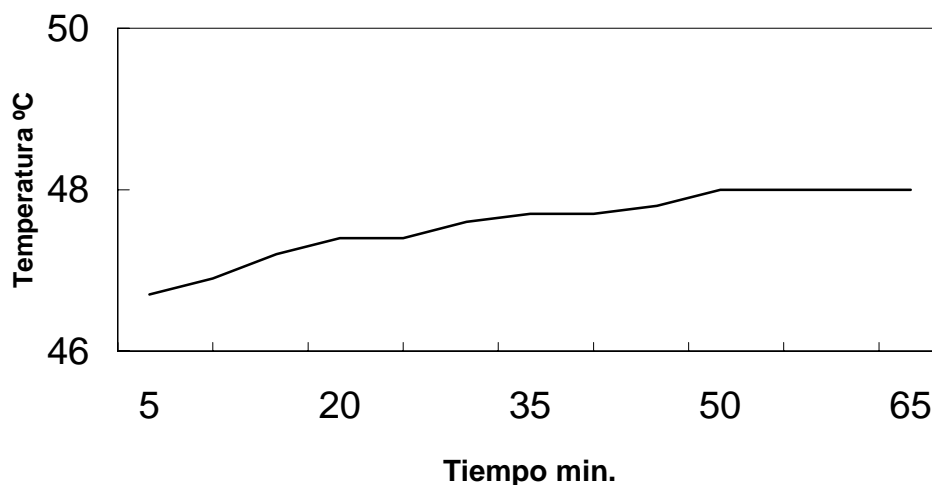
TEMPERATURAS A MEDIR	NOTACIÓN	CANTIDAD
Temperatura del aire a la entrada del canal o ambiental	T_{α}	1
Temperatura del aire a la salida del canal	T_a	1
Temperatura en la superficie de la placa	T_p	5
Temperatura de la cara posterior del dispositivo	T_w	1
Temperatura de superficie de la cubierta o vidrio	T_v	2

4.4. Procedimiento experimental

El suministro del flujo de calor se llevó a cabo de dos formas y en ambos casos la lectura de datos se realizó en forma manual.

Para el caso del suministro del flujo de calor por medio de resistencias, en cada prueba se calentó el modelo con un flujo de calor de 150 W por un periodo de tiempo suficiente para que el arreglo de resistencias se estabilizara y proporcionara potencia uniforme sobre la placa interna. Posteriormente se varió el flujo de calor por periodos de una hora con valores de 150 W, 250 W, 350 W, 450 W y 600 W. En la gráfica 4.2 se presenta el comportamiento de la temperatura sobre la placa empleando el arreglo de resistencias durante un periodo de tiempo, (corresponde una hora por periodo) y se observa que en los últimos 15 minutos del periodo, (después de las 22 hrs. de estabilización de las resistencias) la variación del calentamiento en la superficie de placa interna es mínima, considerándose casi constante.

Gráfica 4.2.- Calentamiento de la placa empleando el arreglo de resistencias durante un periodo de tiempo. (1 hr.)



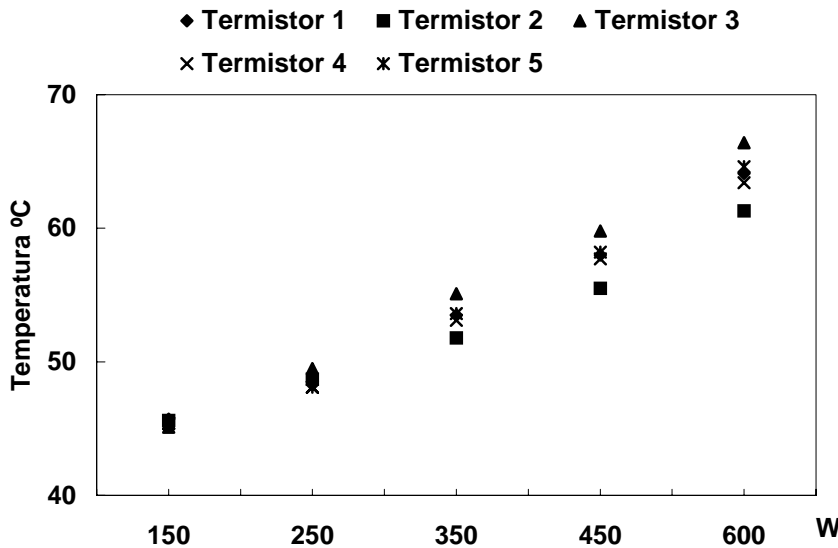
Cuando el suministro del flujo de calor fue por radiación solar, se orientó al modelo al sur para que recibiera la radiación solar durante la mayor parte del día y se tomó lectura de los sensores de temperatura cada 30 min. desde las 9 hrs. hasta las 17 hrs.

4.5. Pruebas en el prototipo experimental

Los resultados obtenidos en las pruebas experimentales se presentan en forma gráfica (ocho en total) y solo se presentan dos de ellas: cuando el flujo de calor es suministrado mediante resistencias y cuando es suministrado por radiación solar, el resto se aprecian en el anexo 1.

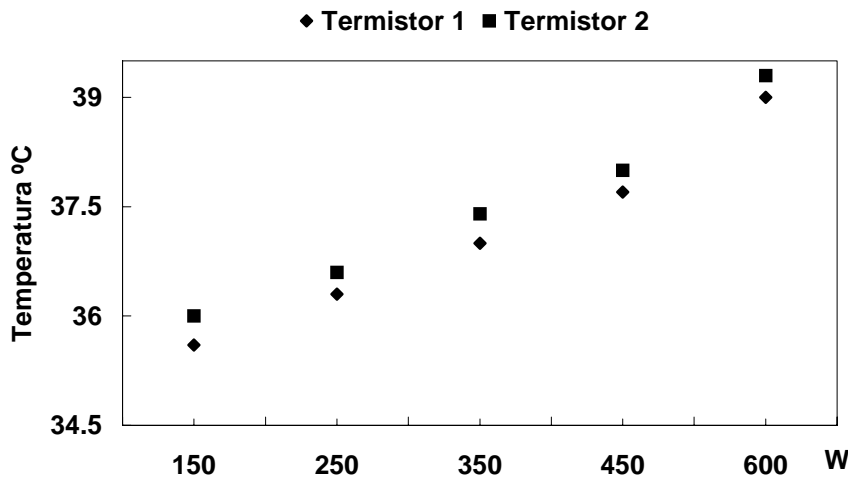
4.5.1. Prueba empleando el arreglo de resistencias como suministro del flujo de calor

Gráfica 4.3.- Comportamiento de la temperatura en la superficie de la placa interna vs. la variación del flujo de calor con el paso del tiempo



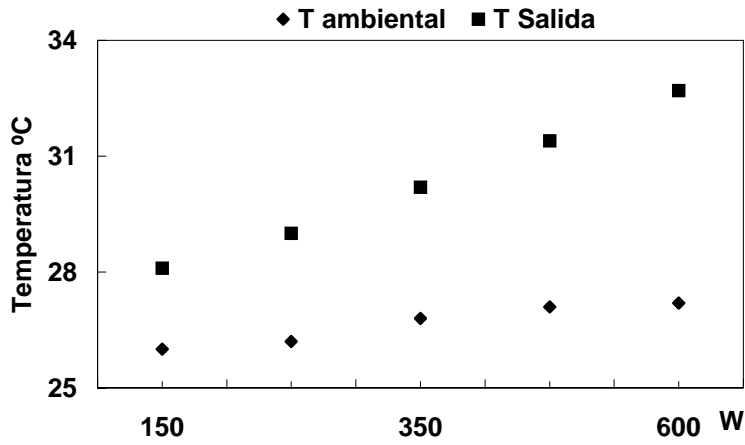
Se observa que al aumentar el flujo de calor con el paso del tiempo la temperatura de la superficie de la placa es casi uniforme, ya que se tiene una diferencia de 3.3°C como máximo entre los puntos

Gráfica 4.4.- Comportamiento de la temperatura en la superficie del vidrio vs. la variación del flujo de calor con el paso del tiempo



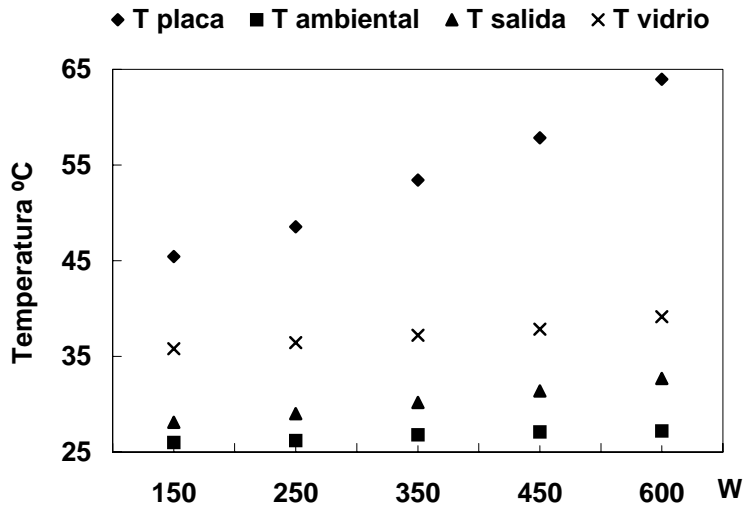
La temperatura en la superficie del vidrio es similar al variar el flujo de calor con el paso del tiempo, presenta una variación no mayor entre sus puntos de 0.36 °C.

Gráfica 4.5.- Comportamiento de la temperatura del aire de salida vs. la variación del flujo de calor con el paso del tiempo



La temperatura del aire del canal aumenta conforme se incrementa el flujo de calor a lo largo de la placa interna con el tiempo y conforme aumenta la temperatura del aire de alimentación se incrementa la del aire de salida.

Gráfica 4.6- Comportamiento térmico del prototipo experimental

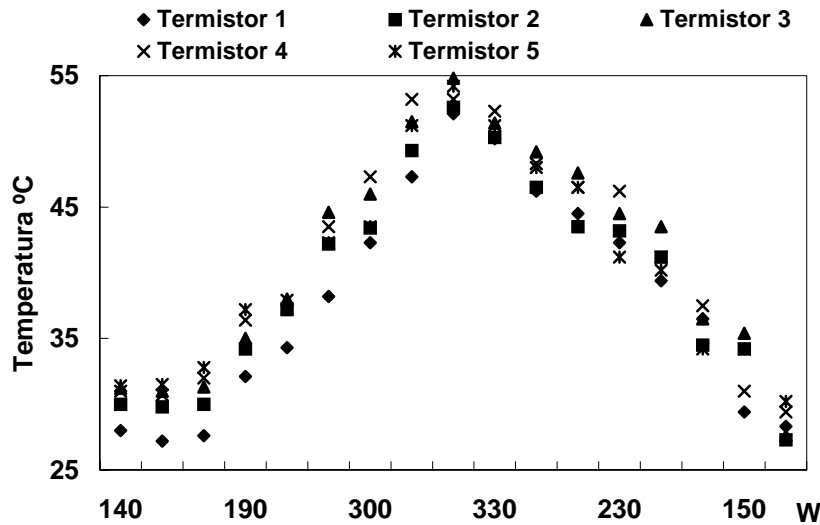


A medida que se aumenta el flujo de calor sobre el prototipo experimental las temperaturas de las superficie del vidrio y placa interna aumentan, originando que el aire que circula por la cavidad absorba parte del calor aumentando su temperatura por arriba de la ambiental.

4.5.2. Prueba empleando a la radiación solar como suministro del flujo de calor

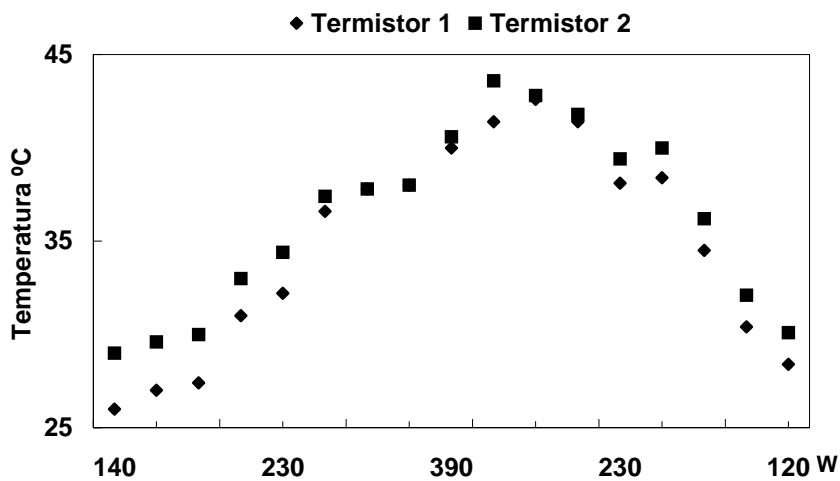
El piranómetro se instaló en forma vertical, paralelo a la placa almacenadora y la radiación solar se expresó en W y no en W/m^2 debido a que ya se consideró el área de la placa que fue de un metro cuadrado.

Gráfica 4.8.- Comportamiento de la temperatura en la superficie de la placa interna vs. la variación del flujo de calor con el paso del tiempo



Se observa que el calentamiento de la placa interna es uniforme y similar al obtenido cuando se empleó resistencias para generar el flujo de calor. Se presenta una variación entre sus puntos no mayor a $8^{\circ}C$ entre los puntos seleccionados en su superficie.

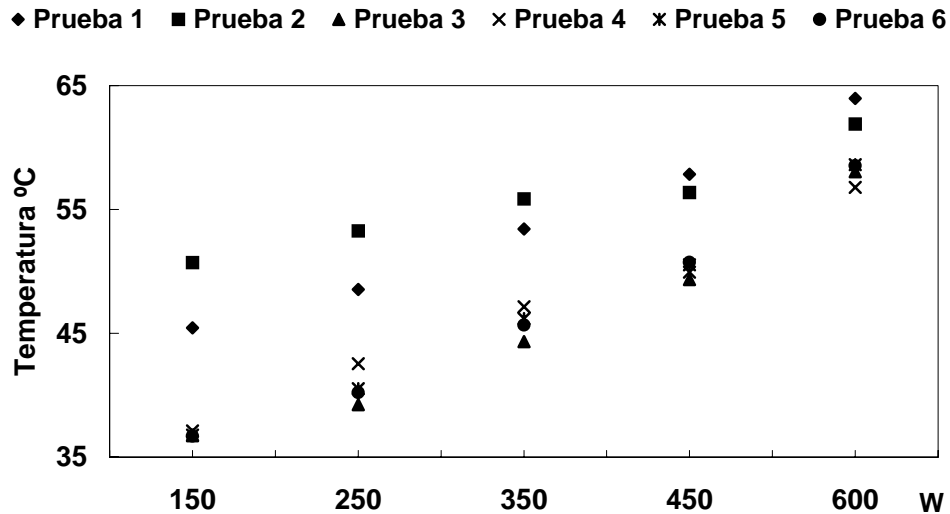
Gráfica 4.9.- Comportamiento de la temperatura en la superficie del vidrio vs. la variación del flujo de calor con el paso del tiempo



De la misma forma que en la temperatura de la placa interna, la temperatura en la superficie del vidrio se comporta en forma similar que cuando se empleó el arreglo de resistencias. La diferencia mayor con respecto a sus puntos es de $3^{\circ}C$ entre los puntos seleccionados en su superficie.

4.5.3 Comparación de los resultados obtenidos en las pruebas en el prototipo experimental empleando las resistencias como suministro del flujo de calor.

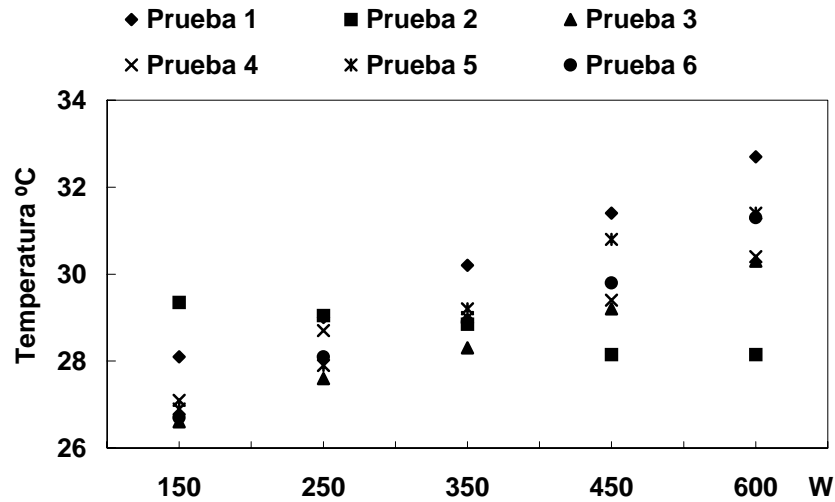
Grafica 4.10.- Comparación de las temperaturas promedio en la superficie de la placa interna obtenidas en las 6 pruebas al incrementar el flujo de calor en el tiempo.



En la gráfica 4.10 se observa que, la temperatura de la placa interna se comporta en forma similar en las pruebas con excepción de la prueba 2 donde disminuye la temperatura del aire que alimenta al modelo. Entre las pruebas existió una variación de la temperatura promedio de la superficie de la placa interna de 9.29 °C. La diferencia entre las pruebas es debido a que varió la temperatura del aire que alimenta al modelo, es decir, dicha temperatura fue mayor en las dos primeras pruebas que en las cuatro restantes. El comportamiento de las cuatro últimas pruebas es similar y su variación no fue mayor a 2 °C.

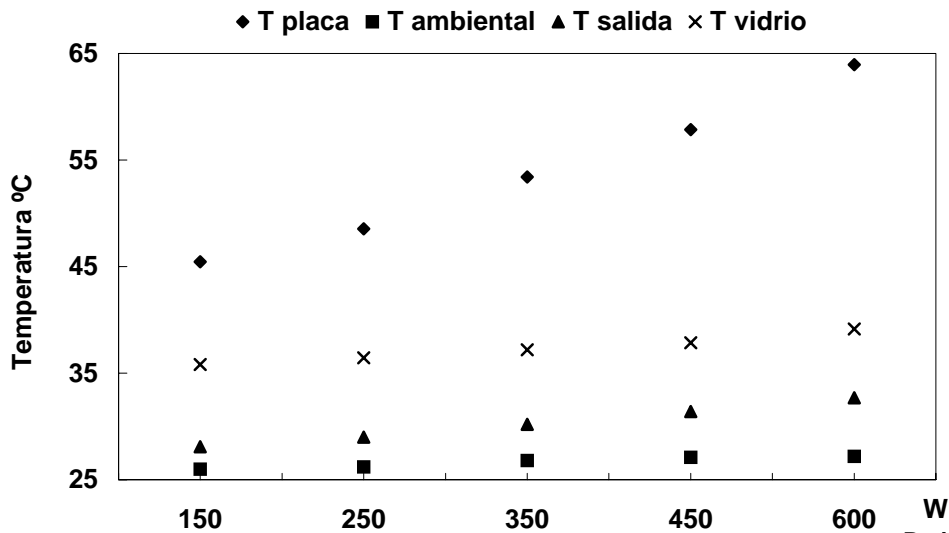
En la gráfica 4.11 se presenta la comparación de la temperatura del aire a la salida del canal obtenida en cada prueba experimental al variar el flujo de calor en el tiempo y se observa que el comportamiento de la temperatura del aire a la salida del canal es similar en cinco de las pruebas y que existe variación con la prueba 2. Esto es debido a que la temperatura del aire que alimenta al modelo disminuyó, originando que la temperatura del aire a la salida del canal también lo hiciera. Existe una variación de 3 °C entre las pruebas.

Grafica 4.11.- Comparación de las temperaturas del aire a la salida del canal de las seis pruebas al incrementar el flujo de calor en el tiempo.



Con base a los datos obtenidos en las seis pruebas experimentales, en la gráfica 4.12 se presenta los valores de temperatura promedio de las placas interna y externa, la del aire de alimentación del modelo y la del aire a la salida del canal.

Grafica 4.12.- Comportamiento térmico del prototipo experimental al incrementar el flujo de calor en el tiempo, empleando los valores promedio de temperatura obtenidos en las seis pruebas experimentales.



En la gráfica 4.12 se observa que al incrementar el flujo de calor en el tiempo las temperaturas en la superficie de las placas interna y externa aumentan originando que también lo haga la temperatura del aire a la salida del canal, pero cuando la temperatura del aire que alimenta al modelo se reduce provoca que la temperatura del aire a la salida del canal disminuya.

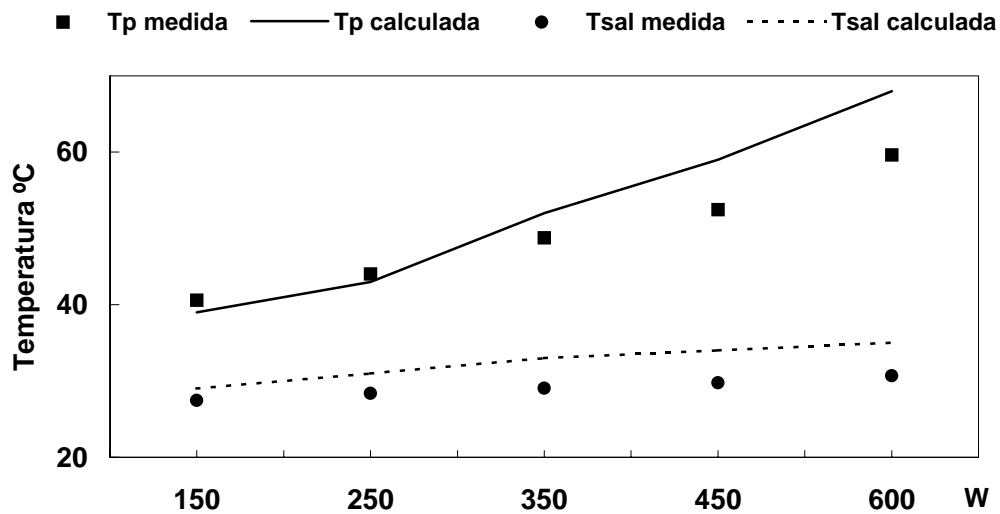
CAPÍTULO 5

ANÁLISIS DE RESULTADOS

5.1. Comparación de los resultados medidos en las pruebas experimentales con los calculados en el modelo analítico

Los valores promedio medidos en la sección anterior fueron comparados con los calculados por el modelo analítico, a fin de obtener la diferencia entre ambos modelos. En la gráfica 5.1 se presenta la comparación de los datos promedio medidos con los calculados para las seis pruebas experimentales, empleando a las resistencias como fuente de suministro del flujo de calor.

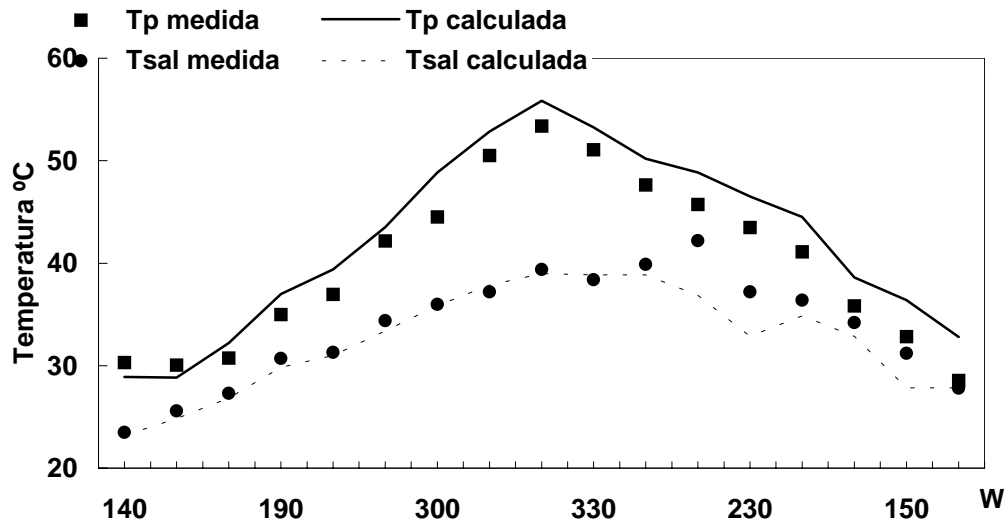
Gráfica 5.1.- Comparación de los resultados calculados con el modelo analítico contra el promedio de datos medidos en las pruebas experimentales



En la gráfica 5.1 se muestra que el comportamiento del prototipo experimental es descrito por el modelo analítico. Se observa que la temperatura en la superficie de la placa interna tiene una diferencia entre el valor medido y el calculado de 5 °C, mientras que para el aire a la salida del canal se cuenta con 4 °C.

En la gráfica 5.2 se presenta la comparación de los datos calculados en el modelo analítico con el medido en la prueba experimental empleando a la radiación solar como fuente de suministro del flujo de calor.

Gráfica 5.2.- Comparación entre los resultados medidos y calculados empleando radiación solar



En la gráfica 5.2 se observa que, el comportamiento de la temperatura tanto en la superficie de la placa interna como la del aire a la salida del canal, son similares en ambos casos. Se obtuvo una diferencia entre los valores medidos y calculados de 4.34 °C para la temperatura en la superficie de la placa interna y de 5.34 °C para la temperatura del aire a la salida del canal. Se considera que el margen de error entre ambos modelos es aceptable.

5.2. Análisis al modificar algunas variables de diseño en el modelo analítico

Con el fin de emitir recomendaciones de diseño para los sistemas de descarga de calor, se modificaron algunas variables en el modelo analítico, como (figura 5.1) el espacio entre placas (ancho del canal), altura y ancho de la placa interna, la abertura de entrada de aire al canal y espesor de la placa interna (capacidad de almacenamiento). Para realizar las pruebas y con el fin de partir con la misma referencia, se tomaron las condiciones climáticas de la localidad de Cuautitlán de Romero Rubio, Edo. de México, para el mes de julio, las cuales son: $T_{\alpha} = 22.2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ y $G = 313 \text{ W/m}^2$.

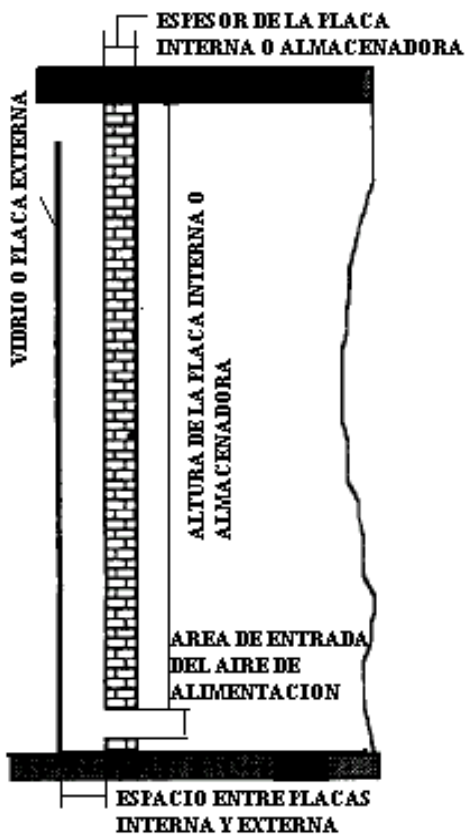
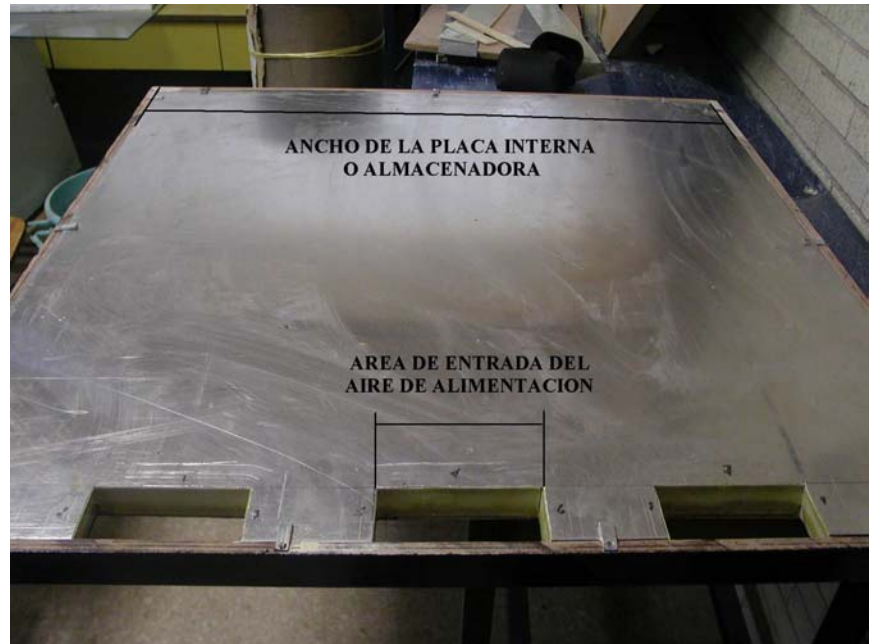


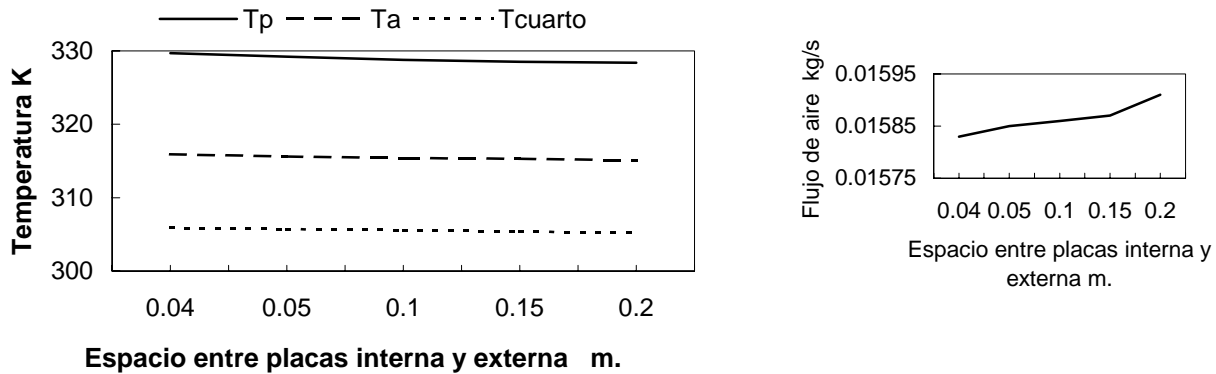
Figura 5.1.- Variables de diseño del sistema de descarga de calor



5.2.1. Variación del espacio entre placas interna y externa

Se varió el espesor entre las placas interna y externa de 4 cm. a 20 cm., y se observó (Gráfica 5.3) que al aumentar la distancia entre placas interna y externa se presenta una ligera disminución en la temperatura en la superficie de la placa interna, en la temperatura del aire a la salida del canal y de la temperatura del cuarto a ventilar, se considera que esto es debido a que al tener un mayor espacio entre placas interna y externa se incrementa el flujo de aire en su interior (aumenta el área transversal del canal) retirando parte del flujo de calor de las placas interna y externa.

Grafica 5.3.- Comportamiento térmico del modelo al variar el espacio entre placas interna y externa

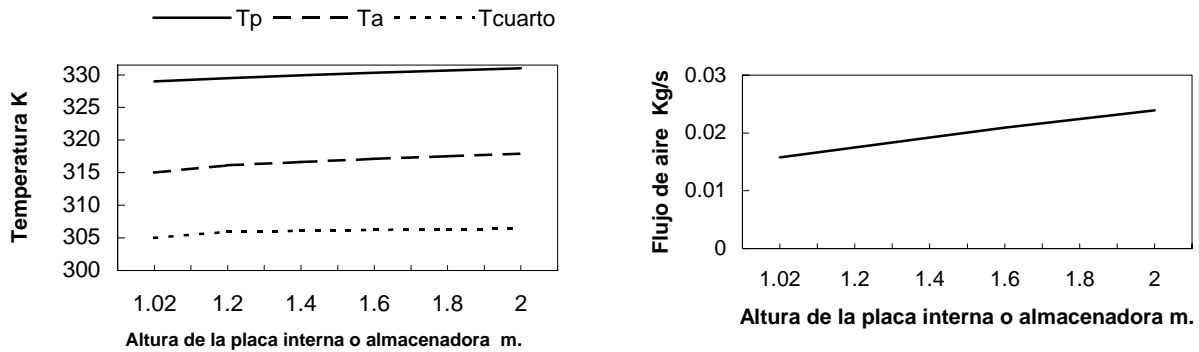


Tp Temperatura en la superficie de la placa interna Ta Temperatura del aire a la salida del canal Tcuarto Temperatura del cuarto a enfriar

5.2.2. Variación de la altura de la placa interna

En la siguiente prueba se varió la altura de la placa interna desde 1.02 m. a 2 m. y se encontró (grafica 5.4) que al aumentar la altura de la placa interna se incrementa las temperaturas del aire a la salida del canal y de la superficie de la placa interna, debido a que se cuenta con mayor superficie para la captación de la radiación solar, originando mayor flujo de aire en la cavidad. Se observa en la gráfica 12, que la temperatura en el interior del cuarto a climatizar también aumenta y se estima que es resultado del sobrecalentamiento de la placa interna que transmite mayor flujo de calor al interior del cuarto a climatizar por el aislante empleado.

Grafica 5.4.- Comportamiento térmico del modelo al variar la altura de la placa interna

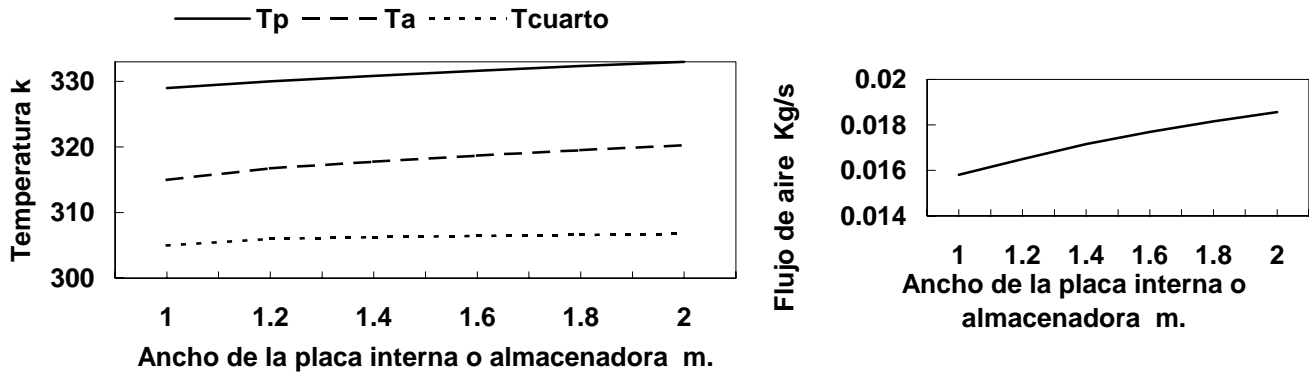


Tp Temperatura en la superficie de la placa interna Ta Temperatura del aire a la salida del canal Tcuarto Temperatura del cuarto a enfriar

5.2.3. Variación del ancho de la placa interna

Se varió el ancho de la placa interna de 1 m. a 2 m. y originó (gráfica 5.5) que se incrementara la temperatura en la superficie de la placa interna y la temperatura del aire de salida del canal. El flujo de aire se incrementa originando que se obtenga mayor ventilación lo cual se observa en el comportamiento de la temperatura en del interior del cuarto a climatizar que se mantiene entre 31°C y 33 °C.

Gráfica 5.5.- Comportamiento térmico del modelo al variar el ancho de la placa interna

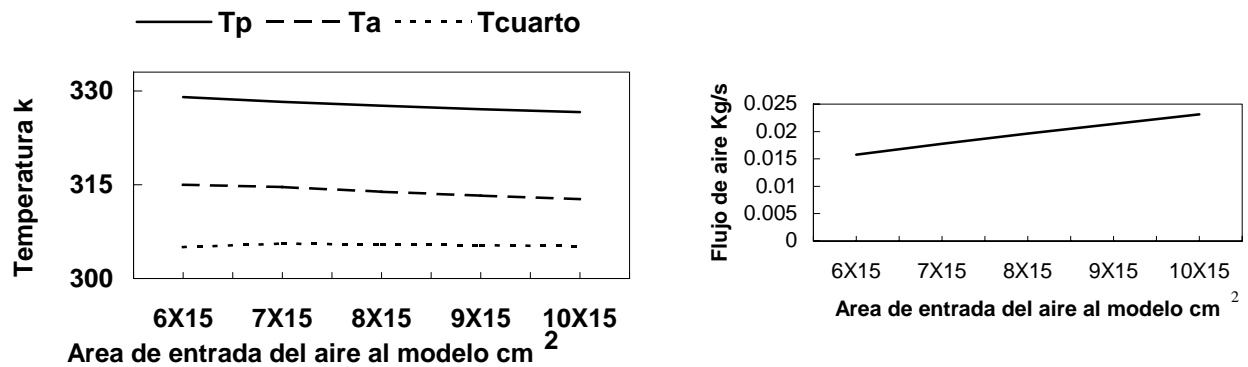


Tp Temperatura en la superficie de la placa interna Ta Temperatura del aire a la salida del canal Tcuarto Temperatura del cuarto a enfriar

5.2.4. Variación del área de entrada del aire que alimenta al modelo

Se varió el área de entrada del aire que alimenta al modelo de 6 x 15 cm. a 10 x 15 cm. y se encontró (gráfica 5.6) que al incrementar el flujo de aire que alimenta al modelo se disminuye tanto la temperatura en la superficie de la placa interna como la temperatura del aire a la salida del canal, pero se mantiene la temperatura del interior del cuarto a climatizar entre 31°C y 32°C.

Gráfica 5.6.- Comportamiento térmico del modelo al variar el área de entrada del aire que lo alimenta

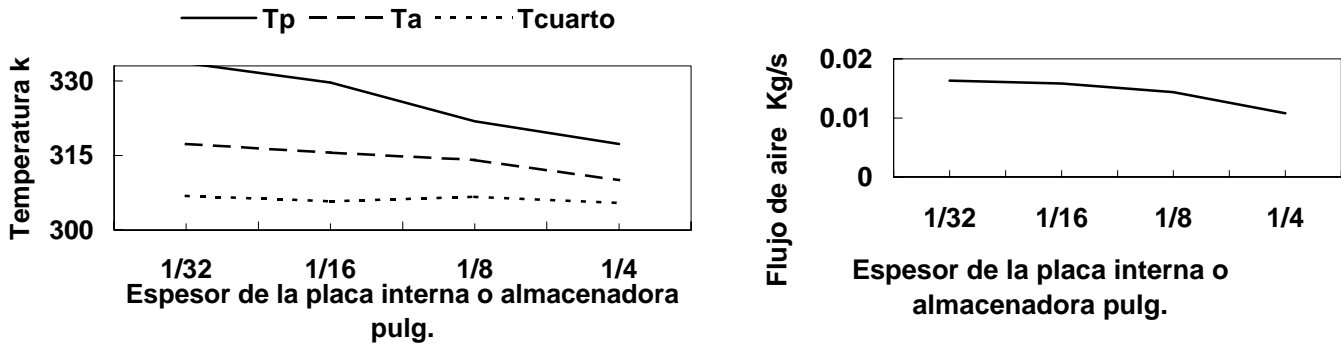


Tp Temperatura en la superficie de la placa interna Ta Temperatura del aire a la salida del canal Tcuarto Temperatura del cuarto a enfriar

5.2.5. Variación del espesor de la placa interna

Se varió el espesor de la placa interna de $\frac{1}{32}$ pulg. a $\frac{1}{4}$ pulg. y se encontró (gráfica 5.7) que conforme se aumenta el espesor de la placa interna, disminuye las temperaturas tanto la del aire a la salida del canal como la de la superficie de la placa interna, originando que se reduzca el flujo de aire generado en el interior del canal. Se estima que la reducción de temperatura en la superficie de la placa interna (de 60°C a 42°C) es debido a que se requiere mayor flujo de calor para calentar su superficie.

Gráfica 5.7.- Comportamiento térmico del modelo al variar el espesor de la placa interna

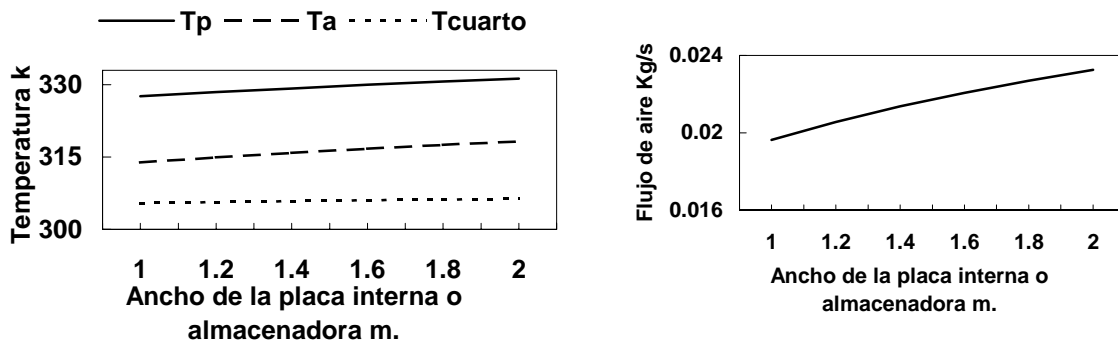


Tp Temperatura en la superficie de la placa interna Ta Temperatura del aire a la salida del canal Tcuarto Temperatura del cuarto a enfriar

5.2.6. Variación del área de entrada del aire que alimenta al modelo y del ancho de la placa interna

En base a los resultados obtenidos en las cuatro pruebas anteriores, se cambió el área de la entrada del aire que alimenta al modelo de 3 entradas de 6×15 cm a 4 entradas de 6×15 cm y se varió el ancho de la placa interna de 1 m. a 2 m. encontrando que (gráfica 5.8) al combinar ambas variaciones se incrementan las temperaturas en la superficie de la placa interna y la del aire a la salida del canal, mientras que la temperatura en el interior del cuarto a climatizar presenta un aumento no mayor a 1°C .

Gráfica 5.8.- Comportamiento térmico del modelo al variar el área de entrada del aire que lo alimenta y el ancho de la placa interna



Tp Temperatura en la superficie de la placa interna Ta Temperatura del aire a la salida del canal Tcuarto Temperatura del cuarto a climatizar

5.3. Resultados al variar las condiciones ambientales en el modelo analítico

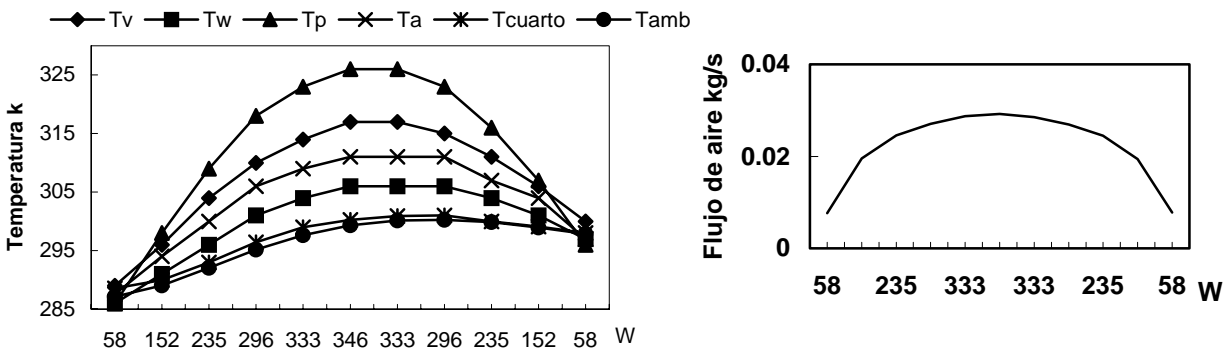
Con el propósito de conocer como se comportaría un sistema de descarga de calor en muros en varios estados de la República Mexicana a lo largo de un día (de 7 hrs. a 17 hrs.), se realizaron diferentes pruebas en las que se alimentó en el modelo analítico los valores de radiación solar y temperatura ambiente horaria de cada estado, las cuales se presentan al final del documento ordenadas por estado para el mes de julio. Para el diseño del sistema de descarga de calor empleado para las pruebas, se consideró los resultados obtenidos en las pruebas anteriores donde se observó el comportamiento de las variables del diseño. Con base en lo anterior, se empleó una altura 1.20 m y un ancho de 1.60 m para la placa interna, 5 cm de espacio entre placas interna y externa y cuatro aberturas de 7 x 15 cm para la entrada del aire que alimenta al sistema.

En las gráficas que a continuación se presentan se involucra la siguiente notación:

- T_v = Temperatura en la superficie del vidrio, K
- T_p = Temperatura en la superficie de la placa interna, K
- T_a = Temperatura del aire a la salida del canal, K
- T_w = Temperatura en la superficie del aislante protector de la placa interna, K
- T_{amb} = Temperatura ambiente, K
- T_{cuarto} = Temperatura del aire del cuarto a climatizar, K.

AGUASCALIENTES

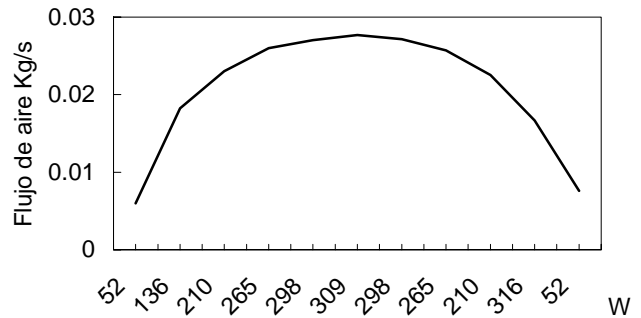
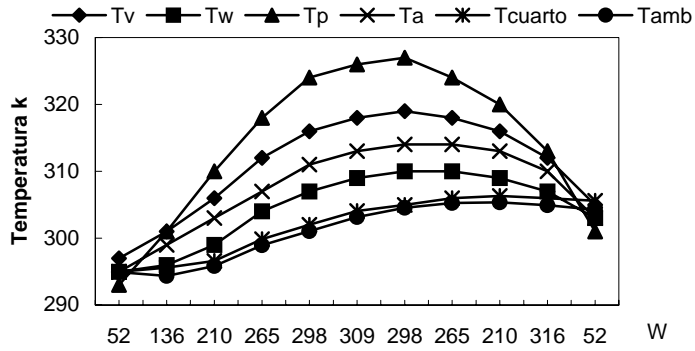
Comportamiento térmico del sistema de descarga de calor Flujo de aire generado



COLIMA

Comportamiento térmico del sistema de descarga de calor

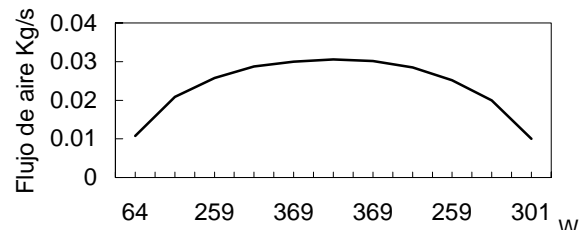
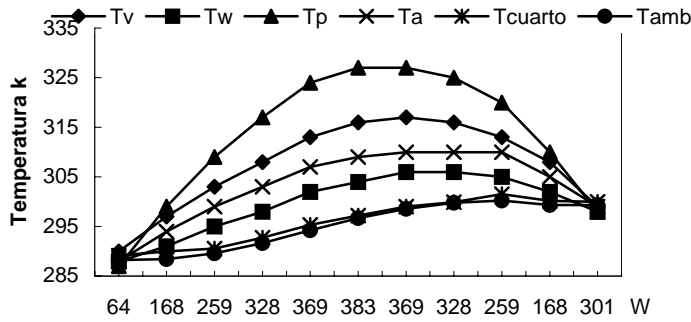
Flujo de aire generado



DURANGO

Comportamiento térmico del sistema de descarga de calor

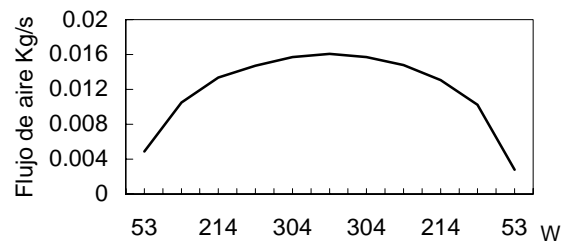
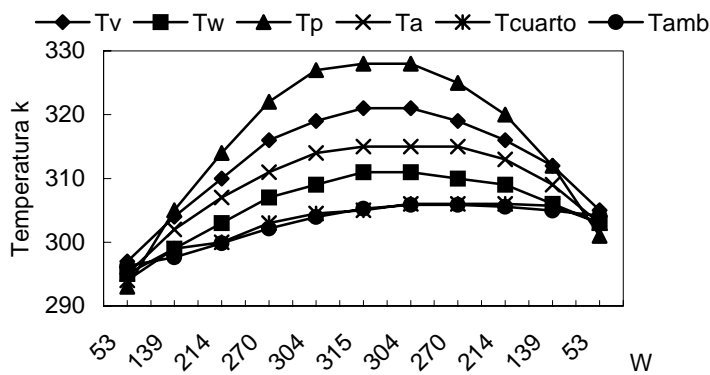
Flujo de aire generado



CAMPECHE

Comportamiento térmico del sistema de descarga de calor

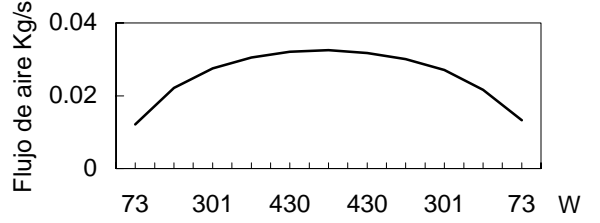
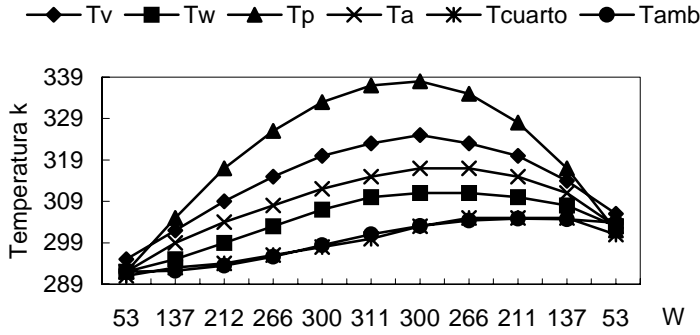
Flujo de aire generado



CHIHUAHUA

Comportamiento térmico del sistema de descarga de calor

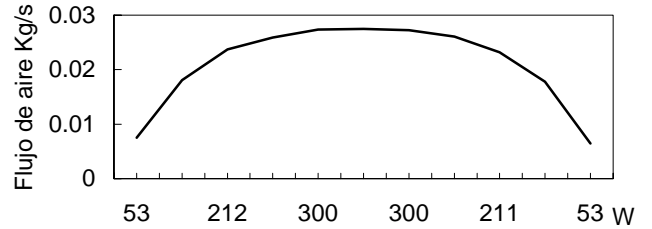
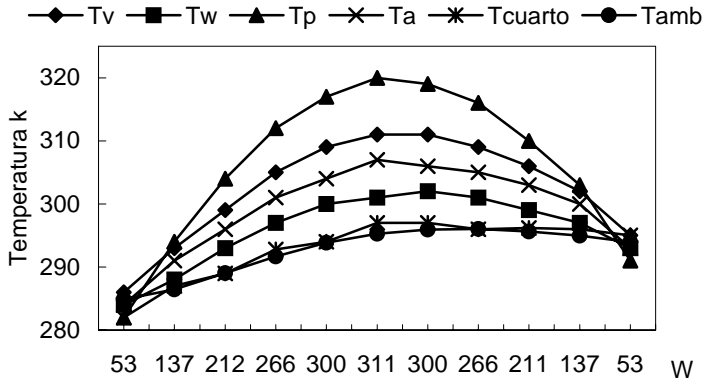
Flujo de aire generado



DF

Comportamiento térmico del sistema de descarga de calor

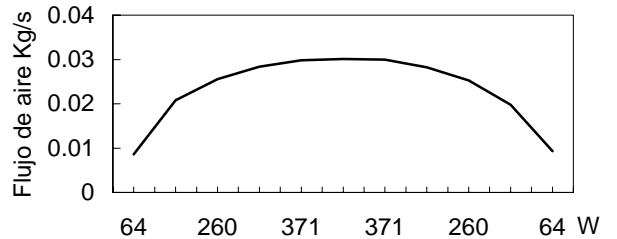
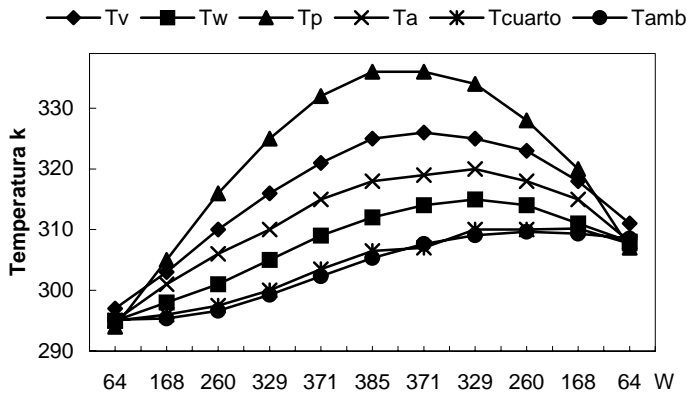
Flujo de aire generado



LA PAZ

Comportamiento térmico del sistema de descarga de calor

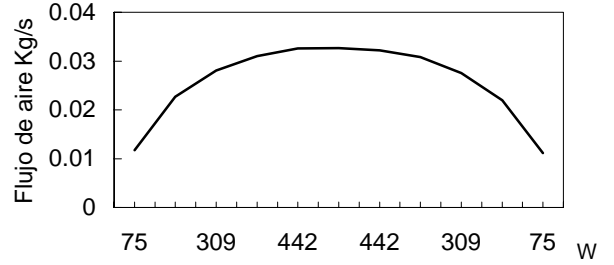
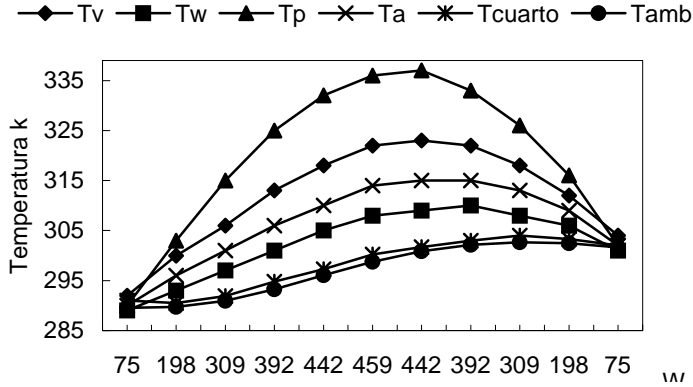
Flujo de aire generado



SALTILLO

Comportamiento térmico del sistema de descarga de calor

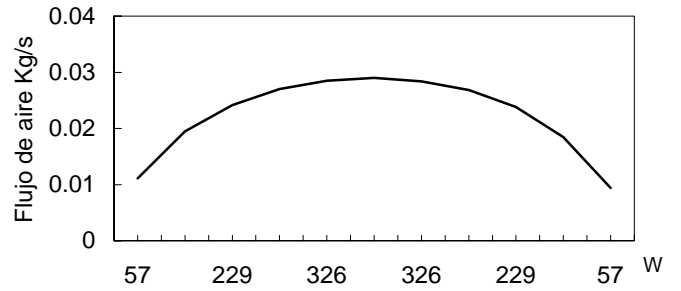
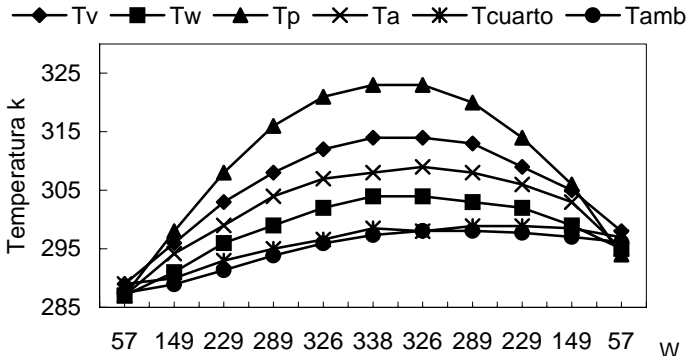
Flujo de aire generado



GUANAJUATO

Comportamiento térmico del sistema de descarga de calor

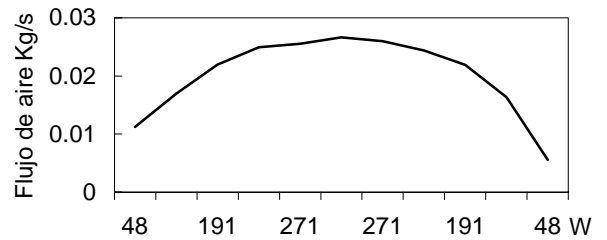
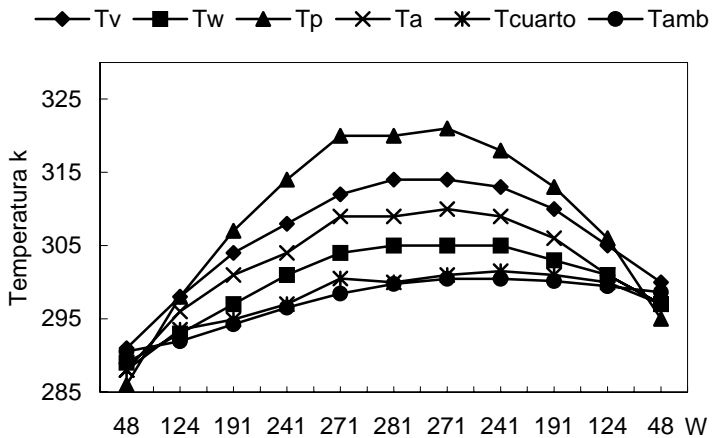
Flujo de aire generado



CHILPANCINGO

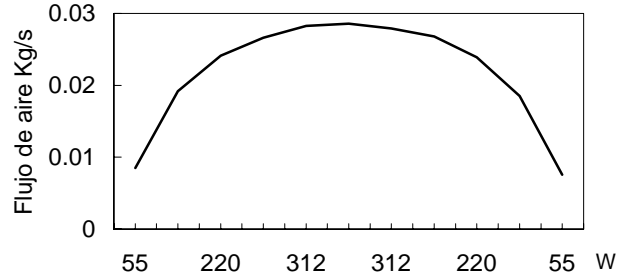
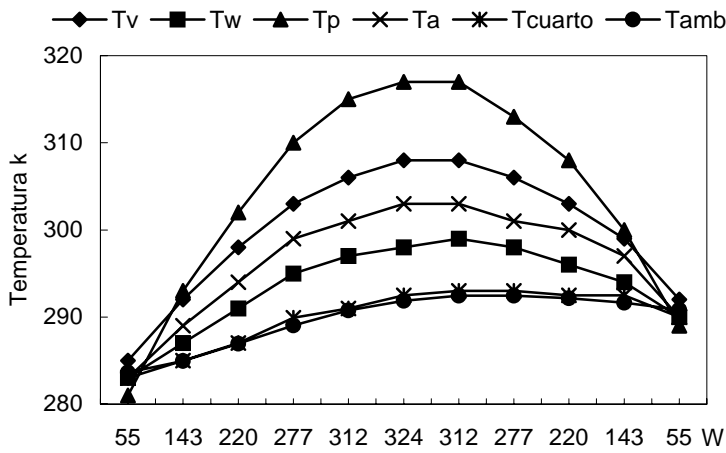
Comportamiento térmico del sistema de descarga de calor

Flujo de aire generado



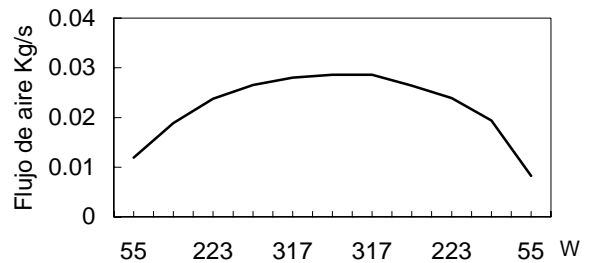
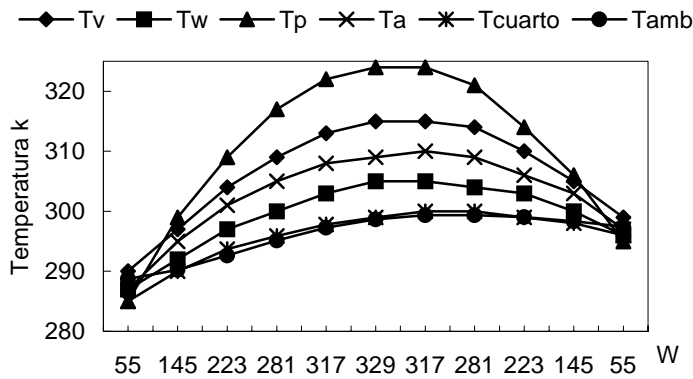
PACHUCA

Comportamiento térmico del sistema de descarga de calor Flujo de aire generado



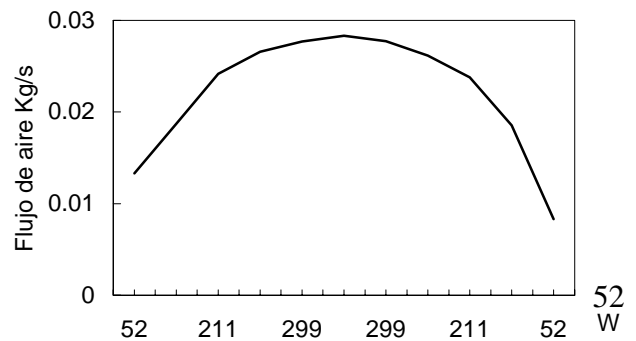
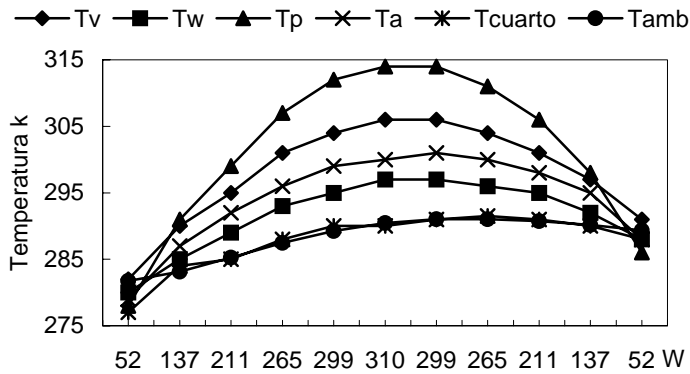
GUADALAJARA

Comportamiento térmico del sistema de descarga de calor Flujo de aire generado



TOLUCA

Comportamiento térmico del sistema de descarga de calor Flujo de aire generado



El comportamiento en cuanto al calentamiento de la placa interna, vidrio y del aire a la salida del canal es similar en todos los diferentes estados que se analizaron, si no se considera la humedad del ambiente. Se observa que la temperatura del interior del cuarto a climatizar se mantiene por arriba pero cercana a la del medio ambiente a excepción de las primeras horas de radiación solar en las que la temperatura del cuarto es menor a ella.

Para cuantificar el ahorro de energía que se puede obtener con la implementación de un sistema de descarga de calor, se tomo una edificación de 2 m. de alto, 4 m. de largo y 4 m. de fondo y un sistema de descarga de calor de 1.70 m. de altura por 2.00 m. de ancho para la placa interna y entradas de aire al interior del canal de 0.07 m. por 0.15 m.

Con el ejemplo se pudo observar (Tabla 5.1) que una edificación con las características antes mencionadas puede obtener un ahorro de energía entre el 13 % y 16 % dependiendo del estado de la República Mexicana en el que se encuentre. Con estos datos se puede obtener un índice que relaciona al área de la placa interna y almacenadora con respecto al volumen del cuarto a climatizar, información que puede ser útil para el diseño de estos sistemas dependiendo del estado de la República donde se encuentre. Para la edificación tomada como ejemplo dio como resultado $0.104 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

Tabla 5.1 Ahorro estimado aplicando el sistema de descargo de calor en muros

ESTADO/CAPITAL	LATITUD	T AMB	RADIACION W/M2				CALOR EN LA HABITACION W			%	AHORRO XM3	AHORRO XM2
			SUR	ESTE	OESTE	TECHO	SIN SISTEMA	CON SISTEMA	AHORRO			
REPUBLICA MEXICANA	N	° C										
AGUASCALIENTES	21° 53'	28.10	333.00	327.00	327.00	616.20	11135.00	9516.00	1619.00	14.54	50.59	487.65
LA PAZ BCS	24° 10'	32.20	348.00	341.00	341.00	616.20	11353.50	9642.80	1710.70	15.07	53.46	515.27
MEXICALI BCN	32° 29'	32.20	390.00	381.00	381.00	607.75	11883.30	9983.30	1900.00	15.99	59.38	572.29
CAMPECHE	19° 51'	32.00	321.00	315.50	315.50	614.90	10893.00	9436.42	1456.58	13.37	45.52	438.73
COAHUILA	25° 26'	25.60	354.00	347.00	347.00	616.20	11436.50	9714.86	1721.64	15.05	53.80	518.57
COLIMA	19° 14'	31.40	318.50	313.00	313.00	614.90	10886.00	9376.23	1509.77	13.87	47.18	454.75
CHIHUAHUA	28° 38'	27.90	370.50	360.00	363.00	613.60	11651.00	9884.45	1766.55	15.16	55.20	532.09
DF CHAPULTEPEC	19° 25'	22.10	319.00	313.50	313.50	614.90	10954.00	9461.90	1492.10	13.62	46.63	449.43
DURANGO	24° 01'	23.50	347.50	340.50	340.50	616.20	11362.00	9661.90	1700.10	14.96	53.13	512.08
GUANAJUATO	21° 01'	24.20	330.00	324.00	324.00	616.20	11117.20	9464.19	1653.01	14.87	51.66	497.89
GUERRERO	17° 33'	26.60	307.00	302.50	302.50	612.95	10744.10	9229.18	1514.92	14.10	47.34	456.30
HIDALGO ACTOPAN	20° 08'	18.70	324.50	318.50	318.50	615.55	10995.00	9434.28	1560.72	14.19	48.77	470.10
JALISCO	20° 41'	25.50	326.50	320.50	320.50	615.55	11048.70	9407.83	1640.87	14.85	51.28	494.24
MEXICO TOLUCA	19° 17'	17.30	318.50	313.50	313.50	614.90	10938.00	9418.00	1520.00	13.90	47.50	457.83
MICHOACAN	19° 42'	22.80	320.50	314.50	314.50	616.20	10981.00	9325.18	1655.82	15.08	51.74	498.74
NAYARIT	21° 31'	28.40	331.50	325.50	325.50	615.55	11110.20	9471.36	1638.84	14.75	51.21	493.63
NUEVO LEON	25° 40'	30.60	355.00	348.00	348.00	614.90	11477.20	9736.09	1741.11	15.17	54.41	524.43
PUEBLA	19° 02'	22.70	318.00	312.50	312.50	616.20	10921.50	9411.88	1509.62	13.82	47.18	454.70
SAN LUIS POTOSI	22° 09'	22.70	336.50	330.00	330.00	612.95	11158.40	9520.86	1637.54	14.68	51.17	493.23
SONORA	29° 05'	35.10	374.00	366.50	366.50	614.90	11740.10	9861.92	1878.18	16.00	58.69	565.72
VERACRUZ	19° 12'	23.30	318.50	313.00	313.00	615.55	10950.00	9354.94	1595.06	14.57	49.85	480.44
QUINTANA ROO	20° 31'	30.90	325.50	320.00	320.00	615.55	11043.80	9390.86	1652.94	14.97	51.65	497.87
TOTAL W							245779.5	209704.43	36075.1	%	51.24	493.91
TOTAL KW							245.78	209.70	36.08	14.66	W/M3	W/M2

VOLUMEN DE $4 \times 4 \times 2 = 32 \text{ M}^3$ DISPOSITIVO DE $1,70 \times 2,00 \text{ M}$ 8 ENTRADAS DE AIRE DE $0,07 \times 0,15 \text{ M}$ AREA PLACA/VOLUMEN
 AREA DE PLACA S/AIRE 3.40 M2 AREA DE PLACA C/AIRE 3.32 M2 0.104 M2/M3

CONCLUSIÓN Y RECOMENDACIONES

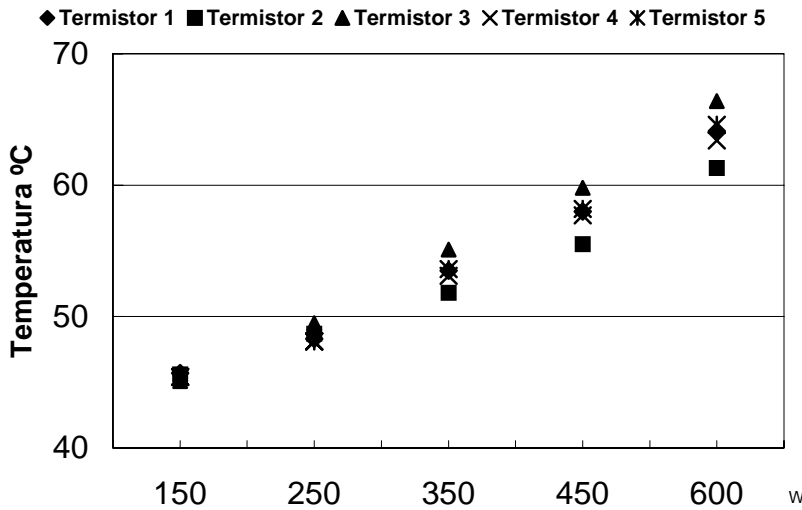
Como se observó en las pruebas en el prototipo experimental, su comportamiento es descrito por el modelo analítico. Presenta variaciones de error, empleando el arreglo de resistencias para generar el flujo de calor en el tiempo, entre las temperaturas en la superficie de la placa interna de $0.99\text{ }^{\circ}\text{C}$ y de $0.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ para las temperaturas en la superficie del vidrio. En cuanto a la diferencia entre los datos tomados en las pruebas experimentales y en el modelo analítico, se tiene una variación no mayor a $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ para la placa interna y de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ para la temperatura del aire a la salida del canal. Para el caso en que el flujo de calor es proporcionado por la radiación solar, se obtuvo una diferencia no mayor de $3.96\text{ }^{\circ}\text{C}$ entre las temperaturas en la superficie de la placa interna y de $1.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ para las temperaturas en la superficie del vidrio. Para el caso de la diferencia entre los datos tomados en las pruebas experimentales y en el modelo analítico, se tiene una variación no mayor a $2.17\text{ }^{\circ}\text{C}$ para la placa interna y de $2.67\text{ }^{\circ}\text{C}$ para la temperatura del aire a la salida del canal. El flujo de aire generado en las pruebas por el prototipo experimental, estuvo en rangos de velocidades, por ejemplo para la prueba 1, de 0.16 a 0.31 m/s^2 , velocidades alcanzadas debido a la corta altura del prototipo (el número de Grashof está alrededor de 10^8 y 10^9 dentro del régimen laminar). Para contar con velocidades mayores es necesario ampliar la altura del prototipo experimental y aprovechar el efecto de chimenea. Se considera que el modelo analítico propuesto puede ser empleado para conocer el comportamiento de un sistema de descarga de calor en muros definiendo las dimensiones del sistema de descarga de calor y las condiciones ambientales del lugar donde se va a utilizar. De las modificaciones de diseño realizadas en el modelo analítico, en las cuales se pretendió obtener un mayor flujo de aire para la ventilación del cuarto, manteniendo su temperatura interna cercana a la ambiental, se puede concluir que el variar la altura de la placa interna no es conveniente debido a que se incrementa la temperatura del cuarto a climatizar debido a que existe mayor transferencia de calor del muro al cuarto a climatizar, mientras que aumentar el área de entrada del aire que alimenta al sistema disminuye las temperaturas de las placas internas y externas, debido a que se requiere mayor flujo de calor para calentarlo. El incrementar el espesor de la placa interna disminuye la temperatura en la superficie de las placas interna y externa, dando como resultado la disminución del flujo de aire de ventilación. Por tal motivo para obtener mayor flujo de aire de ventilación, cuidando que la temperatura del interior del cuarto a climatizar esté cercana a la ambiental, se recomienda combinar el incremento del ancho de la placa interna y el área de entrada del aire que alimenta al sistema. Afín de reducir costos se recomienda una distancia entre placas interna y externa y un espesor de placa interna pequeño, como de 5 cm. y $1/16\text{ pulg.}$ respectivamente. Al emplear cobre como placa almacenadora se encontró que, debido a las propiedades del cobre, aumentó la temperatura de la placa (lo cual provoca incremento de temperatura en el interior de la edificación según el análisis anterior) y las temperaturas sobre su superficie fueron más uniformes. Por último, como se observó en la variación de las condiciones ambientales, se puede mantener la temperatura del interior del cuarto a ventilar cercana a la ambiental en condiciones climáticas muy altas (valores de radiación y temperatura ambiental altos) evitando el sobrecalentamiento o bien la inercia térmica del cuarto a climatizar con el sistema de descarga de calor.

Con base a lo anterior se puede concluir que empleando sistemas de descarga de calor se puede disminuir el consumo de energía originado por el empleo de sistemas convencionales de aire acondicionado (reduciendo la contaminación ambiental debido al origen de la energía que lo alimenta) y que estos no requieren de gran tamaño para su funcionamiento (lo que reduce su costo), por lo que puede ser considerado su empleo en la arquitectura actual. Además, el modelo analítico propuesto, puede ser empleado como una herramienta para el diseño de sistemas de descarga de calor en muros así como para conocer su comportamiento dependiendo del lugar a emplear.

ANEXO A
PRUEBAS EN EL
PROTOTIPO
EXPERIMENTAL

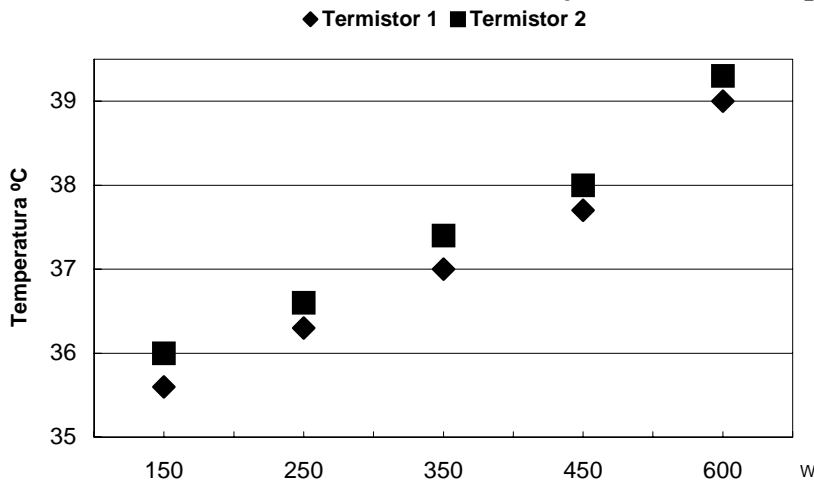
PRUEBA 1

Gráfica 1.- Comportamiento de la temperatura en la superficie de la placa interna vs. la variación del flujo de calor con el paso del tiempo



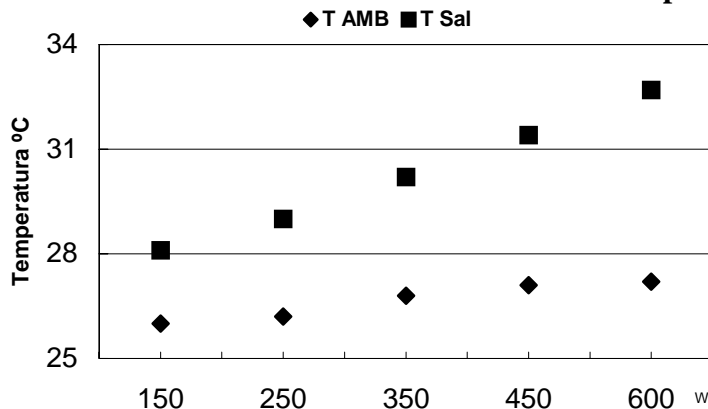
Se observa que al aumentar el flujo de calor con el paso del tiempo la temperatura de la superficie de la placa es casi uniforme, ya que la diferencia entre los puntos fue de 3.3°C.

Gráfica 2.- Comportamiento de la temperatura en la superficie del vidrio vs. la variación del flujo de calor con el paso del tiempo



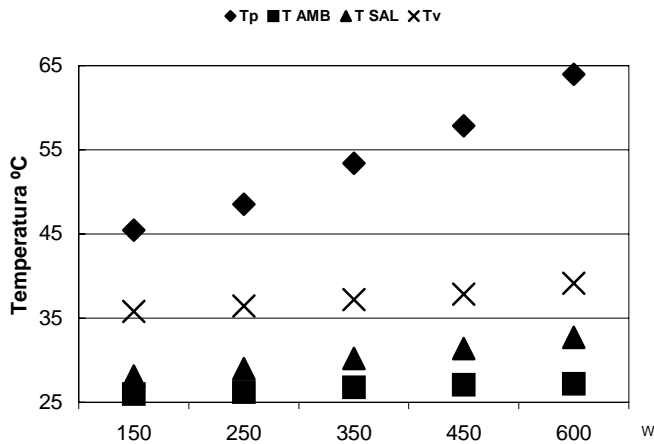
La temperatura en la superficie del vidrio es similar al variar el flujo de calor con el paso del tiempo, presenta una variación de 0.36 °C entre sus puntos

Gráfica 3.- Comportamiento de la temperatura del aire de salida vs. la variación del flujo de calor con el paso del tiempo



La temperatura del aire del canal aumenta conforme se incrementa el flujo de calor a lo largo de la placa interna con el tiempo y conforme aumenta la temperatura del aire de alimentación se incrementa la del aire de salida.

Gráfica 4.- Comportamiento térmico del prototipo experimental



A medida que se aumenta el flujo de calor sobre el prototipo experimental las temperaturas de las superficie del vidrio y placa interna aumentan, originando que el aire que circula por la cavidad absorba parte del calor aumentando su temperatura por arriba de la ambiental.

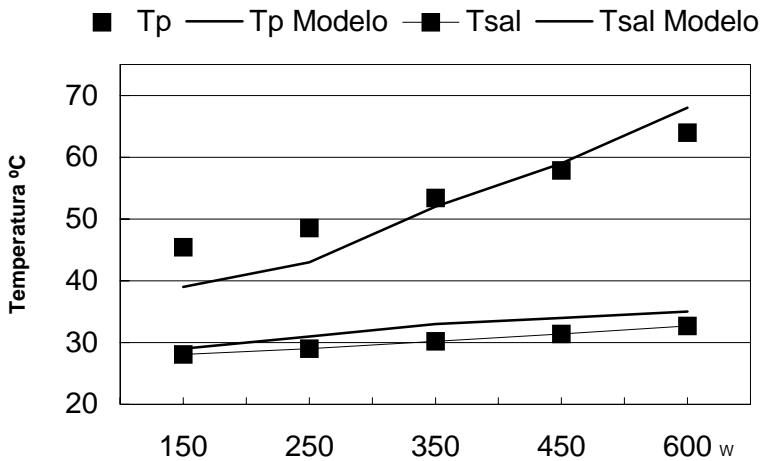
Tp Temperatura promedio de la superficie de la placa interna.

TAMB Temperatura del aire de alimentación.

Tsal Temperatura del aire a la salida del canal formada por las dos placas paralelas

Tv Temperatura promedio de la superficie del vidrio

Gráfica 5.- Comparación entre los resultados obtenidos en los modelos analítico y experimental (promedio de placa interna y vidrio)



Tp Temperatura promedio de la superficie de la placa interna (Experimental)

Tsal Temperatura del aire a la salida del canal formada por las dos placas paralelas (Experimental)

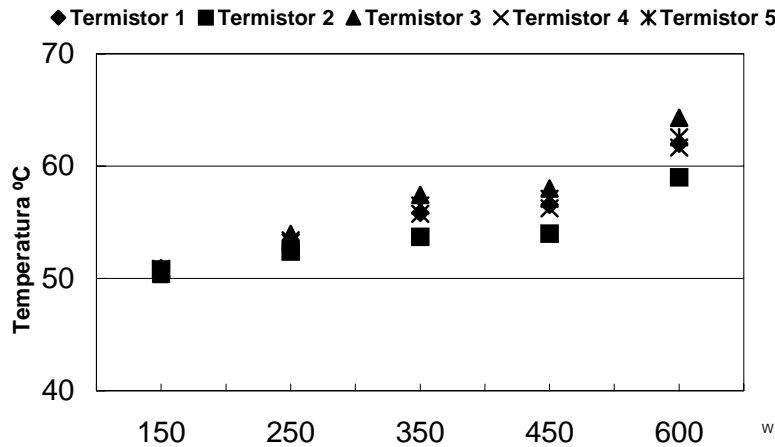
Tp Modelo Temperatura de la superficie de la placa interna (Analítico)

Tsal Modelo Temperatura del aire a la salida del canal formada por las dos placas paralelas (Analítico)

El comportamiento de la temperatura en la superficie de la placa interna es similar en ambos casos, se tiene una diferencia de 5.26 °C para la temperatura en la superficie de la placa interna y de 3.24 °C para la del aire a la salida del canal.

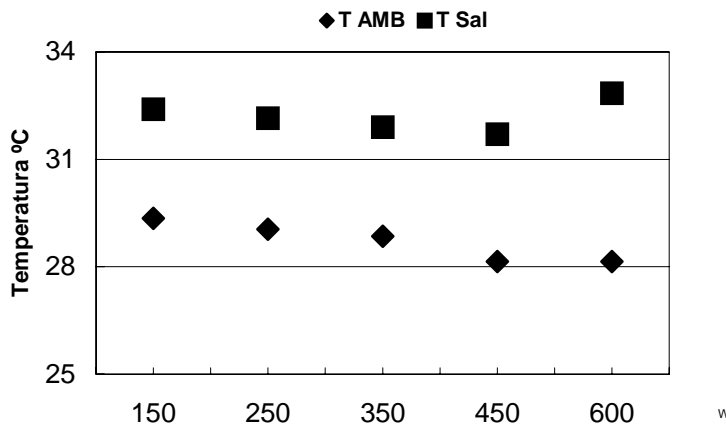
PRUEBA 2

Gráfica 1.- Comportamiento de la temperatura en la superficie de la placa interna vs. la variación del flujo de calor con el paso del tiempo



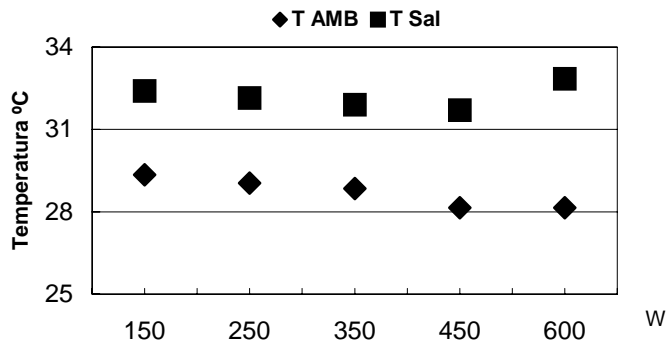
El comportamiento de la temperatura en la superficie de la placa interna tiene una variación de 3.72°C entre sus puntos. La disminución de temperatura en la placa interna o almacenadora, es debido a que la temperatura del aire que alimenta el modelo disminuyó provocando su enfriamiento.

Gráfica 2.- Comportamiento de la temperatura en la superficie del vidrio vs. la variación del flujo de calor con el paso del tiempo



Se presenta una variación del orden de 0.54 °C de temperatura en la superficie del vidrio entre sus puntos. De la misma forma que en la placa interna, la temperatura del vidrio disminuyó debido a que la temperatura del aire que alimenta al modelo disminuyó provocando su enfriamiento.

Gráfica 3.- Comportamiento de la temperatura del aire de salida vs. la variación del flujo de calor con el paso del tiempo

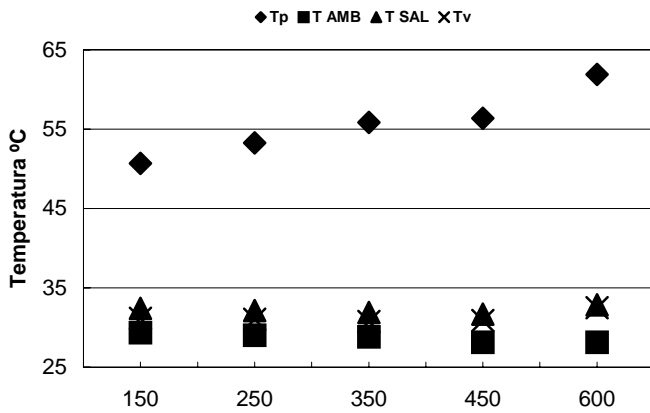


Debido a que la temperatura del aire que alimentaba al modelo disminuyó y originó el enfriamiento de las placas interna y externa, la temperatura del aire a la salida del canal también disminuyó.

TAMB Temperatura del aire que alimenta al modelo.

Tsal Temperatura del aire a la salida del canal.

Gráfica 4.- Comportamiento térmico del prototipo experimental



Se observa que cuando disminuye la temperatura del aire que alimenta al modelo provoca que la temperatura de salida del aire, la de la superficie del vidrio y la de la placa interna disminuyan.

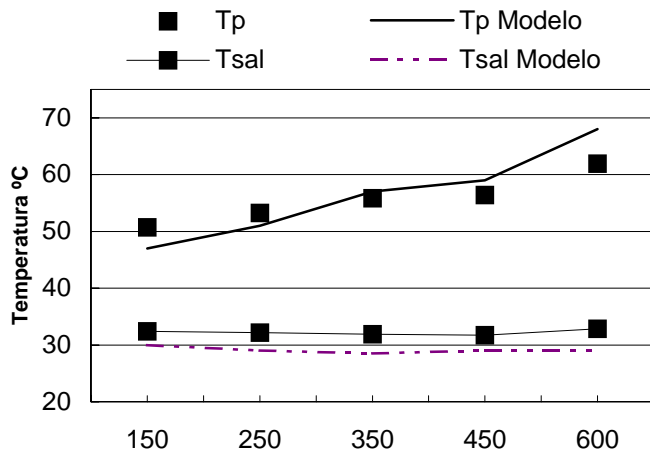
Tp Temperatura promedio de la superficie de la placa interna.

TAMB Temperatura del aire de alimentación al modelo.

Tsal Temperatura del aire a la salida del canal .

Tv Temperatura promedio en la superficie del vidrio

Gráfica 5.- Comparación entre los resultados obtenidos en los modelos analítico y experimental (promedio de placa interna y vidrio)



Tp Temperatura promedio de la superficie de la placa interna (Experimental)

Tsal Temperatura del aire a la salida del canal formada por las dos placas paralelas (Experimental)

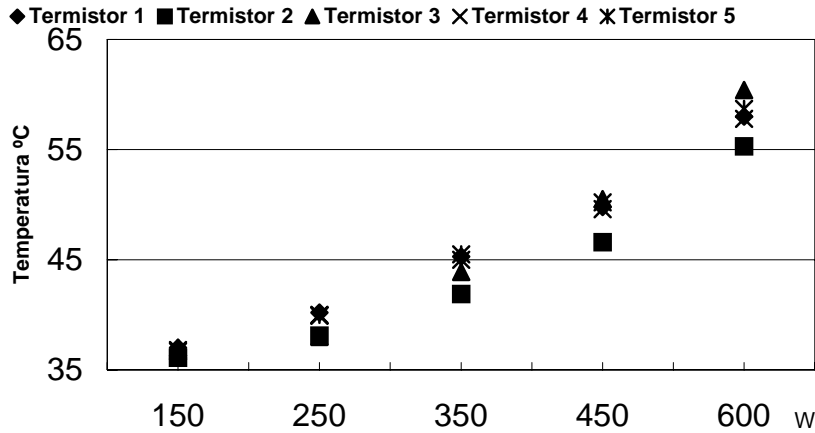
Tp Modelo Temperatura de la superficie de la placa interna (Analítico)

Tsal Modelo Temperatura del aire a la salida del canal formada por las dos placas paralelas (Analítico)

El comportamiento de la temperatura en la superficie de la placa interna y del aire a la salida del canal en ambos casos es similar, de forma similar a la prueba 1, se obtuvo una diferencia de 3.12 °C para la temperatura en la superficie de la placa interna y de 0.38 °C para la temperatura del aire a la salida del canal.

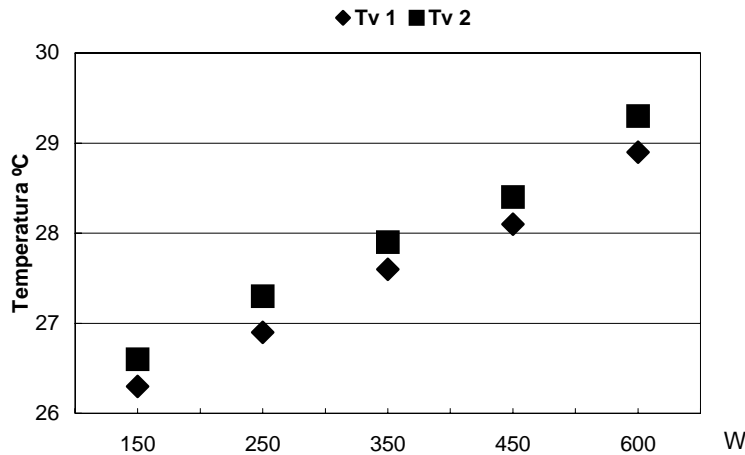
PRUEBA 3

Gráfica 1.- Comportamiento de la temperatura en la superficie de la placa interna vs. la variación del flujo de calor con el paso del tiempo



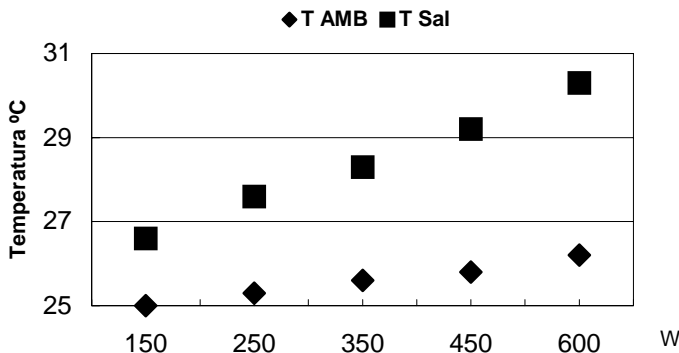
A diferencia de la prueba 2, la temperatura en la superficie de la placa se incrementa al aumentar el flujo de calor en el tiempo. Presenta una variación de 4.8 °C.

Gráfica 2.- Comportamiento de la temperatura en la superficie del vidrio vs. la variación del flujo de calor con el paso del tiempo



De la misma forma que en la temperatura de la placa interna, la temperatura en la superficie del vidrio aumenta con forme se incrementa el flujo de calor en el tiempo. La diferencia obtenida fue de 0.36 °C.

Gráfica 3.- Comportamiento de la temperatura del aire de salida vs. la variación del flujo de calor con el paso del tiempo

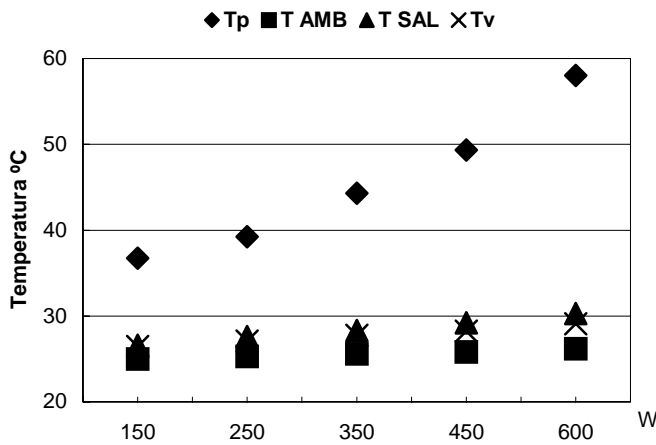


A diferencia de la prueba 2, la temperatura del aire a la salida del canal aumenta con forme se incrementale flujo de calor en el tiempo.

TAMB Temperatura del aire que alimenta al modelo

Tsal Temperatura del aire a la salida del canal.

Gráfica 4.- Comportamiento térmico del prototipo experimental



Las temperaturas en la superficie de las placas interna y externa y del aire a la salida del canal se incrementan al aumentar el flujo de calor en el tiempo. Cabe hacer mención que la temperatura del aire que alimenta al modelo aumento conforme avanzó el tiempo.

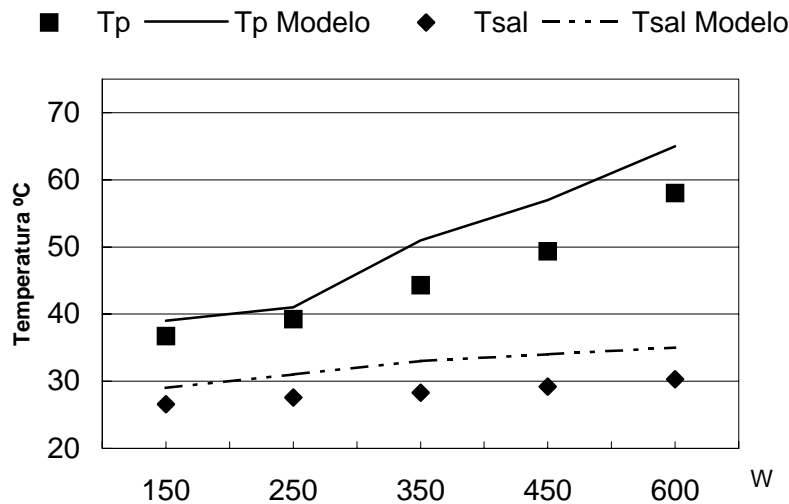
Tp Temperatura promedio en la superficie de la placa interna

TAMB Temperatura del aire que alimenta al modelo.

Tsal Temperatura del aire a la salida del canal.

Tv Temperatura promedio en la superficie del vidrio

Gráfica 5.- Comparación entre los resultados obtenidos en los modelos analítico y experimental (promedio de placa interna y vidrio)



Tp Temperatura promedio de la superficie de la placa interna (Experimental)

Tsal Temperatura del aire a la salida del canal formada por las dos placas paralelas (Experimental)

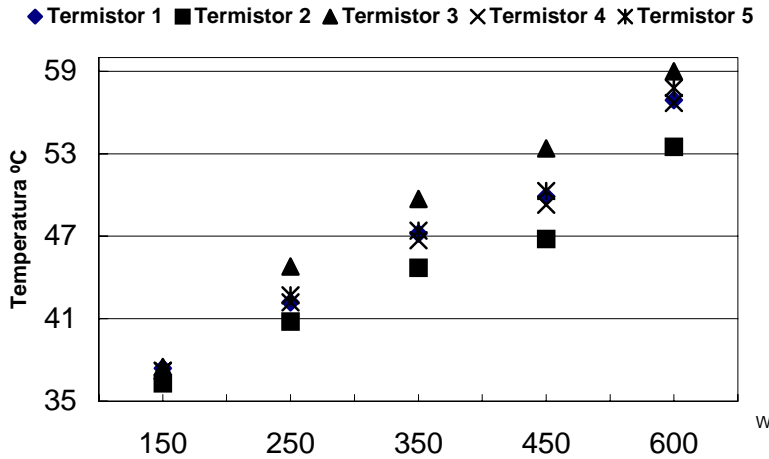
Tp Modelo Temperatura de la superficie de la placa interna (Analítico)

Tsal Modelo Temperatura del aire a la salida del canal formada por las dos placas paralelas (Analítico)

El comportamiento de la temperatura tanto en la superficie de la placa interna como la del aire a la salida del canal, es similar en ambos casos, se obtuvo una diferencia de 6.56 °C para la temperatura en la superficie de la placa interna y de 4 °C para la temperatura del aire a la salida del canal.

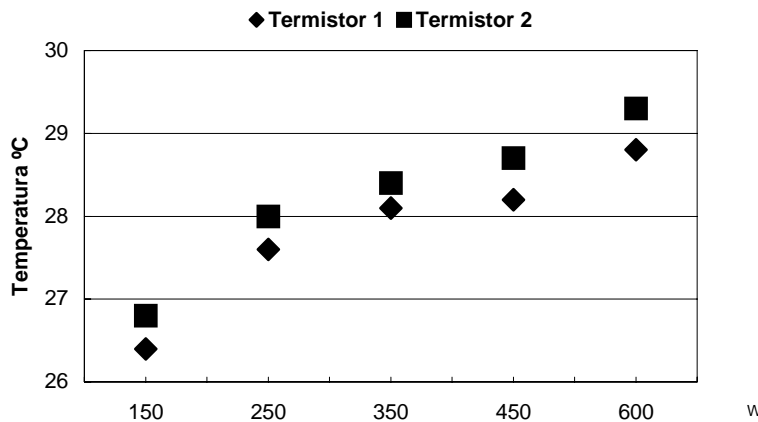
PRUEBA 4

Grafica 1.- Comportamiento de la temperatura en la superficie de la placa interna vs. la variación del flujo de calor con el paso del tiempo



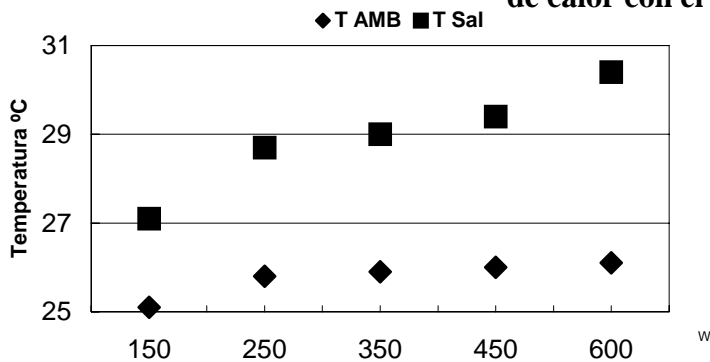
Se presenta una diferencia en la temperatura en la superficie de la placa interna del orden de 5.34 °C.

Gráfica 2.- Comportamiento de la temperatura en la superficie del vidrio vs. la variación del flujo de calor con el paso del tiempo



La variación de la temperatura en la superficie del vidrio es de 0.44 °C entre sus puntos, se presenta un margen de error mayor en su superficie en comparación al valor obtenido en la prueba 1.

Gráfica 3.- Comportamiento de la temperatura del aire de salida vs. la variación del flujo de calor con el paso del tiempo

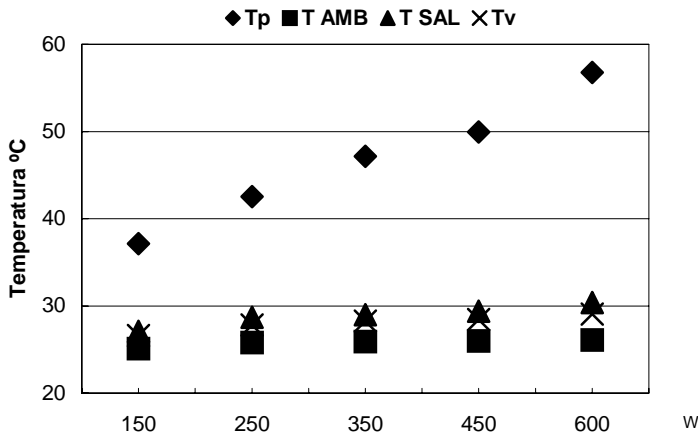


A diferencia de la prueba 2, aún cuando el aire que alimenta al modelo se mantuvo casi constante, la temperatura del aire a la salida del canal aumento conforme se incrementó el flujo de calor en el tiempo.

TAMB Temperatura del aire que alimenta al modelo.

Tsal Temperatura del aire a la salida del canal.

Gráfica 4.- Comportamiento térmico del prototipo experimental



Aún cuando la temperatura del aire que alimenta al modelo se mantiene casi constante, la temperatura en las superficies de las placas interna y externa se incrementan cuando aumenta el flujo de calor en el tiempo, originando que la del aire a la salida del canal se eleve.

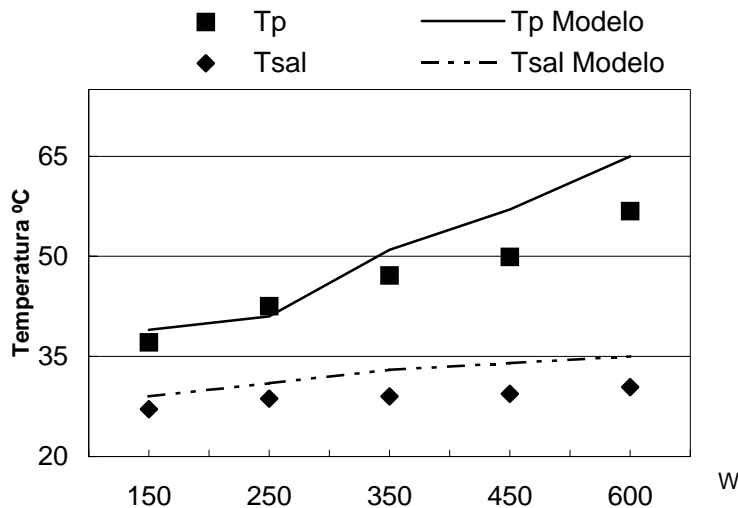
Tp Temperatura promedio en la superficie de la placa interna

TAMB Temperatura del aire que alimenta al modelo

Tsal Temperatura del aire a la salida del canal f.

Tv Temperatura promedio en la superficie del vidrio.

gráfica 5.- Comparación entre los resultados obtenidos en los modelos analítico y experimental (promedio de placa interna y vidrio)



Tp Temperatura promedio de la superficie de la placa interna (Experimental)

Tsal Temperatura del aire a la salida del canal formada por las dos placas paralelas (Experimental)

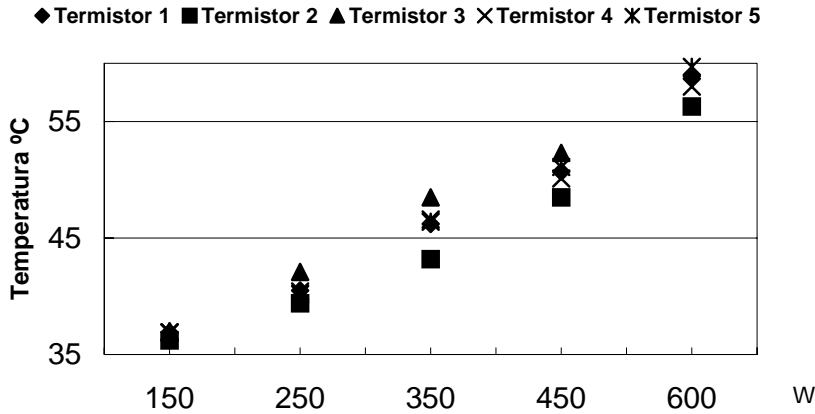
Tp Modelo Temperatura de la superficie de la placa interna (Analítico)

Tsal Modelo Temperatura del aire a la salida del canal formada por las dos placas paralelas (Analítico)

El comportamiento de la placa interna y del aire a la salida del canal en ambos casos es similar. Se encontró una diferencia de 5.58 °C para la temperatura en la superficie de la placa interna y de 3.9 °C para la del aire a la salida del canal.

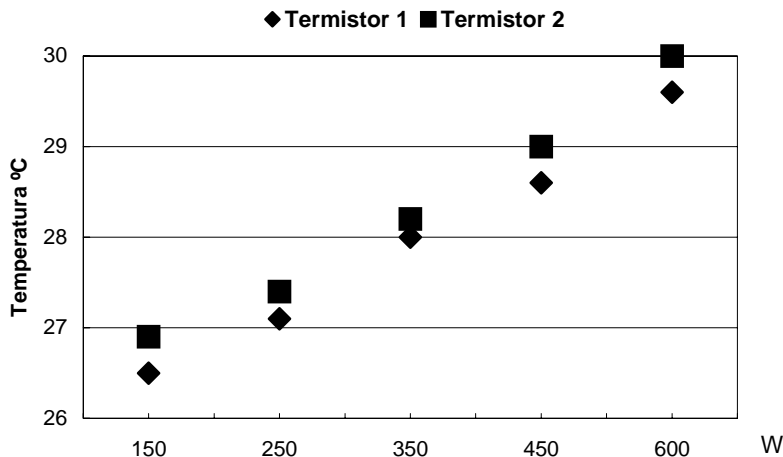
PRUEBA 5

Grafica 1.- Comportamiento de la temperatura en la superficie de la placa interna vs. la variación del flujo de calor con el paso del tiempo



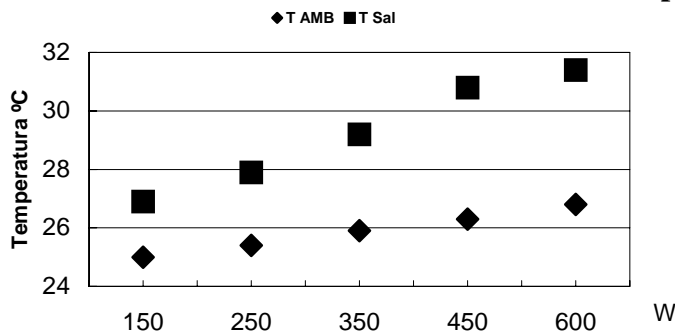
El calentamiento de la temperatura en la superficie de la placa interna es similar, se observa una diferencia de 4.4 °C con respecto a los otros puntos.

Gráfica 2.- Comportamiento de la temperatura en la superficie del vidrio vs. la variación del flujo de calor con el paso del tiempo



El comportamiento de la temperatura en la superficie del vidrio es similar al de las pruebas 1 y 3 presentando una diferencia de 0.36 °C entre sus puntos.

Gráfica 3.- Comportamiento de la temperatura del aire de salida vs. la variación del flujo de calor con el paso del tiempo

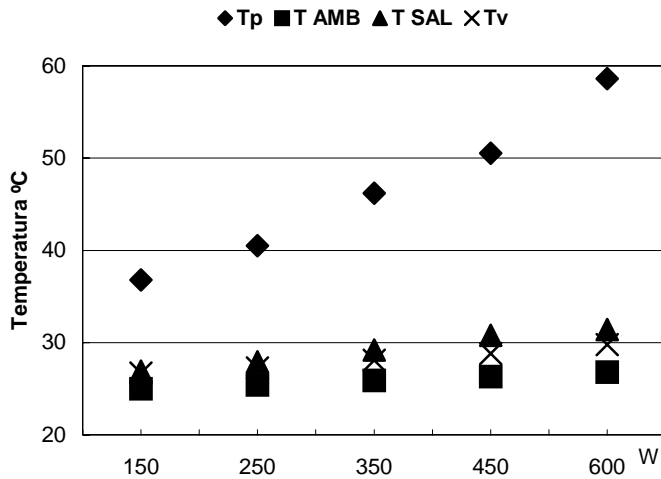


La temperatura del aire en la cavidad aumenta conforme se incrementa el flujo de calor a lo largo de la placa interna con el tiempo y conforme aumenta la temperatura del aire de alimentación al modelo se incrementa la del aire a la salida.

TAMB Temperatura del aire que alimenta al modelo.

Tsal Temperatura del aire a la salida del canal. 69

Gráfica 4.- Comportamiento térmico del prototipo experimental



Al aumentar el flujo de calor y temperatura del aire de alimentación del modelo en el tiempo, se incrementa la temperatura en la superficie de la placa interna originando que la temperatura del aire a la salida del canal aumente.

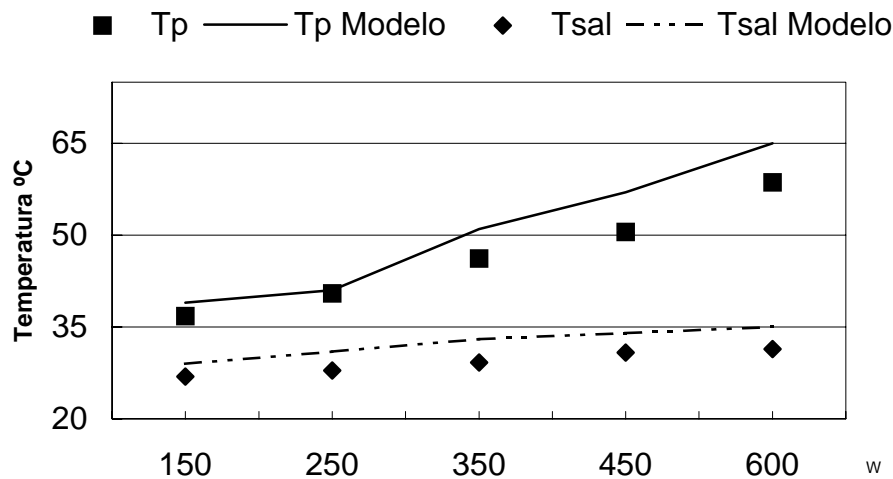
Tp Temperatura promedio en la superficie de la placa interna

TAMB Temperatura del aire que alimenta al modelo.

Tsal Temperatura del aire a la salida del canal.

Tv Temperatura promedio en la superficie del vidrio

Gráfica 5.- Comparación entre los resultados obtenidos en los modelos analítico y experimental (promedio de placa interna y vidrio)



Tp Temperatura promedio de la superficie de la placa interna (Experimental)

Tsal Temperatura del aire a la salida del canal formada por las dos placas paralelas (Experimental)

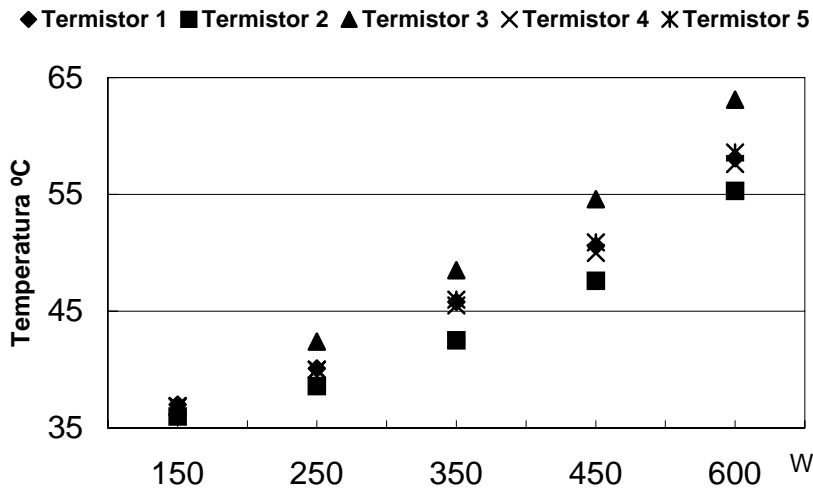
Tp Modelo Temperatura de la superficie de la placa interna (Analítico)

Tsal Modelo Temperatura del aire a la salida del canal formada por las dos placas paralelas (Analítico)

El comportamiento de la temperatura en la superficie de la placa interna y del aire a la salida del canal, es similar en ambos casos, dando como resultado una diferencia de 5.10 °C para la temperatura en la superficie de la placa interna y de 3.56 °C para la temperatura del aire a la salida del canal.

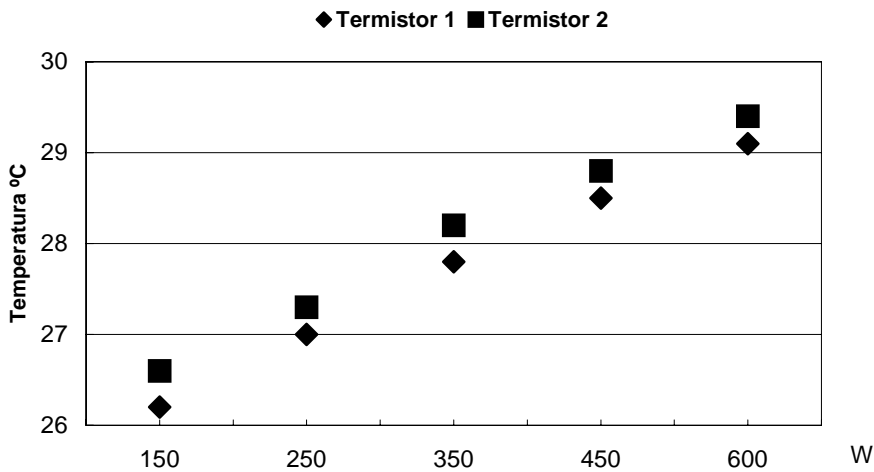
PRUEBA 6

Gráfica 1.- Comportamiento de la temperatura en la superficie de la placa interna vs. la variación del flujo de calor con el paso del tiempo



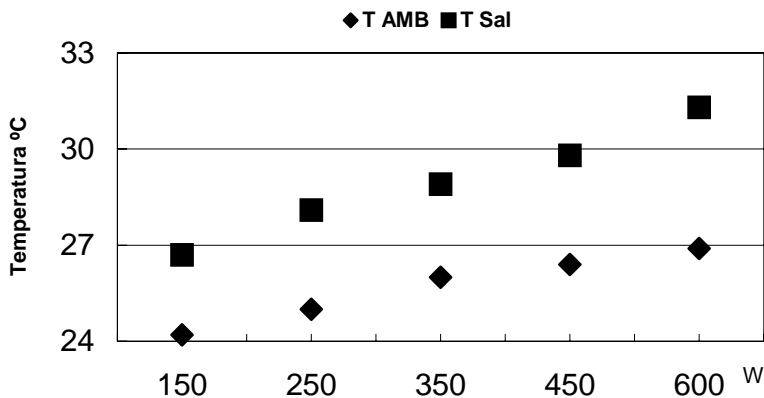
Aun cuando el calentamiento de la placa interna es uniforme, se presenta una variación de 6.46 °C. Los sensores de temperatura 2 y 3 presentan una variación mayor con respecto del resto de los sensores.

Gráfica 2.- Comportamiento de la temperatura en la superficie del vidrio vs. la variación del flujo de calor con el paso del tiempo



El comportamiento es similar al de las pruebas 1, 3 y 5 en donde se tiene una diferencia de 0.36 °C.

Gráfica 3.- Comportamiento de la temperatura del aire de salida vs. la variación del flujo de calor con el paso del tiempo

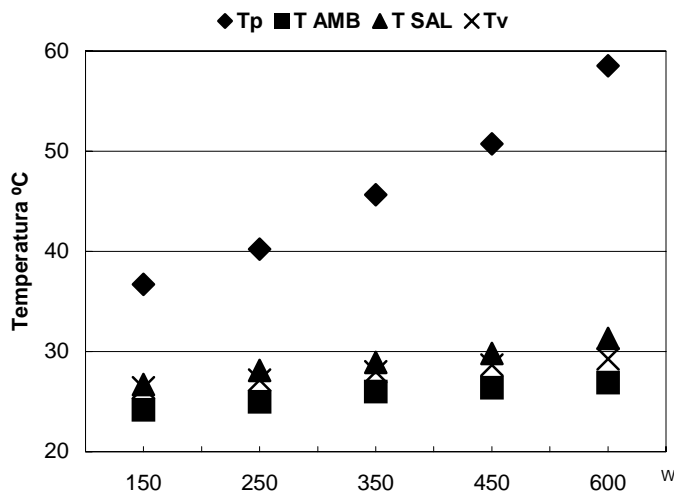


Similar a las pruebas 1, 3 y 5 la temperatura del aire a la salida del canal aumenta con forme aumenta la ambiental en el tiempo.

TAMB Temperatura del aire que alimenta al modelo.

Tsal Temperatura del aire a la salida del canal.

Gráfica 4.- Comportamiento térmico del prototipo experimental



Al aumentar el flujo de calor y la temperatura del aire que alimenta al modelo, las temperaturas en la superficie de las placas internas y externas, junto con la temperatura del aire a la salida del canal se incrementan.

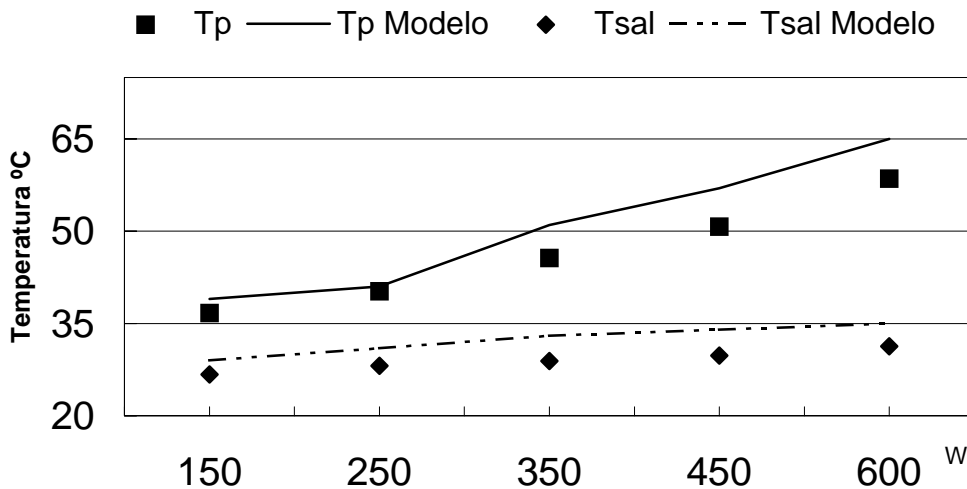
T_p Temperatura promedio en la superficie de la placa interna

T_{AMB} Temperatura del aire que alimenta al modelo.

T_{sal} Temperatura del aire a la salida del canal .

T_v Temperatura promedio en la superficie del vidrio

Gráfica 5.- Comparación entre los resultados obtenidos en los modelos analítico y experimental (promedio de placa interna y vidrio)



T_p Temperatura promedio de la superficie de la placa interna (Experimental)

T_{sal} Temperatura del aire a la salida del canal formada por las dos placas paralelas (Experimental)

T_p Modelo Temperatura de la superficie de la placa interna (Analítico)

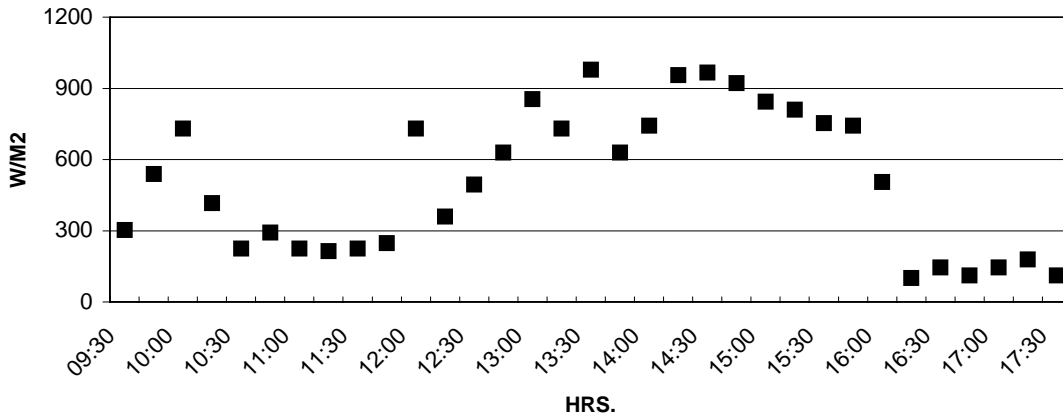
T_{sal} Modelo Temperatura del aire a la salida del canal formada por las dos placas paralelas (Analítico)

El comportamiento de la temperatura tanto en la superficie de la placa interna como la del aire a la salida del canal, es similar en ambos casos, análogo a las otras pruebas se obtuvo una diferencia de 5.34 °C para la temperatura en la superficie de la placa interna y de 3.92 °C para la temperatura del aire a la salida del canal.

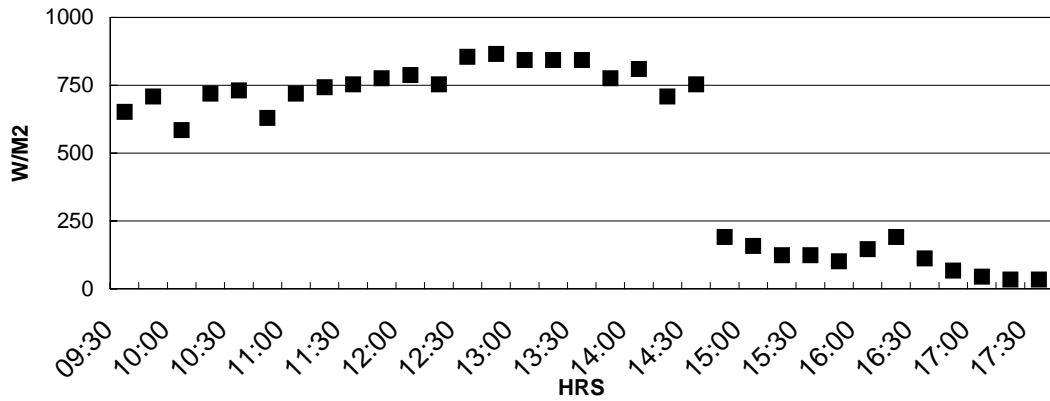
Pruebas experimentales empleando a la radiación solar como suministro del flujo de calor

Se realizaron otras pruebas empleando un sensor de radiación (piranómetro), pero debido a las condiciones ambientales no se pudo establecer un día en el que no hubiera nubosidad a excepción de las dos últimas pruebas, una de ella empleando aluminio y la otra cobre como elemento almacenador. A continuación se presentan las gráficas de radiación solar tomadas:

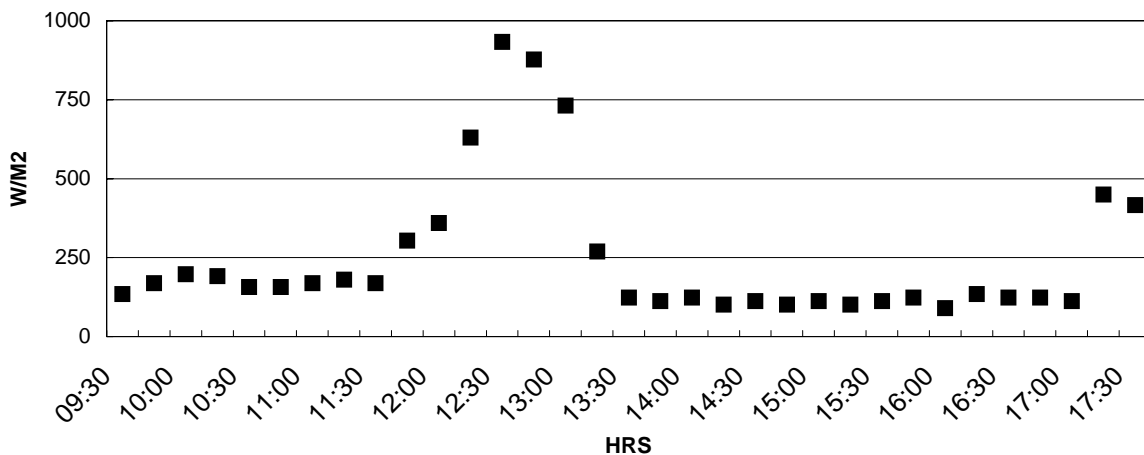
21-Ene-04

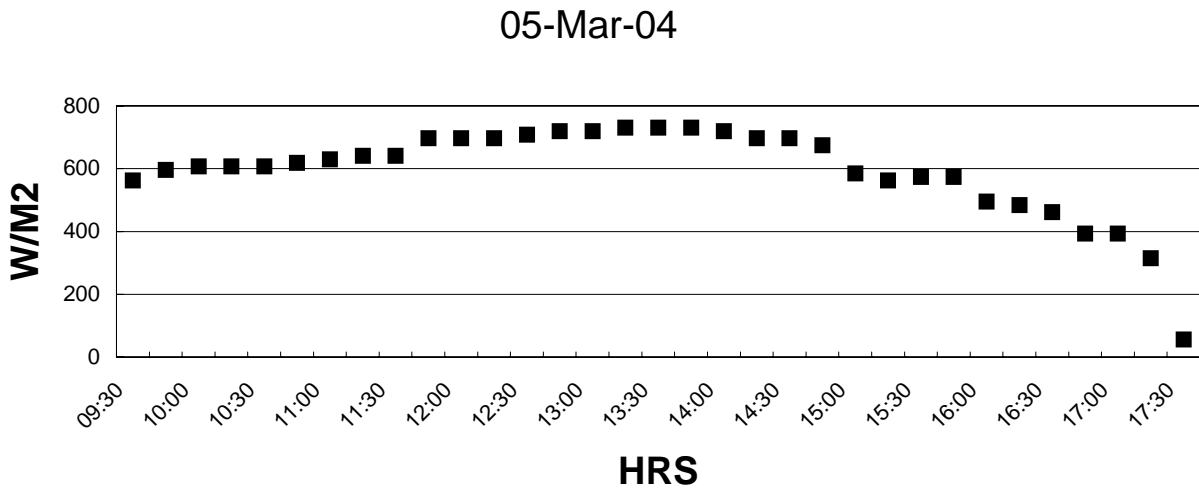
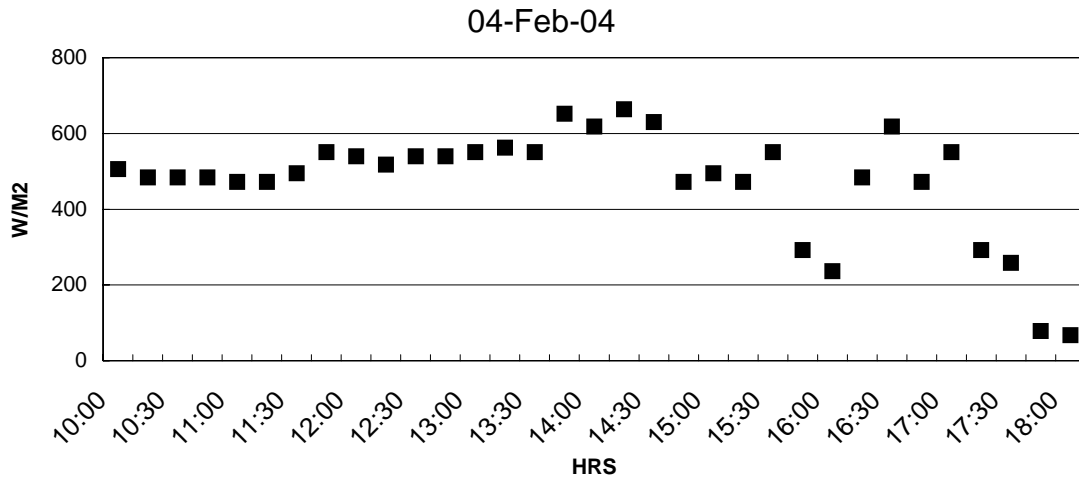


23-Ene-04



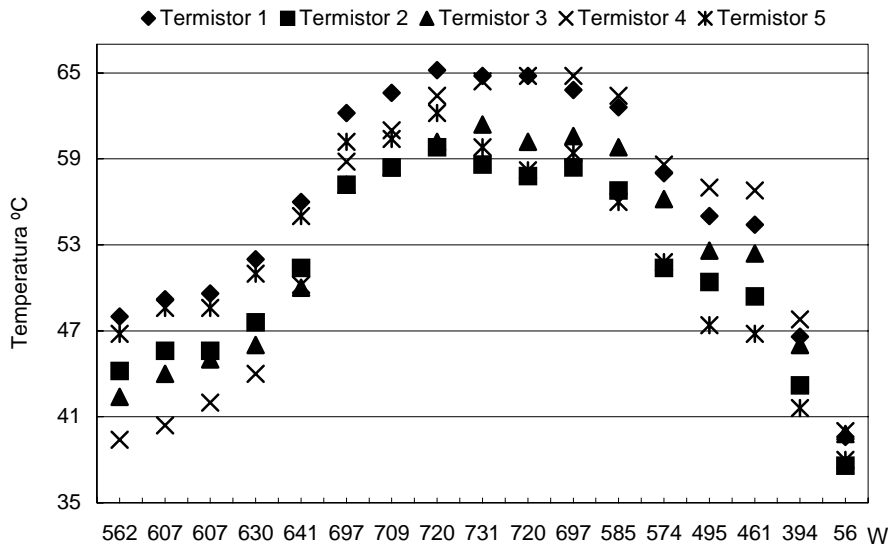
29-Ene-04





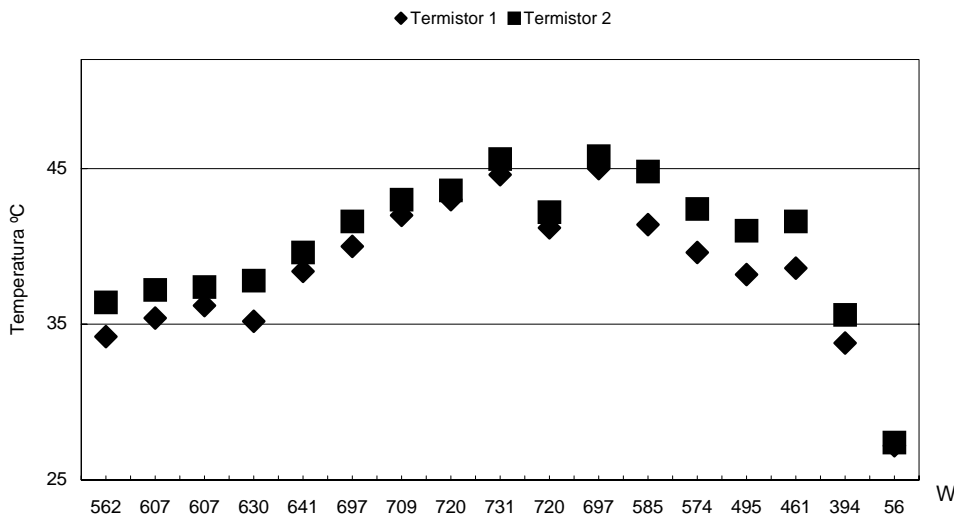
Se observa la presencia de nubosidad en las gráficas correspondientes al mes de enero y febrero pero en la gráfica correspondiente al mes de marzo se obtuvo un día con menor nubosidad. Esto dio origen a que se tuviera solo una corrida experimental, la cual se comparó con el modelo analítico, empleando aluminio como elemento almacenador.

Grafica 1.- Comportamiento de la temperatura en la superficie de la placa interna vs. la variación del flujo de calor con el paso del tiempo



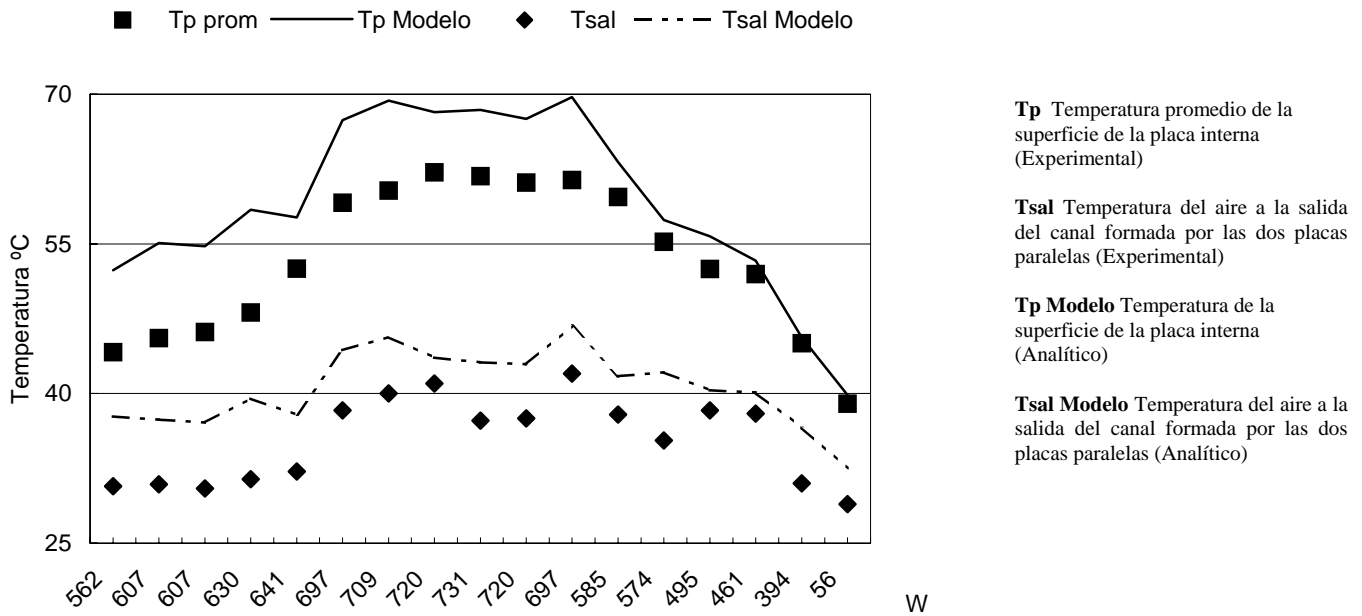
Se observa que el calentamiento de la placa interna es uniforme y similar al obtenido cuando se empleó resistencias para generar el flujo de calor. Se presenta una variación de 10.32 °C entre sus puntos seleccionados en su superficie.

Gráfica 2.- Comportamiento de la temperatura en la superficie del vidrio vs. la variación del flujo de calor con el paso del tiempo



De la misma forma que en la temperatura de la placa interna, la temperatura en la superficie del vidrio se comporta en forma similar que cuando se empleó el arreglo de resistencias. La diferencia entre los puntos seleccionados en su superficie es de 3.4 °C.

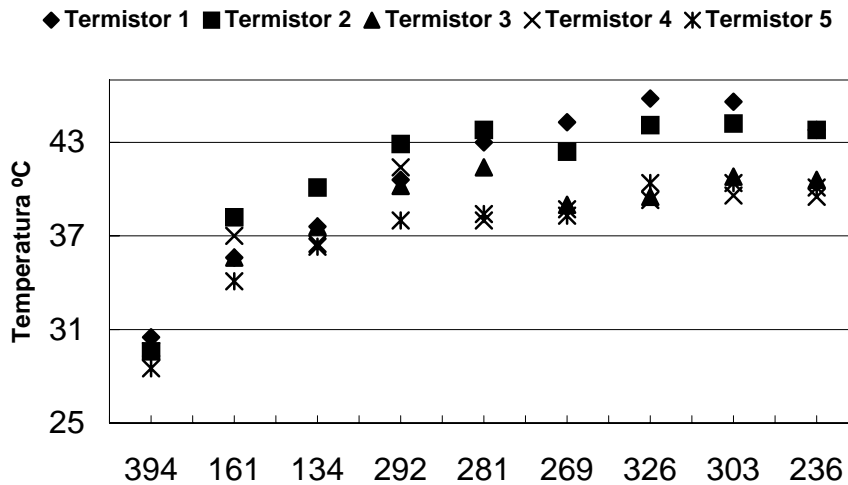
Gráfica 3.- Comparación entre los resultados obtenidos en los modelos analítico y experimental (promedio de placa interna y vidrio)



En la gráfica 3 se observa que, el comportamiento de la temperatura tanto en la superficie de la placa interna como la del aire a la salida del canal, son similares en ambos casos. Se obtuvo un margen de error de 20.6 °C para la temperatura en la superficie de la placa interna y de 14 °C para la temperatura del aire a la salida del canal.

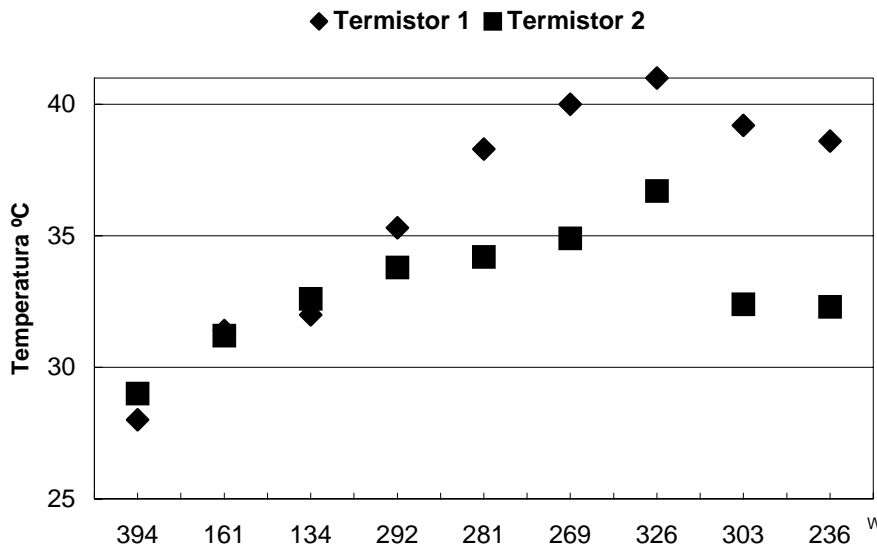
Se realizó una prueba (11 de agosto) empleando cobre como elemento almacenador y se obtuvo lo siguiente:

Grafica 1.- Comportamiento de la temperatura en la superficie de la placa interna vs. la variación del flujo de calor con el paso del tiempo



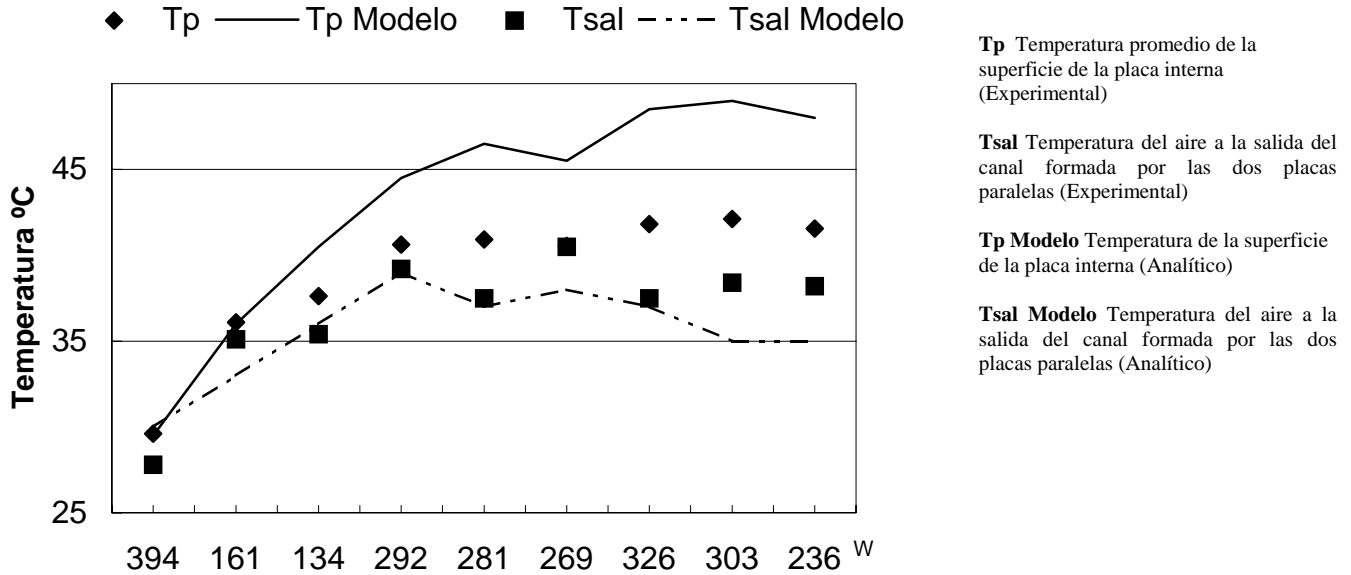
Se observa que el calentamiento de la placa almacenadora es similar al obtenido cuando se empleó lamina de aluminio. Se presenta una variación, de 8 °C entre los puntos seleccionados en su superficie.

Gráfica 2.- Comportamiento de la temperatura en la superficie del vidrio vs. la variación del flujo de calor con el paso del tiempo



De la misma forma que en la temperatura de la placa almacenadora, la temperatura en la superficie del vidrio se comporta en forma similar al obtenido con el aluminio. La diferencia fue de 14 °C entre los puntos seleccionados en su superficie.

Gráfica 3.- Comparación entre los resultados obtenidos en los modelos analítico y experimental (promedio de placa interna y vidrio)



En la gráfica 3 se observa que, el comportamiento de la temperatura tanto en la superficie de la placa interna como la del aire a la salida del canal, son similares en ambos casos. Se obtuvo un margen de error no mayor a 12 °C para la temperatura en la superficie de la placa interna y de 6 °C para la temperatura del aire a la salida del canal.

Se considera que el margen de error entre el prototipo experimental y el modelo analítico empleando tanto lamina de aluminio como de cobre es aceptable.

ANEXO B

ANÉCDOTAS

B.1. Problemas solucionados

Durante la prueba del prototipo experimental se tuvieron algunos percances: en la primera puesta en operación la distancia entre el vidrio y la resistencias era de 2 cm y el arreglo de resistencias permitía obtener una potencia máxima de 1507 W. Se inicio el calentamiento a la máxima potencia para probar el arreglo y en el lapso de 5 minutos se rompió el vidrio. Se revisó el modelo y se encontró que una de las resistencias se había roto produciendo una elevación en la corriente que casi duplicó la potencia suministrada. Se reparó la resistencia y se dejo calentar durante dos horas sin el vidrio correspondiente afín de probar el arreglo.

En una segunda prueba se colocó el vidrio correspondiente quebrándose nuevamente en 8 minutos. Se revisó y se encontró que el calentamiento sobre el vidrio no era uniforme, es decir, el arreglo de resistencia ocasionaba que en una sección del arreglo se elevara más rápidamente la temperatura que en el resto, motivo por el cual el vidrio se partió. Se revisó el arreglo de resistencia dejando un circuito equilibrado, se probó y se tomo lecturas del calentamiento obteniendo como resultado un calentamiento uniforme. A fin de evitar que se rompiera un tercer vidrio, se aumentó la distancia entre las resistencias y el vidrio dejándose a 7 cm. Se probó el modelo durante 6 horas iniciando el calentamiento paulatinamente hasta llegar al valor máximo. Ya no se registró problema alguno.

Después de realizar algunas pruebas se encontró que con el diseño que se tenía del muro ocasionaba que el vidrio se calentara demasiado por ser opaco a la longitud de onda larga. Motivo por el cual, fue necesario cambiar la configuración de armado del modelo. Antes se inyectaba el calor a la placa interna pasando antes por el vidrio, ahora se inyecta el calor directamente a la placa interna pero descontando o considerando el producto de la transmitancia del vidrio por la absortancia de la placa interna.

En la figura B.1. se ilustra la configuración del dispositivo, y en la figura B.2. algunas imágenes del proceso de solución de problemas.

Figura B1.- Configuración de armado del dispositivo

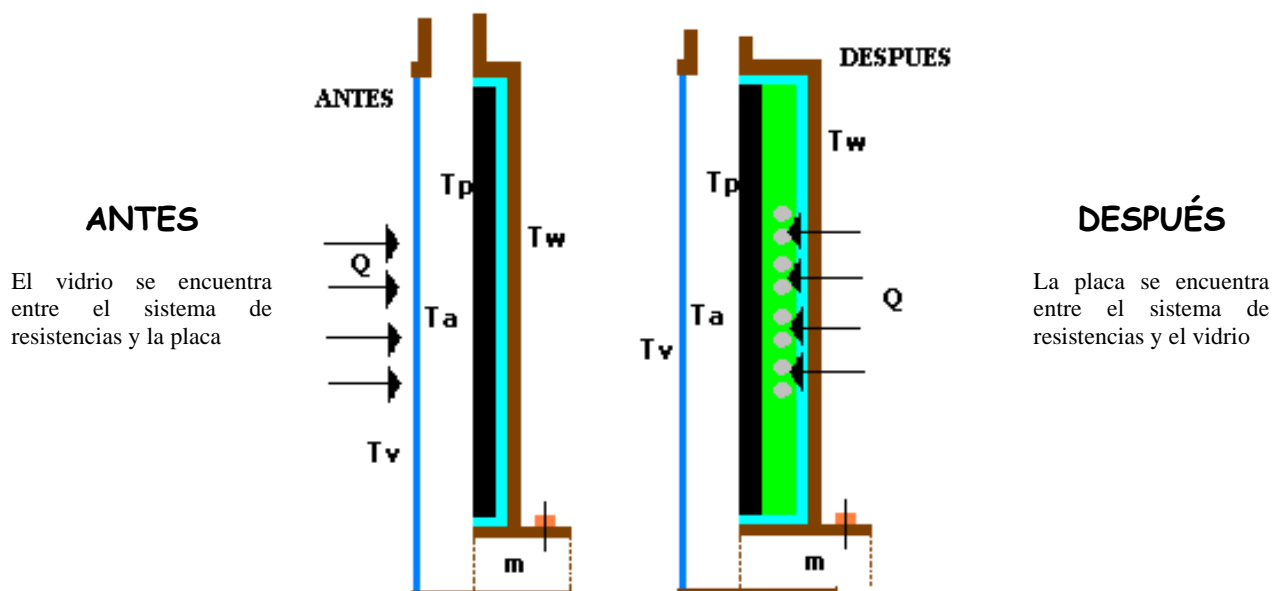


Figura B2.- Solución a los problemas encontrados



Rediseño de arreglo de resistencias



Rediseño del prototipo experimental



Pruebas y puesta en operación del equipo



ANEXO C
CONDICIONES
CLIMÁTICAS EMPLEADA

En esta sección, se presentan los valores de temperatura ambiental y radiación solar horaria para el mes de julio, que se emplearon en las pruebas del modelo analítico a fin de conocer, sin considerar la humedad del ambiente, el comportamiento del sistema de descarga de calor en diferentes estados de la República. La temperatura ambiental horaria se obtuvo mediante el software Mardia [XX], y los valores de radiación horaria por el método de ASHRAE[XVII].

TEMPERATURA Y RADIACIÓN SOLAR PARA EL MES DE JULIO

LOCALIDAD:	Campeche	LATITUD:	19.51	DATOS PARA LA SIMULACION EXPERIMENTAL	
HORA	TAMB °C	RAD W/M2	TSOL/AIRE °C	RAD EQUI W/M2	
6	23.7	8.400787E-08		23.85001	
440.2591					
7	23.1	53.64218	24.95581	446.8559	
8	24.5	139.3864	29.08249	472.1307	
9	26.7	214.5899	33.67395	501.4962	
10	29	270.2333	37.74341	528.6494	
11	30.8	304.2224	40.62427	548.5279	
12	32.1	315.6687	42.28827	560.2622	
13	32.7	304.2188	42.52414	561.9406	
14	32.7	270.2265	41.44321	554.2797	
15	32.4	214.5806	39.37366	539.8308	
16	31.8	139.376	36.38214	519.4468	
17	31	53.63351	32.85553	496.1642	
18	30.1	1.176883E-07		30.25	
479.4721					

LOCALIDAD:	CHETUMAL	LATITUD:	18.3	DATOS PARA LA SIMULACION EXPERIMENTAL	
HORA	TAMB °C	RAD W/M2	TSOL/AIRE °C	RAD EQUI W/M2	
6	23.7	8.563241E-08		23.85001	
440.2591					
7	23.2	50.64278	24.96045	446.8838	
8	24.4	131.3479	28.72687	469.9114	
9	26.4	202.0061	32.97379	496.932	
10	28.3	254.2528	36.53522	520.4756	
11	30	286.1656	39.25006	538.977	
12	31	296.9156	40.59192	548.3016	
13	31.6	286.162	40.84995	550.1085	
14	31.7	254.246	39.93503	543.7219	
15	31.3	201.9967	37.8735	529.5353	
16	30.8	131.3374	35.12653	511.0653	
17	30.1	50.63407	31.86017	489.7369	
18	29.3	1.175279E-07		29.44998	
474.4324					

LOCALIDAD: Chilpancingo LATITUD: 17.33
 DATOS PARA LA SIMULACION EXPERIMENTAL

HORA	TAMB °C	RAD W/M2	TSOL/AIRE °C	RAD EQUI W/M2
6	17.9	8.692266E-08		18.04999
406.8463				
7	17.4	48.19279	19.08252	412.6505
8	18.8	124.8183	22.91922	434.7632
9	21.1	191.8153	27.34973	461.391
10	23.4	241.3314	31.22433	485.664
11	25.3	271.5757	34.08609	504.1975
12	26.6	281.7661	35.71014	514.9484
13	27.3	271.5721	36.086	517.4608
14	27.3	241.3247	35.12411	511.0493
15	27	191.806	33.24942	498.725
16	26.3	124.8078	30.41888	480.5411
17	25.5	48.18406	27.18225	460.3627
18	24.6	1.173459E-07		24.75
445.6226				

LOCALIDAD: Colima LATITUD: 19.14
 DATOS PARA LA SIMULACION EXPERIMENTAL

HORA	TAMB °C	RAD W/M2	TSOL/AIRE °C	RAD EQUI W/M2
6	21.8	8.45063E-08	21.94998	429.0951
7	21.2	52.73192	23.02686	435.3961
8	22.7	136.9414	27.20474	460.5007
9	25.3	210.7576	32.1521	491.6154
10	27.9	265.3635	36.48856	520.1618
11	30	298.7183	39.64923	541.7383
12	31.4	309.9519	41.40646	554.0206
13	32.1	298.7148	41.74911	556.4398
14	32.2	265.3568	40.78833	549.6766
15	31.8	210.7483	38.65179	534.8582
16	31.1	136.9309	35.6044	514.2432
17	30.2	52.72322	32.02658	490.8071
18	29.2	1.176472E-07		29.35001
473.8054				

LOCALIDAD: DFLATITUD: 19.26
 DATOS PARA LA SIMULACION EXPERIMENTAL

HORA	TAMB °C	RAD W/M2	TSOL/AIRE °C	RAD EQUI W/M2
6	12.3	8.43448E-08	12.44998	376.4265
7	11.7	53.02782	13.53629	382.1894
8	13.3	137.7357	17.82999	405.6176
9	15.9	212.0021	22.79166	434.014
10	18.5	266.9446	27.13882	460.0963
11	20.7	300.5051	30.40607	480.4599
12	22.1	311.8077	32.16547	491.7016
13	22.8	300.5016	32.50595	493.8997
14	22.9	266.9378	31.5386	487.6739
15	22.5	211.9928	29.39136	474.0647
16	21.8	137.7252	26.32965	455.1547
17	20.8	53.01914	22.63602	433.1013
18	19.8	1.176613E-07		19.94998
417.5745				

LOCALIDAD:	Durango	LATITUD:	24.02	DATOS PARA LA SIMULACION EXPERIMENTAL	
HORA	TAMB °C	RAD W/M2	TSOL/AIRE °C	RAD EQUI W/M2	
6	15.9	7.78361E-08	16.04999	395.7782	
7	15.1	64.19984	17.29153	402.6221	
8	15.3	168.1664	20.7977	422.4289	
9	16.4	260.0649	24.82007	446.0422	
10	18.5	328.2611	29.08868	472.1695	
11	21.1	369.9352	33.01395	497.1929	
12	23.5	383.9602	35.85992	515.9485	
13	25.4	369.9317	37.31381	525.7321	
14	26.6	328.2543	37.18848	524.8832	
15	27.1	260.0556	35.51978	513.6793	
16	26.9	168.1561	32.39737	493.1979	
17	26.2	64.19131	28.39127	467.8242	
18	25.2	1.176161E-07		25.35001	
449.2254					

LOCALIDAD:	Guadalajara	LATITUD:	20.4	DATOS PARA LA SIMULACION EXPERIMENTAL	
HORA	TAMB °C	RAD W/M2	TSOL/AIRE °C	RAD EQUI W/M2	
6	16.2	8.28033E-08	16.35001	397.424	
7	15.6	55.8059	17.52463	403.9168	
8	17.1	145.2189	21.86795	428.618	
9	19.5	223.7492	26.76523	457.8098	
10	22	281.8837	31.11389	484.9591	
11	24.1	317.3963	34.3432	505.8882	
12	25.5	329.3535	36.12344	517.7115	
13	26.2	317.3927	36.44308	519.8562	
14	26.2	281.877	35.31369	512.3082	
15	25.9	223.7399	33.16492	498.1748	
16	25.2	145.2085	29.96762	477.6887	
17	24.3	55.79726	26.22433	454.5145	
18	23.3	1.177585E-07		23.44998	
437.8908					

LOCALIDAD:	Guanajuato	LATITUD:	21.01	DATOS PARA LA SIMULACION EXPERIMENTAL	
HORA	TAMB °C	RAD W/M2	TSOL/AIRE °C	RAD EQUI W/M2	
6	14.9	8.197343E-08		15.04999	
7	14.3	57.26717	16.27109	396.9906	
8	15.8	149.1753	20.69376	421.8314	
9	18.2	229.9772	25.66327	451.1151	
10	20.7	289.8153	30.06613	478.3103	
11	22.8	326.3701	33.32855	499.2407	
12	24.2	338.6771	35.11993	511.0216	
13	24.9	326.3666	35.42847	513.0715	
14	24.9	289.8086	34.2659	505.3794	
15	24.6	229.9679	32.06296	491.0413	
16	23.9	149.1648	28.79343	470.3262	
17	23	57.25854	24.97083	446.946	
18	22	1.177829E-07		22.14999	
430.2602					

LOCALIDAD:	HERMOSILLO	LATITUD:	29.04		
DATOS PARA LA SIMULACION EXPERIMENTAL					
HORA	TAMB °C	RAD W/M2	TSOL/AIRE °C	RAD EQUI W/M2	
6	26.2	7.083714E-08		26.35001	
455.2785					
7	25.2	74.60077	27.72229	463.6845	
8	25.4	197.5805	31.83304	489.5626	
9	26.7	307.4847	36.62802	521.1	
10	29.2	389.4077	41.73315	556.3269	
11	32.2	439.5219	46.32678	589.524	
12	35.1	456.383	49.76297	615.3113	
13	37.3	439.5183	51.42667	628.0963	
14	38.7	389.401	51.23294	626.5975	
15	39.3	307.4756	49.22772	611.2399	
16	39	197.5703	45.43274	582.9495	
17	38.2	74.59247	40.72205	549.2123	
18	37.1	1.162436E-07		37.25	
525.2998					

LOCALIDAD:	JALAPA	LATITUD:	19.32		
DATOS PARA LA SIMULACION EXPERIMENTAL					
HORA	TAMB °C	RAD W/M2	TSOL/AIRE °C	RAD EQUI W/M2	
6	16	8.426399E-08		16.14999	
396.3262					
7	15.5	53.17553	17.34097	402.8964	
8	16.7	138.1323	21.24261	424.9936	
9	18.6	212.6237	25.51144	450.1985	
10	20.6	267.7345	29.26395	473.2662	
11	22.2	301.3979	31.93445	490.2144	
12	23.3	312.735	33.39496	499.6738	
13	23.8	301.3944	33.53433	500.5836	
14	23.9	267.7277	32.56372	494.2734	
15	23.6	212.6144	30.51114	481.1258	
16	23	138.1219	27.54227	462.5752	
17	22.3	53.16684	24.14069	441.9861	
18	21.5	1.176681E-07		21.64999	
427.3521					

LOCALIDAD:	LaPaz	LATITUD:	24.1		
DATOS PARA LA SIMULACION EXPERIMENTAL					
HORA	TAMB °C	RAD W/M2	TSOL/AIRE °C	RAD EQUI W/M2	
6	23	7.772533E-08		23.14999	
436.121					
7	22	64.37745	24.1972	442.3224	
8	22.2	168.6584	27.71332	463.6292	
9	23.5	260.849	31.94498	490.2821	
10	26.1	329.2661	36.72067	521.7241	
11	29.2	371.0758	41.15021	552.2166	
12	32.2	385.1463	44.59766	576.8584	
13	34.5	371.0723	46.4501	590.4352	
14	35.9	329.2594	46.52045	590.9554	
15	36.5	260.8398	44.9447	579.3839	
16	36.2	168.648	41.71301	556.1845	
17	35.4	64.36893	37.59692	527.6533	
18	34.2	1.176051E-07		34.35001	
505.933					

LOCALIDAD:	MONTERREY	LATITUD:	25.4	
DATOS PARA LA SIMULACION EXPERIMENTAL				
HORA	TAMB °C	RAD W/M2	TSOL/AIRE °C	RAD EQUI W/M2
6	23.1	7.592082E-08		23.25
436.7104				
7	22.3	67.21217	24.58734	444.6496
8	22.5	176.5528	28.26437	467.0369
9	23.6	273.4692	32.44632	493.5142
10	25.6	345.4676	36.73587	521.8265
11	28.2	389.4748	40.73529	549.3051
12	30.6	404.2832	43.6062	569.6889
13	32.5	389.4713	45.03519	580.0438
14	33.7	345.4608	44.83566	578.5895
15	34.2	273.46	43.04602	565.6677
16	34	176.5425	39.76404	542.5345
17	33.3	67.2037	35.58707	514.1276
18	32.3	1.17377E-07	32.44998	493.5379

LOCALIDAD:	MORELIA	LATITUD:	19.42	
DATOS PARA LA SIMULACION EXPERIMENTAL				
HORA	TAMB °C	RAD W/M2	TSOL/AIRE °C	RAD EQUI W/M2
6	14.6	8.412924E-08		14.75
388.7061				
7	14	53.42134	15.84879	394.6774
8	15.4	138.7928	19.96359	417.6521
9	17.5	213.659	24.44437	443.7957
10	19.7	269.0502	28.40579	467.9145
11	21.6	302.885	31.38174	486.6699
12	22.8	314.2796	32.94409	496.7391
13	23.4	302.8815	33.18161	498.2835
14	23.4	269.0434	32.10556	491.3156
15	23.1	213.6497	30.04407	478.171
16	22.5	138.7823	27.06326	459.6332
17	21.7	53.41266	23.54852	438.4733
18	20.8	1.176789E-07		20.94998
423.3054				

LOCALIDAD:	Pachuca	LATITUD:	20.08	
DATOS PARA LA SIMULACION EXPERIMENTAL				
HORA	TAMB °C	RAD W/M2	TSOL/AIRE °C	RAD EQUI W/M2
6	11	8.323729E-08		11.14999
369.6159				
7	10.5	55.03221	12.40002	376.163
8	11.8	143.1299	16.50153	398.2571
9	13.8	220.4657	20.96082	423.3678
10	15.9	277.7053	24.88101	446.4074
11	17.6	312.6704	27.6929	463.5032
12	18.7	324.4441	29.16733	472.6613
13	19.3	312.6669	29.39279	474.0736
14	19.3	277.6985	28.28079	467.1387
15	19	220.4565	26.16052	454.1269
16	18.5	143.1195	23.2012	436.4227
17	17.7	55.02355	19.59973	415.5811
18	16.9	1.17738E-07	17.04999	401.2837

LOCALIDAD:	PUEBLA	LATITUD:	19.02	
DATOS PARA LA SIMULACION EXPERIMENTAL				
HORA	TAMB °C	RAD W/M2	TSOL/AIRE °C	RAD EQUI W/M2
6	12.3	8.466764E-08		12.44998
376.4265				
7	11.7	52.43538	19.51743	382.0887
8	13.4	136.1459	17.87943	405.8935
9	16.1	209.5117	22.91248	434.7236
10	18.9	263.7809	27.43823	461.935
11	21.2	296.9299	30.79236	482.9114
12	22.7	308.0944	32.6474	494.8151
13	23.4	296.9263	32.99225	497.0519
14	23.5	263.7742	32.03802	490.8807
15	23.1	209.5024	29.91217	477.3391
16	22.3	136.1354	26.77911	457.8947
17	21.3	52.42668	23.11716	435.9276
18	20.2	1.176323E-07		20.35001
419.86				

LOCALIDAD:	Saltillo	LATITUD:	29.27	
DATOS PARA LA SIMULACION EXPERIMENTAL				
HORA	TAMB °C	RAD W/M2	TSOL/AIRE °C	RAD EQUI W/M2
6	17.3	7.051509E-08		17.44998
403.5018				
7	16.4	75.03873	18.93622	411.8243
8	16.6	198.8517	23.07349	435.6705
9	17.8	309.5633	27.7941	464.1275
10	20.1	392.1077	32.71902	495.279
11	22.9	442.6053	37.12485	524.4527
12	25.6	459.5954	40.36511	546.7171
13	27.7	442.6017	41.92474	557.6827
14	29	392.101	41.6188	555.5189
15	29.5	309.5541	39.4938	540.6619
16	29.3	198.8416	35.77316	515.369
17	28.5	75.03043	31.03595	484.4621
18	27.4	1.161472E-07		27.54999
462.6227				

LOCALIDAD:	SL	LATITUD:	22.09	
DATOS PARA LA SIMULACION EXPERIMENTAL				
HORA	TAMB °C	RAD W/M2	TSOL/AIRE °C	RAD EQUI W/M2
6	13.4	8.049644E-08		13.54999
382.2625				
7	12.8	59.80914	14.85193	389.2572
8	14.3	156.0939	19.41379	414.5257
9	16.7	240.8996	24.51059	444.191
10	19.2	303.7462	29.00912	471.6723
11	21.3	342.1425	32.33014	492.7638
12	22.7	355.0673	34.14114	504.5591
13	23.4	342.1389	34.43002	506.4601
14	23.4	303.7394	33.20889	498.4611
15	23.1	240.8903	30.91031	483.6618
16	22.4	156.0835	27.51346	462.3978
17	21.5	59.80054	23.55167	438.4919
18	20.5	1.177784E-07		20.64999
421.5801				

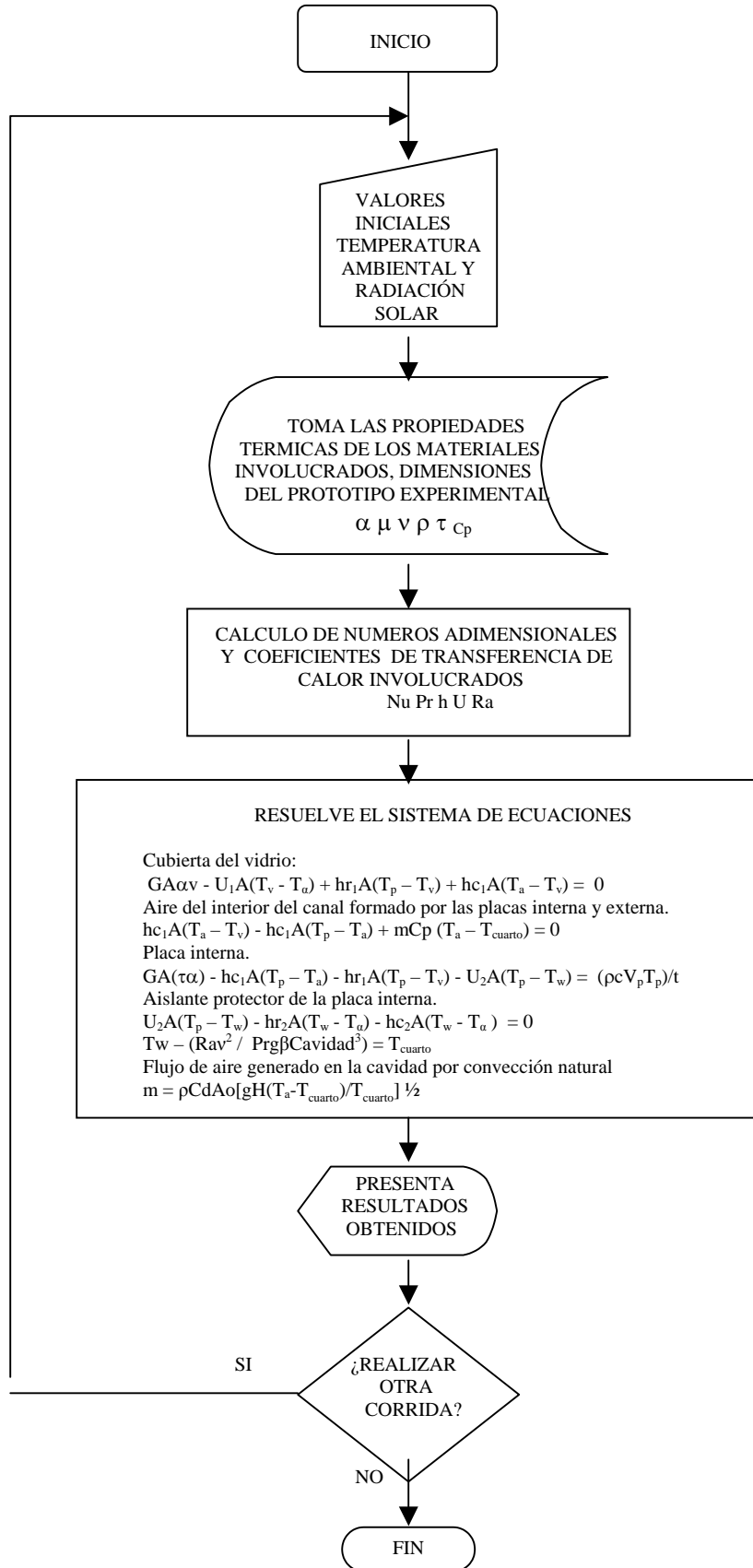
LOCALIDAD:	TEPIC	LATITUD:	21.31	
DATOS PARA LA SIMULACION EXPERIMENTAL				
HORA	TAMB °C	RAD W/M2	TSOL/AIRE °C	RAD EQUI W/M2
6	18.9	8.156411E-08		19.04999
412.4666				
7	18.3	57.97915	20.29373	419.5379
8	19.8	151.1083	24.75525	445.654
9	22.3	233.0247	29.86017	477.0114
10	24.9	293.6996	34.38965	506.1941
11	27	330.7664	37.66837	528.139
12	28.4	343.2451	39.46518	540.4637
13	29.2	330.7629	39.86826	543.2579
14	29.2	293.6928	38.68942	535.1165
15	28.8	233.0154	36.35989	519.2974
16	28.1	151.0979	33.0549	497.4592
17	27.2	57.97052	29.19345	472.8248
18	26.2	1.177878E-07		26.35001
455.2785				

LOCALIDAD:	Toluca	LATITUD:	19.18	
DATOS PARA LA SIMULACION EXPERIMENTAL				
HORA	TAMB °C	RAD W/M2	TSOL/AIRE °C	RAD EQUI W/M2
6	9.2	8.445248E-08		9.350006
360.339				
7	8.6	52.83063	10.43002	365.8841
8	10	137.2063	14.51315	387.4279
9	12.1	211.1726	18.96527	411.9883
10	14.3	265.8907	22.90533	434.6816
11	16.1	299.3141	25.76819	451.7493
12	17.3	310.5707	27.32614	461.246
13	17.9	299.3106	27.56808	462.7341
14	17.9	265.884	26.5051	456.2227
15	17.6	211.1633	24.465	443.9188
16	17	137.1958	21.51282	426.5568
17	16.2	52.82194	18.02972	406.7331
18	15.4	1.176519E-07		15.54999
393.0468				

LOCALIDAD:	Chihuahua	LATITUD:	28.38	
DATOS PARA LA SIMULACION EXPERIMENTAL				
HORA	TAMB °C	RAD W/M2	TSOL/AIRE °C	RAD EQUI W/M2
6	19.8	7.176099E-08		19.94998
417.5745				
7	18.9	73.32428	21.38171	425.7978
8	19.1	193.893	25.4158	449.6218
9	20.3	301.4714	30.03677	478.125
10	22.5	381.6071	34.7851	508.8039
11	25.3	430.6193	39.14368	538.2428
12	27.9	447.1097	42.2681	560.1188
13	29.9	430.6158	43.74356	570.6782
14	31.2	381.6004	43.48489	568.8163
15	31.7	301.4623	41.43649	554.2323
16	31.5	193.8828	37.81546	529.14
17	30.7	73.31595	33.18143	498.2823
18	29.7	1.165038E-07		29.85001
476.9473				

ANEXO D
DIAGRAMA DE FLUJO
DEL MODELO ANALITICO

DIAGRAMA DE FLUJO DE LA EJECUCIÓN DEL MODELO ANALITICO



REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFÍA

Referencias

- [I] Balance Nacional de Energía. México. 1998 .
- [II] Ken Butti and John Perlin, “A Golden Thread, 2500 year of Solar Architecture and Technology”, 291 pp., E. U. 1980.
- [III] Siebers D. L., Moffatt R. F., Schwind R. G., “Experimental, variable properties natural convection from a large, vertical, flat surface”, J. Heat Transfer. Vol. 107, pp. 124-132. 1985.
- [IV] Jaluria Y., “Interaction of natural convection Wakes arising from thermal sources on a vertical surface”. J. Heat Transfer, Vol. 107, pp. 883-892. 1985.
- [V] Naylor D. Floryan J. M., y Tasaruk J. D. “A numerical study of developing free convection between isothermal vertical plates”. J. Heat Transfer, Vol. 113, pp. 620-626. 1991
- [VI] Chen T. S., Tien H. C., Armaly B. F. “Natural convection on horizontal, inclined and vertical plates with variable surface temperature or heat flux” J. Heat Mass Transfer, Vol. 29, pp. 1465-1477. 1986.
- [VII] Huang T. H. y Shiau W. M. , “Load steady – state natural convection heat transfer in vertical parallel plates with a two – dimensional rectangular rib” J. Heat Mass Transfer, Vol. 31, No. 6, pp. 1279-1288. 1988.
- [VIII] Martin L., Rainthby G. D., y Yovanovich M. M. “On the low Raleigh number asymptote for natural convection through an isothermal, parallel – plate channel”, J. Heat Transfer, Vol. 113, pp. 899-905. 1991.
- [XIX] David Morillón G. , Diego A. Sámano T. José Luis Fernández Z. “Muro escudo a la radiación solar”. ANES, B. C. S. México 1995.
- [X] Kobus C. J. y Wederind G. L. “Modeling the local and average heat transfer coefficient for an isothermal vertical flat plate with assisting and opposing combined forced and natural convection” Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 39, No. 13, pp. 2723-2733. 1996.
- [XI] R.J. Duffie and Greg Knowlest. “A simple desing method for the Trombe wall”. Applied solar energy, vol. 34 U.S.A. 1985.
- [XII] L. Zalewski, M. Chantant, S. Lassue, B. Duthoit “Experimental thermal study of a solar wall of composite type” Energy and building, Vol. 25. pp. 7-18 , 1997.
- [XIII] Xiande Fang and Yuanzhe Li. “ Numeral simulation and sensitivity analysis of lattice passive solar heating walls”. Solar energy , Vol. 69. Great Britain 1999.
- [XIV] J Hiranlabh W Kongduang P Namprakai J Khedari “Study of natural ventilation of houses by a metallic solar wall under tropical climate” Renewable Energy Vol. 07, 1999.
- [XV] Zalewski ,S. Lassue, B. Duthoit, M. Butez, “Study of solar walls —validating a simulation model Building and Environment” Vol. 37. pp. 109 –121. 2002.
- [XVI] Guohui Gan, “A parametric study of Trombe walls for passive cooling of buildings” Energy and building Vol. 27. pp 37-43. 1998.
- [XVII] ASHRAE Handbook, Fundamentals. American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning, New York, 1992.
- [XVIII] Cooper P, (1969) “The absorption of solar radiation in solar stills” Solar Energy, 3.
- [XIX] Benford F. y J. Bock, (1939) “A time Analysis of Sunshine” Transactions of the American Illumination Engineering Society, 200.

- [XX] A. Tejada y T. Zacarías. Software “Mardia.bas”. versión 1.0 México. 1990
- [XXI] Duffie J. A. and Beckman W. A. (1980). Solar Engineering of Thermal Processes, p. 137. Wiley Interscience, New York, USA
- [XXII] Anthony F. Mills, “Transferencia de calor”, McGraw Hill, los Ángeles, 1995. 932 pp.

Bibliografía

- A. M. Rodríguez, A. Canha da Piedade, A. Lahellec y Y. Grandpeix, “Modelling natural convection in a heated vertical channel for room ventilation”, Building and Environment, Vol. 35, pag. 455 – 469, 2000.
- A. Tsangrassoulis , M . Santamouris V. Geros , M. Wilson and D. Asimakopoulos. “A method to investigate the potential of south-oriented vertical surfaces for reflecting dayling onto oppositely facing vertical surfaces under sunny conditions”. Solar Energy , vol 66 Great Britain 1998.
- Aboul, S., El-Sebaï, A., Ramadan, M., El-Gohary, H., 2000, Parametric study of a solar air heater with and without thermal storage for solar drying applications, Renewable Energy, 21, 505-522.
- Anibal Luna, Ricardo Gallegos y Gonzalo Bojorquez “Estudio del comportamiento térmico del adobe con el simulador DOE 2.1E” Congreso ANES/ISES 2000.
- Balmant Singh Saini, “ Building in Hot Dry Climates”, John Wiley & Sons, E. U. 1990. 176 pp.
- Berdahl P y Fromberg R., (1982) “The thermal radiance of clear skies”, solar energy, 29, 299 – 314.
- C. Filipin, A. Beascochea, A. Esteves , C. De Rosa , L. Cortegoso, and D. Estelrich. “A passive solar building for ecological research in argentina : the first two year experience” Solar energy , vol 63, Great Britain 1998.
- David Morillón G. "Bioclimática, Sistemas Pasivos de Climatización". Colección Biblioteca Circular. Serie Universitaria. 1ª edición. Universidad de Guadalajara. México 1993. 143 pp.
- Donald Q. Kern “Procesos de transferencia de calor” CECSA, México 2001. 980 pp.
- Fernando Tudela. "Ecodiseño". Colección de ensayos. 1ª edición. Universidad autónoma Metropolitana, unidad Xochimilco. México 1982. 233 pp.
- Goswami, D. Y. Kreith, F. Kreider, J. F.,2000, Principles of Solar Engineering, Taylor & Francis, U.S.A.
- Gregory E. Franta y Kenneth R. Olson, “solar architecture”, Ann Arbor Science, Colorado 1977. 331 pp.
- H. D. Ammari, “A mathematical model of thermal performance of a solar air heater with slats”, Renewable Energy, Vol. 28, pag. 1597 a 1615, 2003.
- H. Manz, P. W. Egolf, P. Suter and A. Goetzberger, "tim-pcm external wall system for solar space heating and daylighting" Solar Energy september 1997
- John A. Duffie y William A. Beckman. “Solar Engineering of thermal processes” 2ª Edition, Jhon Wiley & Sons, New York
- Jincan Chen and Chih Wu. “Analysis on the performance of a thermoelectric generator”. Journal of energy resources thechnology , vol 122 , 2000.
- Joseph Khedari, Patsada Yimsamerjit y Jongjit Hirunlabh, “Experimental investigation of free convection in roof solar collector”, Building and Environment, Vol. 37, pag. 455 – 459, 2002.
- Kabeel, A., Mecárik, K., 1998, Shape optimization for absorber plates of solar air collectors, Renewable Energy, v 13, 1, 121-131.

Luca Buzzoni, Roberto Dall'Olio y Marco spiga, "Energy análisis of a passive solar system", Applied Research, Vol. 37, pag. 411 – 416. 1998.

Mohamad, A.A., 1997, High efficiency solar air heater, Solar Energy, 60, 2, 71-76.

M. Belusko, W. Saman y F. Bruno, "Roof integrated solar heating system with glazed collector", Energy solar, 2003.

P. Ohanessian and W. W. S. Charters. "Thermal simulation of a passive solar house using a Trombe – Michel wall structure. Applied solar energy, vol. 20 Great Britanian 1978.

P. Raman, Sanjay Mande y V. V. N. Kishore, "A passive solar system for termal comfort conditioning of buildings in composite climates", Solar Energy, Vol. 70, pag. 319 – 329. 2001.

Sámamo Tirado D. "Conducción de calor bidimensional conjugada en estado periódico en muros verticales", Tesis para obtener grado de Doctor en Ingeniería, Facultad de Ingeniería, UNAM, 1989.

S. O. Enibe, "Termal análisis of a natural circulation solar air heater with phase change material energy storage", Renewable energy, Vol. 28, pag. 2269 a 2299. 2003.

V.D. Klim , B.E. Khairiddinov, and B. Ch. Kholliiev. "Natural Convection Solar Drying Plant". Applied solar energy Vol. 33, 1997.

Wakely P. (1979) "diseño y confort térmico en climas cálidos" Universidad de los Andes, Mimeo, Bogota.

Xiande Fang and Yuanzhe Li. " Numeral simulation and sensitivity analiysis of lattice passive solar heating walls". Solar energy , vol. 69. Great Britain 1999.

Páginas En Internet

<http://www.censolar.es>

<http://www.dgbiblio.unam.mx/>

<http://www.conae.gob.mx/>

<http://www.anes.org/>

<http://www.ises.org/ises.nsf?Open>

<http://www.elsevier.com/login>