

INSTITUTO TECNOLÓGICO Y DE ESTUDIOS  
SUPERIORES DE MONTERREY

CAMPUS MONTERREY

DIVISION DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA  
PROGRAMA DE GRADUADOS EN INGENIERIA



TECNOLÓGICO  
DE MONTERREY.

Estudio del uso de enfriamiento pasivo

TESIS

PRESENTADA COMO REQUISITO PARCIAL  
PARA OBTENER EL GRADO ACADÉMICO DE:

MAESTRO EN CIENCIAS  
ESPECIALIDAD EN INGENIERIA ENERGETICA

POR:

JOSE GERARDO GARZA DE LEON

MONTERREY, N. L.

MAYO DE 2004

**INSTITUTO TECNOLÓGICO Y DE ESTUDIOS  
SUPERIORES DE MONTERREY**

**CAMPUS MONTERREY**

**DIVISION DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA  
PROGRAMA DE GRADUADOS EN INGENIERIA**



**TECNOLÓGICO  
DE MONTERREY.**

**Estudio del uso de enfriamiento pasivo**

**T E S I S**

**PRESENTADA COMO REQUISITO PARCIAL  
PARA OBTENER EL GRADO ACADEMICO DE:**

**MAESTRO EN CIENCIAS  
ESPECIALIDAD EN INGENIERIA ENERGETICA**

**POR:  
JOSE GERARDO GARZA DE LEON**

**MONTERREY, N. L.**

**MAYO DE 2004**

**INSTITUTO TECNOLÓGICO Y DE ESTUDIOS SUPERIORES DE MONTERREY**

**CAMPUS MONTERREY  
DIVISIÓN DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA  
PROGRAMA DE GRADUADOS EN INGENIERÍA**



**TECNOLÓGICO  
DE MONTERREY®**

**Estudio del uso de enfriamiento pasivo**

**TESIS**

**PRESENTADA COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO  
ACADÉMICO DE:**

**MAESTRO EN CIENCIAS  
ESPECIALIDAD EN INGENIERÍA ENERGÉTICA**

**POR:  
JOSÉ GERARDO GARZA DE LEÓN**

**MONTERREY, N.L.**

**MAYO DE 2004**

## Dedicada a

A mis padres José y Yolanda, cuyo amor e infinita paciencia que han tenido incondicionalmente hacia mí son ahora los cimientos que sostienen esta tesis.

A mi hermana Gloria por sus palabras de apoyo que sin saberlo me fortalecían cuando más lo necesitaba.

A mis abuelos, aquí en la tierra y allá en el cielo.

## AGRADECIMIENTOS.

A Dios, quien me acompañó siempre en los difíciles días de trabajo y en las largas noches de desvelo.

Al Ing. José Luis López por la confianza que puso en mi desde el primer día que trabajé con él y por haber sido mi guía en el espinoso camino recorrido para terminar mi proyecto de tesis.

A la Ing. Silvia Estrada que siempre tuvo tiempo para resolver mis dudas y darme nuevas ideas para realizar éste proyecto.

Al Dr. Alejandro García por sus excelentes recomendaciones para mejorar este proyecto.

Al Dr. Federico Viramontes y al Dr. Carlos Narváez por que sin su apoyo me hubiera sido imposible empezar y continuar con los estudios de mi maestría.

A mis compañeros de maestría con quienes pasé increíbles momentos de estudio y de ocio, y que como una familia siempre nos apoyábamos en nuestras diferentes actividades.

Al todos los "cuates" quienes fueron los compañeros y amigos más cercanos que sin su apoyo esta tesis no sería lo que ahora es.

	<b>Página</b>
<b>Capítulo 1. Introducción</b>	<b>1</b>
1.1 Propuesta	3
1.2 Mapa conceptual del estudio	4
1.3 Antecedentes de software	5
1.4 Descripción de capítulos del presente estudio	6
<b>Capítulo 2. Geometría solar y radiación sobre superficies inclinadas</b>	<b>8</b>
2.1 Geometría solar	8
2.2 Radiación sobre una superficie horizontal	12
2.3 Radiación sobre una superficie inclinada y girada respecto al sur	15
<b>Capítulo 3. Cargas térmicas</b>	<b>19</b>
3.1 Conducción de calor a través de las paredes del edificio	20
3.1.1 Temperatura Sol-Aire	22
3.2 Conducción de calor por las ventanas del edificio	29
3.3 Ganancia solar a través de ventanas	31
3.4 Ganancia de calor debido a cargas internas	35
3.4.1 Transferencia de calor del cuerpo humano	35
3.4.2 Ganancia por electrodomésticos e iluminación	38
3.5 Ganancia de calor por ventilación	39
<b>Capítulo 4. Enfriamiento pasivo</b>	<b>42</b>
4.1 Información requerida por la rutina "enfpas.m"	45
4.2 Equivalencia de paredes compuestas	51
4.3 Diagrama de orden de ejecución del simulador de cargas térmicas	54
<b>Capítulo 5. Simulación y discusión de resultados</b>	<b>58</b>
5.1 Estimación económica	72
<b>Capítulo 6. Conclusiones y trabajos futuros</b>	<b>77</b>
6.1 Trabajos futuros	79

# Índice

---

<b>Apéndice A. Validación del método de diferencias finitas para cálculos de ganancia de calor por conducción en paredes</b>	<b>I</b>
<b>Apéndice B. Propiedades termofísicas de materiales de construcción</b>	<b>XI</b>
<b>Apéndice C. Código de simulación de prueba</b>	<b>XVIII</b>
<b>Apéndice D. Comprobación de temperaturas horarias</b>	<b>XXI</b>
<b>Apéndice E. Estimación de costos</b>	<b>XXIII</b>

# Nomenclatura

$A_p$	Área de la pared.
$A_{ropa}$	Área externa de la ropa.
B	Coefficiente de extinción.
$B_i$	Número de Biot.
C	Factor de difusión atmosférica.
$C_{p_{aire}}$	Capacidad calorífica del aire a condiciones estándar.
Cr	Costo del equipo de referencia.
DEC	Declinación.
$E_x^{p+1}$	Energía intercambiada entre "x" elemento de la envolvente y el aire interior del edificio en el tiempo actual.
EOT	Ecuación del tiempo.
Fo	Número de Fourier.
$f_i$	Fracción de variación diaria.
h	Coefficiente de convección.
$h_i$	Coefficiente de convección típico para la superficie interna de la envolvente de un edificio.
$h_o$	Coefficiente de convección típico para la superficie externa de la envolvente de un edificio.
$h_{conv}$	Coefficiente de transferencia de calor por convección entre una persona y el aire dentro de un edificio.
$h_{rad}$	Coefficiente de transferencia de calor por radiación entre una persona y sus alrededores.
$h_{fg}$	Calor latente de vaporización del agua
Ht	Altura del cuerpo humano.
$H_{directa}$	Radiación directa incidente sobre una superficie horizontal.
$H_{difusa}$	Radiación difusa incidente sobre una superficie horizontal.
$H_{global}$	Radiación global incidente sobre una superficie horizontal.
$I_{sc}$	Constante solar.
$I_o$	Radiación extraterrestre.
$I_{dn}$	Radiación directa normal.
$I_{directa}$	Radiación directa incidente sobre una superficie inclinada.
$I_{difusa}$	Radiación difusa incidente sobre una superficie inclinada.
k	Conductividad térmica.
LAT	Latitud.
m	Exponente sobre la relación de capacidad.
$m_{aire}$	Masa de aire dentro del edificio.
$m_{aire,ex}$	Flujo másico de aire a los pulmones
P	Costo estimado del equipo.
$Q_{solar}$	Radiación solar recibida por una superficie.
$Q_{conv}$	Flujo de calor cedido o ganado por convección.
$Q_{rad}$	Flujo de calor cedido o ganado por radiación.
$Q_{sen,vent}$	Flujo de calor sensible ganado o perdido por la ventilación.



# Nomenclatura

$Q_{tal,vent}$	Flujo de calor sensible ganado o perdido por la ventilación
$R_{ropa}$	Resistencia térmica de la ropa.
$S$	Área total de piel del cuerpo humano, Capacidad del equipo que se desea estimar.
SHGC	Coefficiente de ganancia solar. (Solar heat gain coefficient)
SC	Coefficiente de sombreado. (Shading coefficient)
$S_r$	Capacidad de referencia del equipo.
$T_x^{p+1}$	Temperatura a tiempo actual del nodo "x".
$T_x^p$	Temperatura a tiempo pasado del nodo "x".
$T_{ropa}$	Temperatura de la ropa.
$T_{aire}$	Temperatura del aire.
$T_{op}$	Temperatura operativa.
$T_{amb}$	Temperatura ambiente.
$T_{Sol-Aire}$	Temperatura Sol-Aire.
$T_{surr}$	Temperatura de los alrededores, temperatura del cielo.
$T_o$	Temperatura del aire que entra por ventilación.
$T_i$	Temperatura dentro del cuarto.
$T_{inf}$	Temperatura del aire lejos de la zona donde se da el fenómeno de transferencia de calor por convección.
$V_{aire}$	Flujo volumétrico del aire.
$W_t$	Masa del cuerpo humano.

## *Nomenclatura griega.*

$\alpha$	Altitud del sol. difusividad térmica.
$\alpha_s$	Absortividad solar.
$\beta$	Inclinación de la pared respecto al suelo.
$\gamma$	Ángulo de giro de la pared respecto al sur.
$\Delta t$	Diferencia o paso de tiempo.
$\Delta x$	Intervalo de distancia sobre el eje "x".
$\Delta y$	Intervalo de distancia sobre el eje "y".
$\varepsilon$	Emisividad.
$\sigma$	Constante de stefan-boltzman.
$\varphi$	Azimut.
$\tau_s$	transmitancia solar.
$\rho$	Reflectividad de los alrededores, densidad.
$\rho_{aire}$	Densidad del aire a condiciones estándar.
$\rho_s$	reflectividad solar.
$\theta_z$	Ángulo cenital.

# Nomenclatura

---

$\theta$	Ángulo de incidencia respecto al vector normal.
$\omega_0$	Humedad absoluta del aire que entra por ventilación.
$\omega_i$	Humedad absoluta del aire dentro del cuarto.
$\omega_{ex}$	Razón de humedad en el aire exhalado.
$\omega_{amb}$	Razón de humedad en el medio.
$\omega$	Ángulo horario.
$\omega_s$	Ángulo horario solar.

## CAPÍTULO 1. INTRODUCCION

“Es un buen libro aquel que se abre con expectación y se cierra con provecho.”  
-Alcott

Previo al invento de los actuales sistemas de refrigeración basados principalmente en la compresión mecánica de vapor, la gente mantenía frescas sus casas usando métodos naturales tales como dejar que alguna brisa fresca entrara por las ventanas, usaban fuentes en los jardines cercanos a las casa para que al evaporarse el agua enfriara un poco el aire alrededor de ella, los egipcios mojaban grandes trozos de tela de lino que colocaban en las ventanas de sus casas, enfriando el aire que pasaba a través de éstas mantas, empezando así el principio de enfriamiento evaporativo, los sumerios construían sus casas cerca de las montañas las cuales les daban sombra la mayor parte del día.

De acuerdo a la INEGI y a la Comisión nacional del agua las zonas cercanas a Monterrey, como los municipios de Allende, General Terán, Montemorelos se encuentran en una zona geográfica catalogada como seca y sub-húmeda debido a que la precipitación anual no excede los 300 milímetros[1] , los habitantes de éstos lugares colocaban grandes piedras porosas en forma de gota invertida dentro de las casa las cuales se saturaban con agua y ésta al evaporarse enfriaba de manera considerable el interior de la casa, también usaban grandes paredes de tierra o piedra que absorbían el calor del día y lo liberaban en la noche, así la casa se mantenía fresca a la hora normal de actividad dentro de ella y caliente cuando las personas descansaban, todas esta ideas fueron desarrolladas a través de muchos años como una parte integral de las construcciones y también por necesidad ya que actualmente no se cuenta con electricidad el muchas zonas rurales para hacer funcionar equipos mecánicos de aire acondicionado.

Hoy en día a este tipo de enfriamiento se le llama enfriamiento pasivo y es considerado como un método alternativo al enfriamiento basado en trabajo mecánico, tales como los actuales equipos de aire acondicionado. El enfriamiento pasivo está basado en la interacción del edificio con sus alrededores, se ve afectado por la localización del edificio, la orientación, el tipo de vegetación que hay alrededor y demás factores que se discutirán posteriormente.

# Capítulo 1. Introducción

Los sistemas de aire acondicionado están expuestos a la generación de moho y hongos alrededor de los condensadores debido al agua que se condensa alrededor de dichos elementos, los ductos de aire que por lo general son lugares muy húmedos y oscuros, son zonas ideales para su generación. Aun con los mejores filtros no es posible eliminar totalmente las esporas de dichos hongos del aire que se está enfriando, estas esporas se depositan en paredes, muebles y cortinas generando daños, mal aspecto pero principalmente generan riesgo a la salud.

Toda infestación microbiológica que se pueda generar en los equipos de aire acondicionado tiene tres efectos negativos principales[4]

1. **Corrosión acelerada:** Los microorganismos tienden a depositarse en las uniones de los ductos o en lugares donde el espacio es muy reducido, por ejemplo, entre las aletas del condensador y los depósitos orgánicos tienden a guardar humedad la cual acelera el proceso de oxidación de los metales.
2. **Incremento en el consumo de energía:** Las capas de materia orgánica al igual que la suciedad son una película aislante que se adhiere en los elementos que intercambian calor con el aire, reduciendo su efectividad y en casos extremos pueden llegar a bloquear el flujo de aire.
3. **Mala calidad del aire:** Estudios del centro de calidad del aire en Atlanta[4] muestran que el moho generado en sistemas de aire acondicionada como la penicilina y el Ladosporio pueden producir en los ocupantes del cuarto cuadros de asma, dolores de cabeza, irritación de los ojos y garganta, sinusitis, tos, y en casos de contaminación extrema se puede generar hongos como la Memnoniela que generan toxinas que disuelven en el aire, estas toxinas llamadas micotoxinas generan problemas graves de salud tales como fatiga crónica, pérdida del equilibrio, falla en la memoria, irritabilidad y pérdida del habla.

La limpieza de los ductos y de los elementos que intercambian calor representan un costo adicional al sistema por concepto de mantenimiento, el cual puede detener la operación del mismo por un periodo considerable y generar desconfort en los ocupantes del edificio.

Otro problema presente en los sistemas de aire acondicionado es la asimetría de temperaturas entre las paredes y entre el piso y el

techo ya que solo se está enfriando el aire dentro del edificio y las paredes están calientes debido a la ganancia de calor debido al sol, de acuerdo a estudios estadísticos de confort [5] se han generado estándares que limitan la diferencia de temperaturas entre las diferentes partes de la envolvente del edificio.

De acuerdo a un estudio realizado[5], cuando se tiene una diferencia de temperatura de 18 grados centígrados entre paredes, el cuarenta por ciento de la población no está cómoda con dichas condiciones, para asimetría de temperatura entre el techo y el piso del orden de 11 grados centígrados causa el mismo porcentaje de población incómoda.

Por lo tanto el estandar ISO 7730-1994 llamada "Moderate thermal environments - Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort" establece que la diferencia máxima permisible entre superficies verticales es de diez grados centígrados y entre superficies horizontales solamente una diferencia de cinco grados centígrados.

Para el caso de estratificación del aire, la temperatura que se siente en la cabeza es diferente que la que se siente en los pies debido a que se generan capas de aire de diferentes temperaturas a todo lo alto del cuarto o edificio, para el caso de asimetría de temperatura entre la cabeza y los pies una diferencia de ocho grados centígrados genera incomodidad a más del sesenta por ciento de la población[5].

Antes de la utilización de sistemas de aire acondicionado no existían los problemas ya mencionados, no fue hasta que se implementaron de manera masiva y que la gente comenzó a enfermar y generar cuadros alérgicos que se comenzó a investigar la fuente de los problemas de salud generados dentro de los edificios, dando como resultado que la fuente eran microorganismos que se desarrollaban en ciertas regiones de los sistemas de ventilación y aire acondicionado.

## **1.1 Propuesta**

El objetivo de ésta tesis es utilizar una parte de lo que a lo largo del tiempo el hombre ha desarrollado como enfriamiento pasivo y combinarlo con técnicas modernas de enfriamiento, como un enfriador de agua de alta eficiencia que trabaje con energía eléctrica o solar, y obtener un sistema de enfriamiento no invasivo, (sin agujeros en la pared o grandes evaporadores dentro de la casa), silencioso y con el cual obtengamos niveles de confort aceptados internacionalmente y

evitemos la propagación de organismo dañinos al ambiente dentro del edificio

Por lo tanto se propone climatizar un edificio o parte de él por un método no convencional, en vez de enfriar el aire dentro del edificio se desea enfriar las paredes y el techo por medio de agua fría que circula por tuberías de plástico colocadas dentro de los muros y el techo del edificio y remover a través de éstos el calor que gane y genere el edificio.

Para climatizar el cuarto o edificio a estudiar se propone circular agua a baja temperatura a través de las paredes en tuberías instaladas dentro de la misma, compañías europeas y estadounidenses dedicadas a la instalación de sistemas de calentamiento radiante utilizan tubería de polietileno reticulado, debido que sus propiedades físicas y químicas son las adecuadas para estar dentro de una pared que puede fracturarse o permitir el paso de agentes químicos que pudieran contaminar el circuito de agua, los tubos de polietileno reticulado tiene excelentes propiedades elásticas a altas y bajas temperaturas, presentan alta resistencia a la difusión de gases y el acabado superficial que presenta evita las incrustaciones asegurando que el circuito no va a tener problemas de tapones los cuales serían muy caros de reponer ya que habría que romper la pared para encontrar donde está la obstrucción.[2]

## **1.2 Mapa conceptual del estudio.**

Son muchas las variables a considerar en el estudio de la dinámica térmica de un edificio, En la figura 1.1 se muestra en un esquema todos aquellos factores que intervienen en el estudio de enfriamiento por la envolvente, desde parámetros de diseño hasta los materiales que conforman el edificio y con todos estos parámetros podremos determinar si es adecuado bajo las condiciones a las que se está sujeto realizar o no el enfriamiento por la envolvente

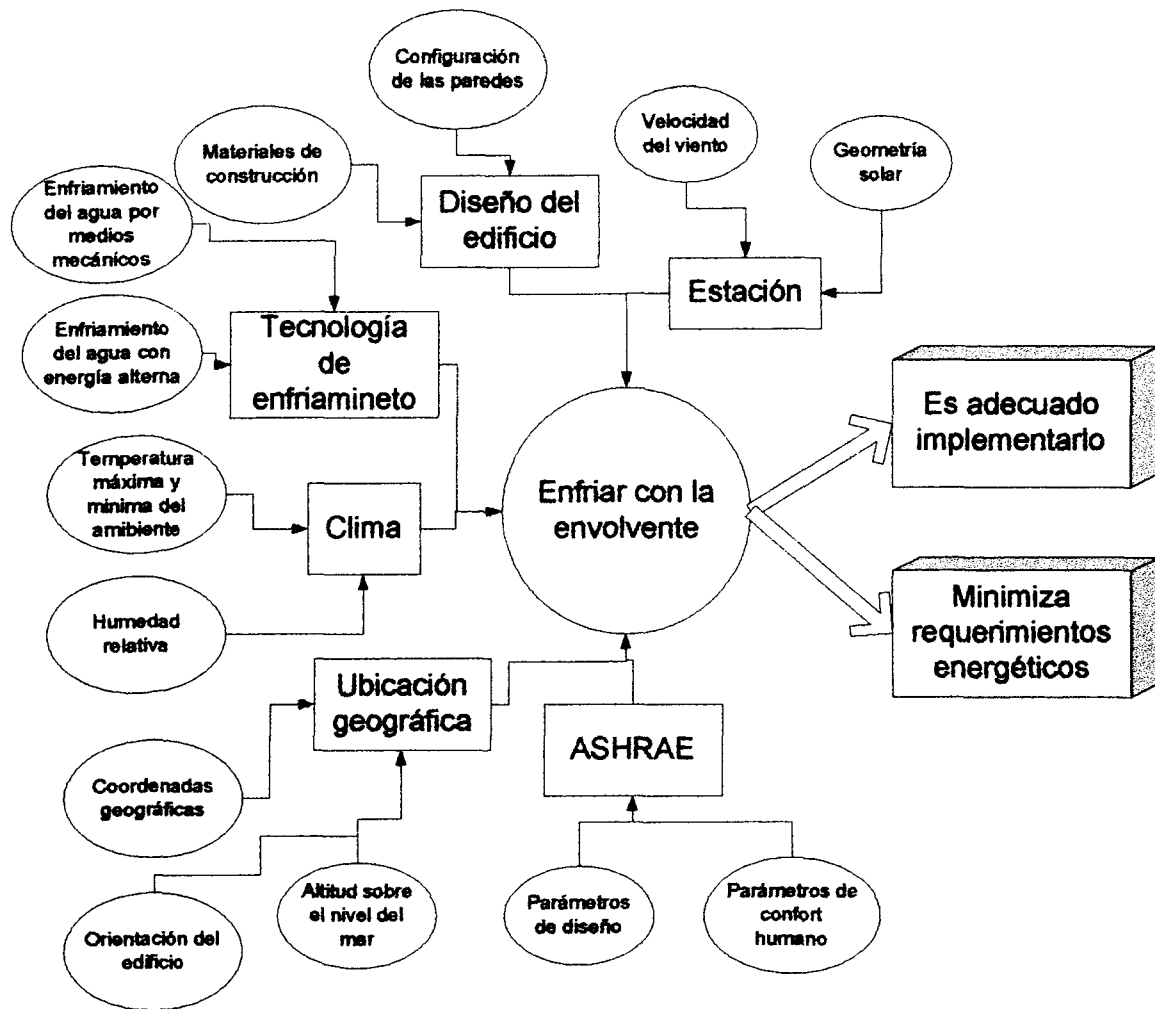


Figura 1.1 Mapa conceptual del estudio a realizar

## 1.3 Antecedentes de Software.

Para realizar cálculos de requerimientos energéticos existen varios programas computacionales muy poderosos y completos basados en el DOE2, dicho programa fue desarrollado por James J. Hirsch y asociados en colaboración con el laboratorio nacional de Lawrence Berkeley y con el patrocinio del departamento de energía de los Estados Unidos (USDOE), éste programa es el cerebro de muchos más programas desarrollados con tal fin, uno de ellos, y el más popular en Estados Unidos, es el eQUEST (Quick Energy Simulation Tool) que añade al DOE2 una interfase gráfica fácil de manejar, haciéndolo una herramienta al alcance de casi toda persona interesada en el estudio del uso de energía en edificios.

El motivo por el cual se ha decidido no utilizar los programas disponibles en el mercado o de manera gratuita como el eQUEST es que estos se basan en el cálculo de cargas térmicas de enfriamiento o calentamiento por sistemas HVAC, sin tomar en cuenta la dinámica térmica de la envolvente del edificio[3], que en nuestro caso es muy importante considerar ya que queremos enfriar por medio de la envolvente y no por el aire que hay dentro del edificio.

Por tal motivo se ha desarrollado un simulador en Matlab® versión 6.1, Para cuantificar la energía intercambiada entre la edificación y sus alrededores, dicho simulador se encarga de calcular y monitorear las condiciones a que se encuentra la envolvente del edificio como las paredes y techo, las condiciones internas del edificio tales como la temperatura del aire, generación de calor por personas, equipo eléctrico e intercambio de calor por ventilación, de acuerdo a las características físicas, ópticas y geográficas del edificio, y con los datos que se obtienen después de ejecutar la simulación se puede determinar la carga térmica y la cantidad de calor que se debe remover del edificio para mantenerlo a una temperatura agradable según parámetros establecidos por la ASHRAE.

## **1.4 Descripción de capítulos de presente estudio**

La presente tesis está dividida en 6 capítulos, los capítulo 2 y 3 muestran la parte teórica y medular de éste proyecto, en éstos capítulos se muestra cómo se calcula la radiación incidente en cada pared y el techo de la casa dependiendo de su orientación y día del año, también se muestran las formas que tiene un edificio de ganar o perder calor, se establece un balance general de energía y finalmente se propone un método de cálculo para cada mecanismo de ganancia de calor. Los capítulos 4 y 5 muestran de manera concreta como funciona el simulador, qué parámetros necesita para funcionar y los resultados e interpretación de ellos, finalmente el capítulo 6 presenta las conclusiones obtenidas a partir de la realización del presente proyecto y de los resultados obtenidos además de propuestas para continuar el presente estudio.



### **Bibliografía.**

[1] <http://www.inegi.gob.mx>  
<http://www.cna.gob.mx>

[2] <http://www.roth-spain.com/pex.htm>

[3] <http://doe2.com>

[4] Pro-Tec Coatings "Mold, Mildew and The Sick Building Syndrome."  
Brochure of duct coating which stops mold and mildew generation.

[5] Markov, Detelin "Practical evaluation of the thermal comfort  
parameters" Technical University of Sofia, Bulgaria

## CAPÍTULO 2. GEOMETRÍA SOLAR Y RADIACIÓN SOBRE SUPERFICIES INCLINADAS

“Después de los acontecimientos, hasta el necio es sabio.”  
-Séneca

Gran parte de la energía que recibe un edificio a lo largo del día es debido a la radiación del sol, por lo cual es necesario saber como se mueve el sol en el cielo. Definir la posición exacta del sol es muy importante para cuantificar la cantidad de energía que incide sobre el edificio en cuestión. El sol tiene un movimiento cíclico en el cielo que a lo largo de más de una vida humana puede considerarse constante, por lo cual un cálculo hecho para cierto día de un año cualquiera es válido para ese mismo día dentro de 15 o 20 años.

Algunas de las ecuaciones mostradas en este capítulo no serán válidas dentro de 5000 años debido al movimiento de precesión de la tierra que hace que el eje de giro de nuestro planeta no permanezca apuntando al mismo lugar del cielo siempre. Y dado que para definir un punto en el espacio es necesario tener una referencia y esta referencia es efectivamente la inclinación de la tierra respecto al plano de translación alrededor del sol dentro de mucho tiempo habrá que corregir estas ecuaciones.

### 2.1 Geometría solar.

Para conocer la posición del sol en el espacio se utiliza la declinación solar y se define como el ángulo que forma una recta que une el centro de la tierra con el centro del sol respecto al plano ecuatorial terrestre, este ángulo oscila ente  $+23^{\circ}27'$  y  $-23^{\circ}27'$  presentándose el valor positivo entre el 21 y 22 de junio y el valor negativo entre el 21 y 22 de diciembre, estas fechas marcan la entrada del verano e invierno respectivamente para el hemisferio norte. Así mismo la declinación vale cero entre el 20 y 21 de Marzo y entre el 22 y 23 de septiembre que corresponden a la entrada de la primavera y otoño respectivamente. La declinación solar se define mediante la ecuación (2.1).

$$Dec = 23.45^{\circ} \cdot \text{sen} \left[ \left( \frac{N - 80}{370} \right) \cdot 360 \right] \quad (2.1)$$

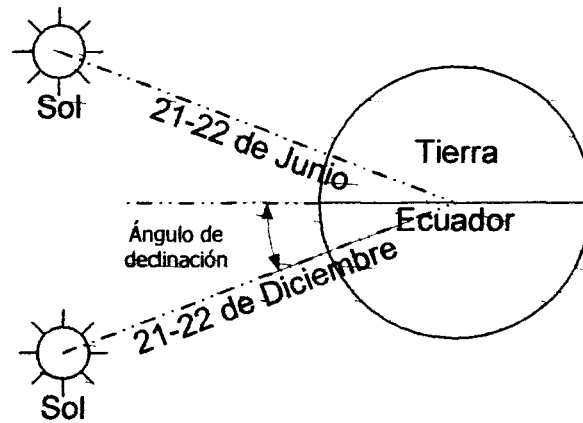


Figura 2.1. Ángulo de declinación solar.

notando que el argumento de la función seno está dada en grados, al igual que todos los argumentos de las funciones trigonométricas que aparecen en las ecuaciones de este capítulo,  $N$  es el día del año partiendo de 1 para el primero de enero y para el hemisferio sur el resultado se debe de multiplicar por  $-1$ .

La declinación es conocida como una variable solar global ya que su valor es independiente del punto donde el observador se encuentre.

La declinación depende del día del año, por lo tanto podemos usar este valor para calcular la duración del día solar a través de las ecuaciones (2.2), (2.3), (2.4) y (2.5).[2]

$$\omega_s = \frac{\pm 24_{\text{horas}}}{360^\circ} \cdot \cos^{-1}[-\tan(LAT) \cdot \tan(Dec)] \quad (2.2)$$

$$\text{Salida del sol} = 12 - \omega_s \quad (2.3)$$

$$\text{Puesta del sol} = 12 + \omega_s \quad (2.4)$$

$$\text{Duración del día} = 2\omega_s \quad (2.5)$$

Donde  $\omega_s$  está dado en formato de 24 horas,  $LAT$  y  $Dec$  corresponde a la latitud del lugar donde se encuentre el observador y la declinación expresada en grados. el signo positivo o negativo se aplica si el observador se encuentra en el hemisferio norte o sur respectivamente.

La ecuación del tiempo es necesaria para definir la diferencia entre la hora local y la hora solar, específicamente la ecuación del tiempo determina cuántos minutos se adelanta o atrasa el sol de

## Capítulo 2. Geometría solar y radiación sobre superficies inclinadas

acuerdo a la hora civil en un rango de  $\pm 15$  minutos aproximadamente.

La ecuación del tiempo se puede aproximar de acuerdo a la ecuación (2.6).[2]

$$EOT = 9.87\text{sen}(2B) - 7.53\text{cos}(B) - 1.15\text{sen}(B) \quad (2.6)$$

$$B = 360^\circ \cdot \left( \frac{N - 81_{\text{días}}}{364_{\text{días}}} \right) \text{ para el día "N" del año} \quad (2.7)$$

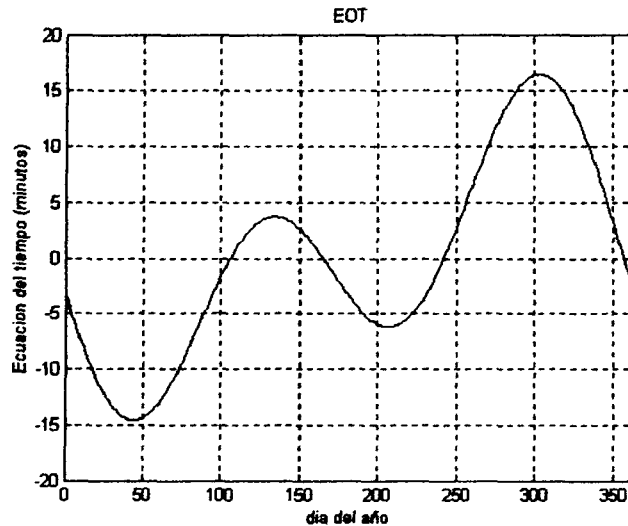


Figura 2.2. Representación gráfica de la ecuación del tiempo

hora solar en función de la hora local se define como[2]

$$AST = t_{std} + TZ - \frac{LONG}{15 \frac{\text{grados}}{\text{hora}}} + \frac{EOT}{60 \frac{\text{minutos}}{\text{hora}}} \quad (2.8)$$

donde:

- AST= Hora solar (horas)
- $t_{std}$ = Hora estandar local (horas)
- TZ= Zona Horaria (adim.)
- LONG= Longitud del sitio (grados)
- EOT= Ecuación del tiempo (min.)

Ahora es necesario definir las coordenadas del sol en el cielo desde un punto fijo sobre la tierra, que es donde se encuentra el observador, a lo largo de todo el día, para esto se utilizan coordenadas alt-azimutales, esto es la elevación del sol respecto a un plano horizontal (altitud) y el ángulo respecto al sur donde se encuentra el sol a determinada hora (azimut), antes del medio día solar el azimut

## Capítulo 2. Geometría solar y radiación sobre superficies inclinadas

es negativo y la altitud es cero cuando el sol se encuentra abajo del horizonte, esto se muestra en la figura 2.3

La altitud  $\alpha$  se define como[2]

$$\text{sen}(\alpha) = \cos(\text{LAT}) \cdot \cos(\text{DEC}) \cdot \cos(\omega) + \text{sen}(\text{LAT}) \cdot \text{sen}(\text{DEC}) \quad (2.9)$$

$$\omega = (\text{AST} - 12) \frac{360}{24} \quad (2.10)$$

donde

$\omega$  = Ángulo horario

El azimut  $\varphi$  medido en grados desde el sur y siendo negativo en las mañanas y positivo en las tardes, se define como [3]

$$\tan(\varphi) = \frac{\cos(\text{DEC}) \cdot \text{sen}(\omega)}{\cos(\text{DEC}) \cdot \text{sen}(\text{LAT}) \cdot \cos(\omega) - \text{sen}(\text{DEC}) \cdot \cos(\text{LAT})} \quad (2.11)$$

finalmente el ángulo cenital  $\theta_z$  representa lo mismo que la altitud solo que el ángulo empieza a contabilizarse a partir del vector normal a la superficie horizontal, siendo así que  $\cos(\theta_z) = \text{sen}(\alpha)$

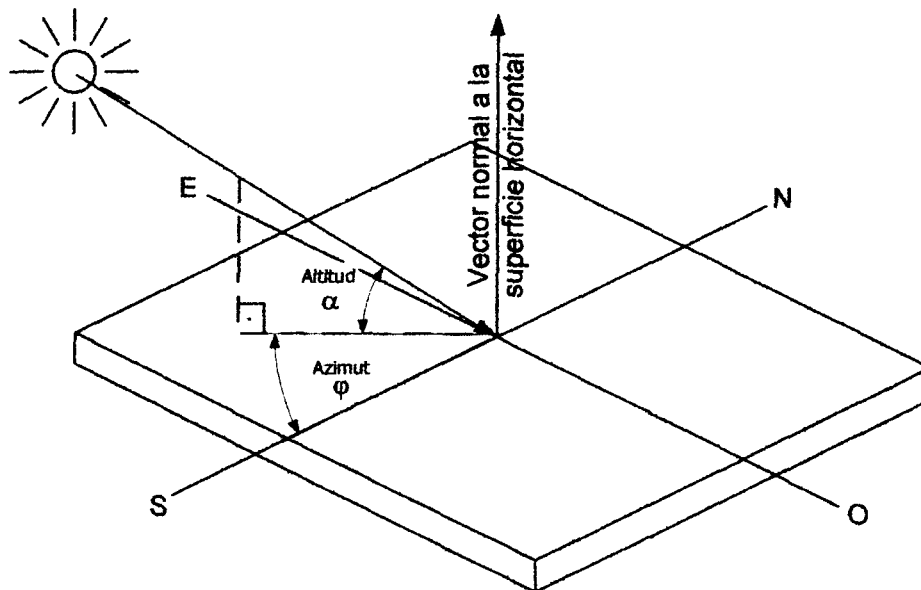


Figura 2.3. Posición del sol en coordenadas alt-azimutales

## 2.2 Radiación sobre una superficie horizontal.

Una vez que sabemos el movimiento del sol a lo largo del día en el cielo, podemos estimar la radiación que recibe una superficie horizontal.

Lo primero que hay que calcular es la constante solar, que se refiere a la cantidad de radiación que llega a la atmósfera y este número se considera constante para todo el año. [1]

Siendo el diámetro del sol de aproximadamente  $1.39 \times 10^6$  km, y considerándolo como un cuerpo negro que emite alrededor de los 5777 grados Kelvin, la energía  $E_{sol}$  total que emite es:[1]

$$E_{sol} = A_{sol} \cdot \sigma \cdot T_{sol}^4 \quad (2.12)$$

La cual se distribuye uniformemente sobre toda la superficie del sol. La constante solar  $I_{sc}$  es la radiación recibida por metro cuadrado a una distancia ( $r_{ots}$ ) del sol definida como:

$$I_{sc} = \frac{A_{sol} \cdot \sigma \cdot T_{sol}^4}{4\pi \cdot r_{ots}^2} \quad (2.13)$$

Sustituyendo  $A_{sol} = 4\pi \cdot r_{sol}^2$  resulta

$$I_{sc} = \frac{r_{sol}^2}{r_{ots}^2} \cdot T_{sol}^4 \left[ W/m^2 \right] \quad (2.14)$$

donde

$r_{sol}$  = Radio solar (695,980,000 m)

$r_{ots}$  = Distancia media tierra sol (149,597,890,000 m)

$\sigma$  = Constante de Stefan-Boltzman ( $5.6697 \times 10^{-8} W/m^2 K^4$ )

$T_{sol}$  = Temperatura media del sol (5777 K)

Resultando que  $I_{sc} = 1367 W/m^2$ , valor aceptado por la WRC (World Radiation Center)

Una vez obtenido este valor hay que realizar correcciones debido a que la órbita de la tierra alrededor del sol no es totalmente circular,

## Capítulo 2. Geometría solar y radiación sobre superficies inclinadas

por lo cual la radiación extraterrestre  $I_0$  varía un poco a lo largo del año. [2]

$$I_0 = I_{sc} \left[ 1 + 0.33 \cdot \cos \left( \frac{360N}{370} \right) \right] \quad (2.15)$$

donde "N" es el número del día del año (365 para el 31 de diciembre).

La radiación solar al pasar a través de la atmósfera sufre algo de dispersión y reflexión y entre más atmósfera exista entre el espacio exterior y la superficie de la tierra la atenuación es mayor, esto se da al amanecer y al anochecer tal y como muestra la figura 2.4. Para representar matemáticamente esta atenuación se utiliza el *coeficiente de extinción*.

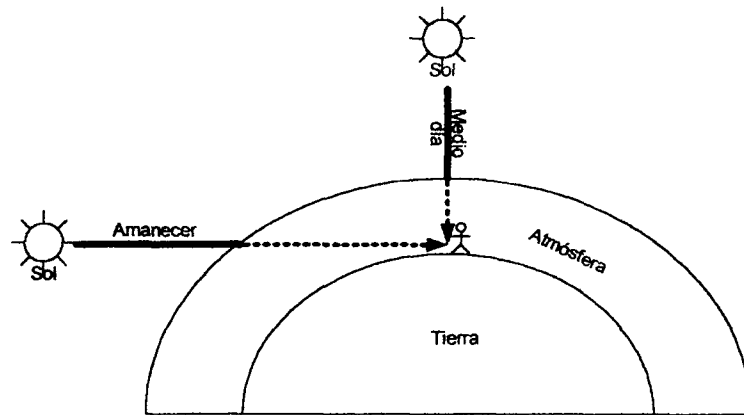


Figura 2.4. Atenuación de la radiación solar debido al paso por la atmósfera.

Por lo tanto la radiación directa normal sobre la superficie de la tierra viene dada por:[2]

$$I_{DN} = I_0 \cdot \exp \left( - \frac{P}{P_0} \cdot \frac{B}{\cos(\theta_z)} \right) \quad (2.16)$$

donde  $P/P_0$  es la presión atmosférica normalizada a una presión estándar definida como.[2]

$$\frac{P}{P_0} = \exp(-K \times \text{Altitud sobre el nivel del mar en metros}) \quad (2.17)$$

$$K = 0.0001184 \text{ m}^{-1}$$

y B es el coeficiente de extinción.

## Capítulo 2. Geometría solar y radiación sobre superficies inclinadas

La radiación total sobre una superficie se divide en radiación directa y radiación difusa, La radiación directa es causada por la exposición directa de los rayos del sol y la radiación difusa debida al reflejo de la atmósfera, ésta última siempre está presente desde que amanece hasta que se oculta el sol en el horizonte, sin importar si la superficie está sombreada, la radiación difusa es considerada radiación envolvente que estará presente siempre que un objeto se encuentre al aire libre.

La radiación directa sobre una superficie horizontal se puede cuantificar mediante la ecuación.

$$H_{directa} = I_{DN} \cdot \text{sen}(\alpha) \quad (2.18)$$

La radiación difusa no depende de la posición del sol, solamente de la radiación directa normal que exista en ese momento, por lo cual en la ecuación (2.19) se obtiene la radiación difusa

$$H_{difusa} = C \cdot I_{DN} \quad (2.19)$$

donde C es el factor de difusión atmosférica

Por lo tanto, la radiación global o total que recibe una superficie horizontal es:

$$H_{global} = I_{DN} \cdot \text{sen}(\alpha) + C \cdot I_{DN} \quad (2.20)$$

Los valores de "B" y "C" dependen de la fecha y se muestran en la Tabla 2.1. [2]

Tabla 2.1. Parámetros para estimar la radiación solar			
Fecha	Día número	B [adim.]	C [adim.]
enero 21	19.85	0.142	0.058
febrero 21	54.06	0.144	0.06
marzo 21	80	0.156	0.071
abril 21	110.47	0.18	0.097
mayo 21	140.15	0.196	0.121
junio 21	172.5	0.205	0.134
julio 21	201.84	0.207	0.136
agosto 21	232.49	0.201	0.122
septiembre 21	265	0.177	0.092
octubre 21	292.34	0.16	0.073
noviembre 21	324.2	0.149	0.063
diciembre 21	357.5	0.142	0.057



## 2.3 Radiación sobre una superficie inclinada y girada respecto al sur

Ahora suponemos para un caso más general una superficie inclinada respecto a una superficie horizontal y puede o no estar dando frente al sur como punto principal de referencia, para calcular el ángulo de incidencia de los rayos solares definimos a  $\gamma$  como el ángulo de giro de la pared partiendo del sur hacia la izquierda y a  $\beta$  como el ángulo de inclinación, por ejemplo, para una pared de un edificio es de 90 grados, la figura 2.5 muestra la posición de estos ángulos.

Así pues el ángulo de incidencia  $\theta$  de los rayos solares respecto al vector normal de la superficie a estudiar se expresa como:

$$\cos(\theta) = \cos(\alpha) \cdot \cos(\varphi - \gamma) \cdot \text{sen}(\beta) + \text{sen}(\alpha) \cdot \cos(\beta) \quad (2.21)$$

Hay que tener en cuenta que para una superficie inclinada la radiación directa no comienza al tiempo que amanece como es para una superficie horizontal. Por lo cual cuando  $\theta > 90^\circ$  quiere decir que los rayos solares vienen por la parte de atrás de la superficie por lo cual no recibe radiación directa, solamente difusa.

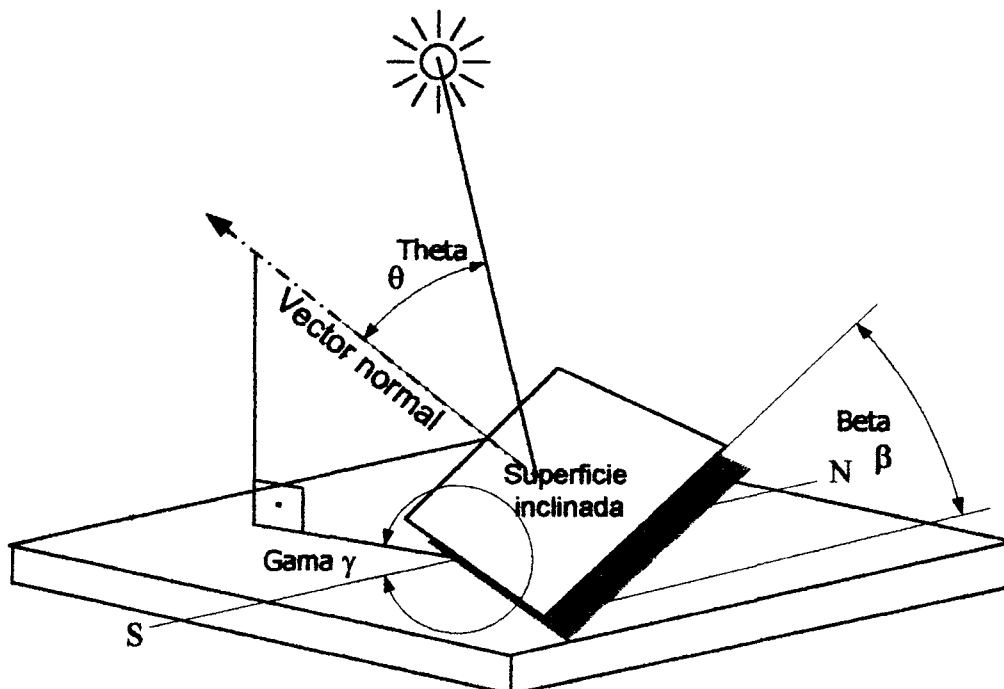


Figura 2.5. Ángulos importantes en una superficie inclinada

## Capítulo 2. Geometría solar y radiación sobre superficies inclinadas

Finalmente, la radiación directa que recibe esta superficie inclinada se determina según la siguiente ecuación.

$$I_{Directa} = I_{DN} \cdot \cos(\theta) \quad (2.22)$$

Una superficie inclinada además de la radiación difusa que recibe de la atmósfera, también recibe radiación que se refleja de las superficies horizontales que la rodean, esta se cuantifica como parte de la radiación difusa total y depende tanto de la radiación que venga de la atmósfera como de la radiación directa que está recibiendo la superficie horizontal que rodea a la superficie inclinada

Introduciendo el valor de la reflectividad de los alrededores ( $\rho$ ), la radiación difusa que incide sobre una superficie inclinada está expresada por la ecuación (2.23).

$$I_{Difusa} = I_{DN} \left[ C \cdot \frac{1 + \cos(\beta)}{2} + \rho \cdot (C + \text{sen}(\alpha)) \cdot \frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right] \quad (2.23)$$

La Tabla 2.2 muestra una lista de diferentes entornos en el cual puede estar colocado un edificio con sus respectivas reflectividades. [4]

Tabla 2.2 Índices de reflectividad para diferentes superficies	
Superficie	Reflectividad
Nieve fresca	0.75
Tierra	0.14
Agua	0.70
Techo de grava	0.13
Superficies de construcción oscura (ladrillo rojo, pintura oscura)	0.27
Superficies de construcción claras (ladrillo blanco, pintura clara)	0.60
Concreto nuevo	0.35
Concreto antiguo	0.25
Superficies de piedras molida	0.20
Caminos de tierra	0.04
Bosques de coníferas en invierno	0.07
Hojas muertas	0.30
Bosques, sembradíos y plantas	0.26
Pasto seco	0.20
Pasto verde	0.26

Finalmente se suman tanto la radiación difusa como la directa para obtener la radiación total que recibe una superficie inclinada.

## Capítulo 2. Geometría solar y radiación sobre superficies inclinadas

Se muestra la tabla 2.3 las coordenadas de diferentes ciudades lugares del mundo así como su respectiva insolación máxima sobre una superficie horizontal. La radiación incidente y la duración del día fueron calculados con la subrutina "radsolar.m"

Tabla 2.3. Radiación incidente sobre una superficie horizontal y duración del día solar para diferentes lugares del mundo al 21 de junio		
Ciudad	Datos Geográficos	Insolación máxima y duración del día
Fairbanks, Alaska	64.8N, 147.87 W alt <sub>[a]</sub> =133m TZ <sub>[b]</sub> =9	885.8336 W/m <sup>2</sup> , 20.974horas
Hamilton, California, EU	38.07N, 122.80W alt=1m, TZ=8	1167.9382 W/m <sup>2</sup> , 14.64horas
Leadville, Colorado, EU	39.25N, 106.30W alt=3095m, TZ=7	1239.2137 W/m <sup>2</sup> , 14.76horas
Central Park, NY, EU	40.78N, 79.78W alt=48m, TZ=5	1152.1907 W/m <sup>2</sup> , 14.9295horas
La Paz, Bolivia	16.5S, 68.51W alt=3658m, TZ=4	992.3169 W/m <sup>2</sup> , 11.0154horas
Mar muerto, Jordania	31.95N, 139.77E alt=-420m, TZ=-9	1183.47 W/m <sup>2</sup> , 14.0927horas
Cuidad de México, México	19.40N, 99.20W alt=2309m, TZ=6	1268.0381 W/m <sup>2</sup> , 13.1715horas
Ciudad del Cabo, África del sur	33.93S, 18.48 W alt=17m, TZ=-1	613.3800 W/m <sup>2</sup> , 9.7815horas

[a] altitud respecto al nivel del mar.

[b] Zona horaria

**Bibliografía.**

[1] Enrique Torello Alcaráz, José Manuel Pinazo, "Transmisión de calor"  
Universidad Politécnica de Valencia

[2] Peter J. Lunde, "Solar thermal Engineering" Wiley.

[3] Hananía Menéndez, Ismael Antonio "Metodología de caracterización  
de colectores solares de placa-plana bajo condiciones reales de  
operación ", Tesis ,Capítulo 3 ITESM. Campus Monterrey

[4] "Heat and cooling of buildings companion disk" Kreider and Rabal

## CAPÍTULO 3. CARGAS TÉRMICAS

“Las cosas grandes deben de ser dichas con claridad,  
el énfasis las estropea.”

-La Bruyère

La determinación de la cantidad de calor que gana o pierde una construcción es por demás complejo debido a todas las variables que deben de ser tomados en cuenta y que éstas no son estables, cambian conforme avanza el día, por ejemplo, la temperatura o la radiación que recibe el edificio, la ocupación del recinto, equipo eléctrico funcionando, la ganancia por espacios transparentes tales como ventanas y tragaluces.

Estas variables afectan directamente la temperatura del aire dentro del edificio o habitación que vamos a analizar, esta temperatura es desde éste momento nuestro centro de atención, ya que esta debe de mantenerse dentro del “rango térmico de confort” [2] el cual oscila en un rango que va de veintidós a veintiséis grados centígrados.

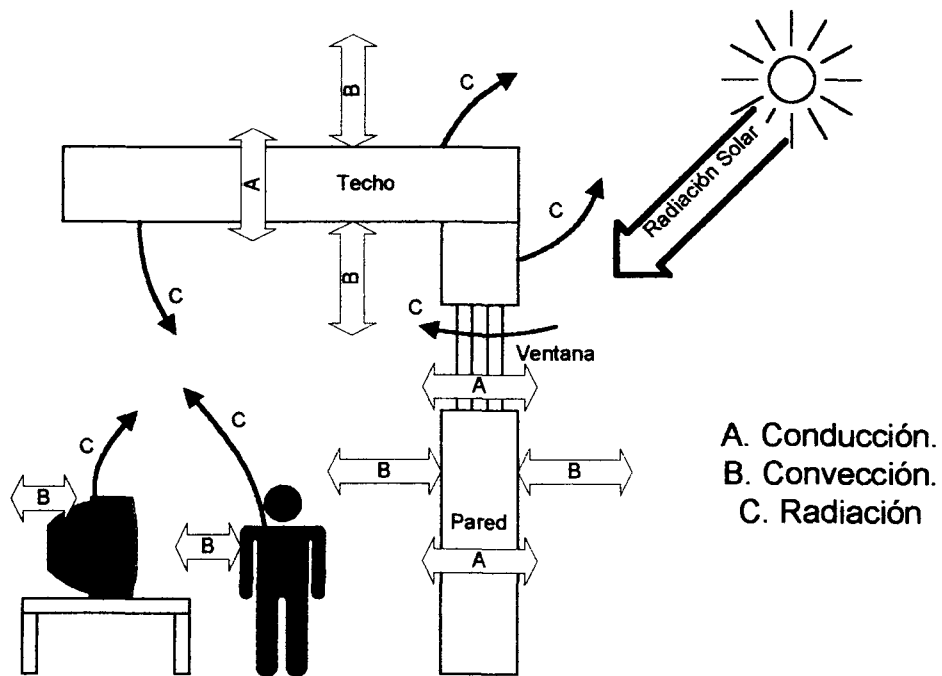


Figura 3.1 Intercambio de calor entre el edificio y sus alrededores

En éste capítulo se presenta una forma de cuantificar el intercambio energético entre un edificio y sus alrededores. Del exterior del edificio la fuente principal de calor es el sol, éste calor entra al edificio por conducción a través las paredes y por conducción y radiación por las ventanas. En el interior del edificios los habitantes y el equipo eléctrico generan calor y aportan una fracción del total de la energía que gana el edificio (Figura 3.1). El conjunto de todos estos elementos constituyen la carga térmica total del edificio, cada uno de los mecanismos mencionados anteriormente se explican a continuación.

### 3.1 Conducción de calor a través de las paredes del edificio.

La conducción de calor por las paredes del edificio es un fenómeno puramente transitorio ya que a lo largo del día la radiación que reciben las paredes así como la temperatura del aire varía a cada momento, y eso causa que la temperatura dentro del recinto tampoco se mantenga estable. Para determinar las temperaturas a lo largo de la pared se utilizará el método de diferencias finitas explícitas en estado transitorio ya que la solución analítica está restringida a geometrías y condiciones de frontera sencillas y en nuestro caso de interés las condiciones de frontera hacen que no exista solución analítica por lo cual se recurre a un método numérico[3]

Consideremos un sistema como el mostrado en la Figura 3.1a bajo conducción transitoria, y sin generación de calor. La ecuación de conducción de calor apropiada es

$$\rho C_p \frac{dT}{dt} = k \left\{ \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right\} \quad (3.1)$$

Considerando material homogéneo y propiedades térmicas independientes de la temperatura podemos expresar la ecuación (3.1) como.

$$\frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (3.2)$$

donde

$\alpha =$  Difusividad térmica,  $\frac{k}{(\rho \cdot C_p)}$  [m<sup>2</sup>/s]

Discretizando en "x" y "y" por medio de diferencias finitas obtenemos la siguiente ecuación diferencial.

## Capítulo 3. Cargas térmicas

$$\frac{dT_{m,n}}{dt} = \alpha \left\{ \frac{T_{m+1,n} + T_{m-1,n} - 2T_{m,n}}{\Delta x^2} + \frac{T_{m,n+1} + T_{m,n-1} - 2T_{m,n}}{\Delta y^2} \right\} \quad (3.3)$$

Discretizando en el tiempo la ecuación (3.2) considerando  $\Delta x = \Delta y$  obtenemos que

$$T_{m,n}^{p+1} - T_{m,n}^p = Fo \{ T_{m+1,n}^p + T_{m-1,n}^p - 2T_{m,n}^p + T_{m,n+1}^p + T_{m,n-1}^p - 2T_{m,n}^p \} \quad (3.4)$$

$$Fo = \frac{\alpha \Delta t}{\Delta x^2} \quad (3.5)$$

Donde Fo es el número de Fourier discretizado y  $\alpha$  es la difusividad térmica del medio.

Al discretizar en el tiempo y en el espacio estamos aproximando con una ecuación algebraica una ecuación diferencial, de acuerdo a la ecuación (3.2) y (3.3) derivadas espaciales y la derivada temporal de la ecuación (3.2) se pueden aproximar mediante las siguientes ecuaciones algebraicas [3]

$$\left. \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right|_{m,n} \approx \frac{T_{m+1,n} + T_{m-1,n} - 2T_{m,n}}{\Delta x^2} \quad (3.6)$$

$$\left. \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right|_{m,n} \approx \frac{T_{m,n+1} + T_{m,n-1} - 2T_{m,n}}{\Delta y^2} \quad (3.7)$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial t} \right|_{m,n} \approx \frac{T_{m,n}^{p+1} - T_{m,n}^p}{\Delta t} \quad (3.8)$$

Donde los subíndices m,n determinan la localización de los puntos x,y de los nodos y p se utiliza para denotar que T depende del tiempo, (p+1) determina el tiempo actual y (p) el tiempo anterior. Por lo cual los cálculos deben realizarse para un intervalo de tiempo  $\Delta t$  y la temperatura solo se sabrá en puntos discretos y previamente seleccionados de la geometría a analizar.

Combinando (3.6) (3.7) (3.8) con (3.2) tenemos que

$$\frac{1}{\alpha} \frac{T_{m,n}^{p+1} - T_{m,n}^p}{\Delta t} = \frac{T_{m+1,n}^p + T_{m-1,n}^p - 2T_{m,n}^p}{\Delta x^2} + \frac{T_{m,n+1}^p + T_{m,n-1}^p - 2T_{m,n}^p}{\Delta y^2} \quad (3.9)$$

## Capítulo 3. Cargas térmicas

Resolviendo para la nueva temperatura (p+1) y suponiendo que  $\Delta x = \Delta y$  tenemos que  $T_{m,n}^{p+1}$  es:

$$T_{m,n}^{p+1} = Fo(T_{m+1,n}^p + T_{m-1,n}^p + T_{m,n+1}^p + T_{m,n-1}^p) + (1-4Fo)T_{m,n}^p \quad (3.9)$$

Para el caso de conducción de calor a través de una pared plana se puede considerar conducción unidimensional (Figura 3.1b), por lo cual la ecuación para un nodo dentro de la pared quedaría expresado según la ecuación (3.11)

$$T_m^{p+1} = Fo(T_{m+1}^p + T_{m-1}^p) + (1-2Fo)T_m^p \quad (3.11)$$

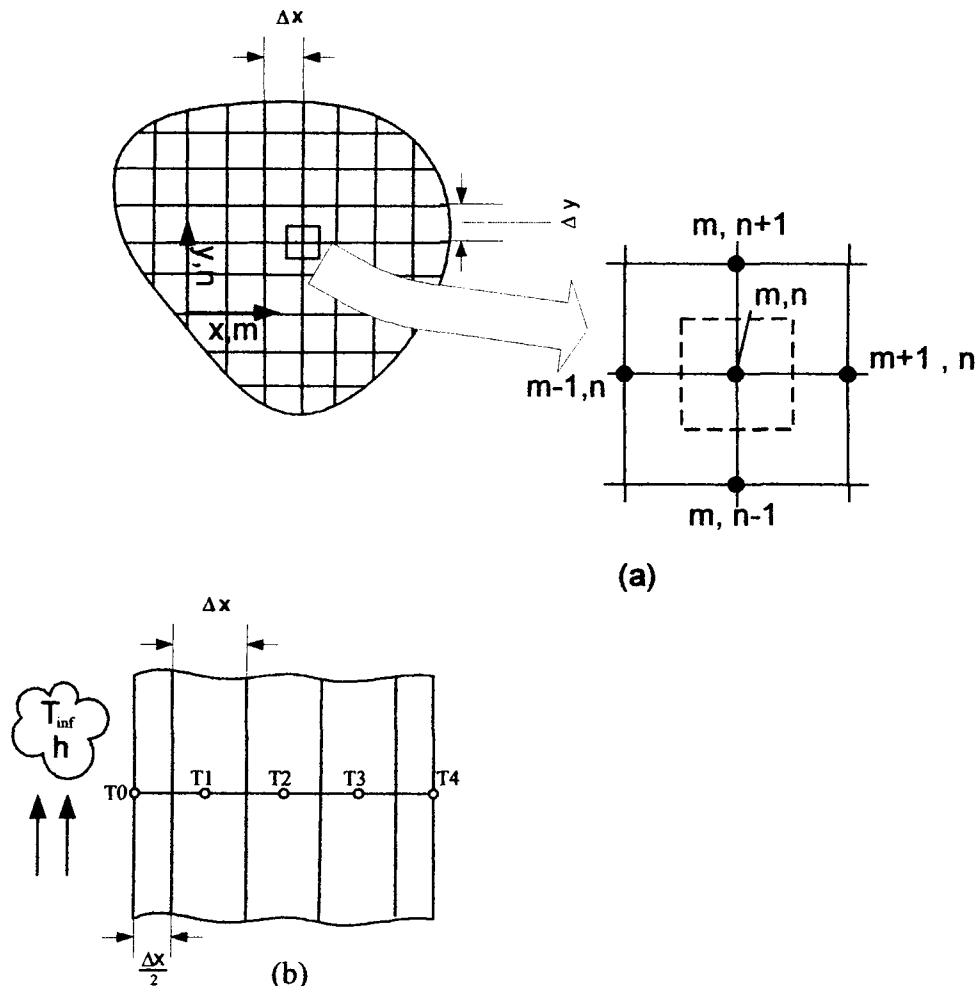


Figura 3.2 Conducción de calor. (a) arreglo nodal para dos dimensiones. (b) Arreglo nodal en una dimensión con convección.



## Capítulo 3. Cargas térmicas

En el caso de una pared plana, para los nodos expuestos a convección tales como el nodo T0 y T4 de la Figura 3.2(b) la ecuación en diferencias finitas que gobierna el comportamiento de la temperatura en el nodo T0 tomando en cuenta que la distancia entre el nodo externo y el nodo interno mas próximo es la mitad de la distancia entre nodos internos viene dada por.

$$T_0^{p+1} = \frac{2h\Delta t}{\rho C_p \Delta x} (T_\infty - T_0^p) + \frac{2\alpha\Delta t}{\Delta x^2} (T_1^p - T_0^p) + T_0^p \quad (3.12)$$

viendo que  $(2h\Delta t / \rho C_p \Delta x) = 2(h\Delta x / k)(\alpha\Delta t / \Delta x^2) = 2 Fo Bi$ , y reagrupamos los términos que envuelven  $T_0^p$  nos queda que la ecuación (3.12) se expresa como:

$$T_0^{p+1} = 2Fo(T_1^p + BiT_\infty) + (1 - 2Fo - 2BiFo)T_0^p \quad (3.13)$$

$$Bi = \frac{h\Delta x}{k} \quad (3.14)$$

Donde Bi es la forma del número de Biot en forma de diferencias finitas,  $T_\infty$  es la temperatura del aire y h es el coeficiente de convección entre el aire y la pared

Para el caso de nuestro estudio la pared se dividirá en 5 nodos totales, tres nodos internos equiespaciados y dos nodos externos expuestos a convección (Figura. 3.3) donde el nodo T1 representa la temperatura de la superficie de la pared que se encuentra dentro del edificio y el nodo T5 representa la temperatura de la superficie de la pared expuesta al medio ambiente

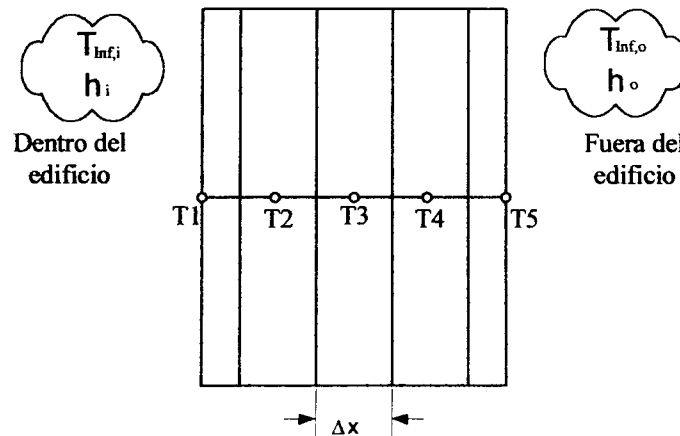


Figura. 3.3 Malla en 1-D para diferencias finitas en una pared de un edificio

## Capítulo 3. Cargas térmicas

La ecuaciones necesarias para obtener la temperatura de todos los nodos a lo largo del tiempo para la figura 3.3 son:

$$T_1^{p+1} = 2Fo(T_2^p + Bi_{,i} T_{\infty,i}) + (1 - 2Fo - 2Bi_{,i} Fo)T_1^p \quad (3.15)$$

$$T_2^{p+1} = Fo(T_3^p + T_1^p) + (1 - 2Fo)T_2^p \quad (3.16)$$

$$T_3^{p+1} = Fo(T_4^p + T_2^p) + (1 - 2Fo)T_3^p \quad (3.17)$$

$$T_4^{p+1} = Fo(T_5^p + T_3^p) + (1 - 2Fo)T_4^p \quad (3.18)$$

$$T_5^{p+1} = 2Fo(T_4^p + Bi_{,o} T_{\infty,o}) + (1 - 2Fo - 2Bi_{,o} Fo)T_5^p \quad (3.19)$$

$$Bi_{,i} = \frac{h_i \Delta x}{k} \quad (3.20)$$

$$Bi_{,o} = \frac{h_o \Delta x}{k} \quad (3.21)$$

Estas ecuaciones deben resolverse simultáneamente y representan un problema de condiciones iniciales ya que para conocer las temperaturas en los nodos a través del tiempo debemos determinar cual es la temperatura inicial de cada nodo, debemos conocer también los coeficientes de convección y la temperatura del aire dentro y fuera del edificio, teniendo en cuenta que la superficie exterior de la pared está expuesta a radiación solar.

Una característica indeseable del método explícito es que no es incondicionalmente estable, si el paso de tiempo no es el adecuado pueden inducirse oscilaciones en las temperaturas, esto es físicamente imposible, y éstas oscilaciones hacen que la solución diverja de la solución correcta, para evitar éstas oscilaciones el paso del tiempo debe de mantenerse dentro de ciertos límites que dependen de tamaño de malla y de las características físicas del sistema, el criterio de estabilidad para diferencias finitas establece que la estabilidad es determinada logrando que el coeficiente asociado con el nodo de interés en un tiempo previo sea mayor o igual que cero. En el caso de los nodos internos representados por la ecuación (3.11) el coeficiente asociado a la temperatura de interés es  $(1-2Fo)$  y debe de ser mayor o igual que cero por lo cual el criterio de estabilidad para los nodos internos debe de cumplir que:

$$\frac{\alpha \Delta t}{\Delta x^2} = Fo \leq \frac{1}{2} \quad (3.22)$$

De la misma manera para los nodos con convección el coeficiente asociado con la temperatura de interés ser mayor o igual

## Capítulo 3. Cargas térmicas

que cero por lo que el coeficiente de la ecuación (3.13)  $(1-2Fo-2BiFo)$  debe de ser mayor o igual que cero, así que para asegurar la estabilidad del método debe de cumplirse que:

$$Fo(1 + Bi) \leq \frac{1}{2} \quad (3.23)$$

Despejando para el número de Fourier se puede encontrar el paso de tiempo máximo permisible para que el método sea convergente.

Se muestra en el apéndice "A" la validación del uso del método de diferencias finitas comparando los resultados con el método RC desarrollado y validado por Corina Stetiu. [5]

El cálculo de los coeficientes de convección de manera teórica representa un reto matemático ya que depende de muchas variables, existen métodos basados en la teoría de capa límite o análisis dimensional con los cuales a través de correlaciones podemos estimar los coeficientes de convección en geometrías sencillas, pero para éste caso donde se requiera analizar la transferencia de calor en las paredes de un edificio, la ASHRAE propone tres coeficientes de convección [2].

$$h_i = 8.29 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \quad (3.24)$$

$$h_{o,verano} = 22.7 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \quad (3.25)$$

$$h_{o,invierno} = 34.0 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \quad (3.26)$$

Ahora debemos determinar la temperatura fuera del edificio, lo cual conlleva a una metodología descrita a continuación.

### 3.1.1 Temperatura Sol-Aire

La superficie exterior del edificio se encuentra expuesta a la radiación solar y al aire ambiente, cuantificar la cantidad de energía que llega a la parte externa del edificio considerando radiación y convección teniendo en cuenta que la irradiación solar y la

## Capítulo 3. Cargas térmicas

temperatura del aire nunca se mantienen constantes se vuelve complejo, por lo cual haciendo un balance de energía sobre la superficie de la pared podemos obtener una sola temperatura que envuelva todos los términos de convección y radiación en una sola ecuación. Esta simplificación conduce a obtener la temperatura Sol-Aire, ésta se define como "la temperatura equivalente del aire exterior que da la misma transferencia de calor sobre una superficie como lo haría la combinación de la radiación solar incidente, convección con el aire ambiente e intercambio por radiación con el cielo y los alrededores." [1].

Ésta simplificación nos sirve para transformar una condición de frontera compleja y no lineal en una condición de frontera mixta o condición de frontera de Robin [8], Dicha condición puede ser usada en cualquier análisis de transferencia de calor ya que es una de las tres condiciones frontera que pueden ser usadas para resolver analíticamente la ecuación 3.1.

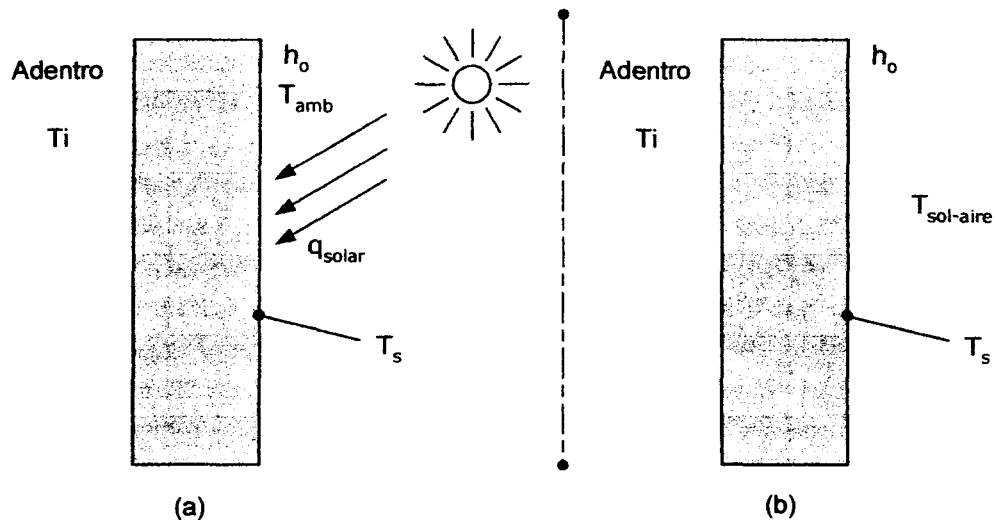


Figura 3.4 Temperatura sol-aire. (a) Caso real. (b) Caso simplificado.

El flujo de calor sobre una pared expuesta al medio ambiente como lo muestra la Figura 3.4 se puede expresar como

$$Q_{pared} = Q_{conv+rad} + Q_{solar} - Q_{radiacion-corregida} \quad (3.27)$$

$$Q_{pared} = h_o A (T_{amb} - T_{sup}) + \alpha_s A Q_{solar} - \epsilon A \sigma (T_{amb}^4 - T_{surr}^4) = h_o A (T_{sol-aire} - T_{sup}) \quad (3.28)$$

Despejando para la temperatura Sol-Aire obtenemos:

## Capítulo 3. Cargas térmicas

$$T_{sol-aire} = T_{amb} + \frac{\alpha_s Q_{solar}}{h_o} - \frac{\varepsilon \sigma (T_{amb}^4 - T_{surr}^4)}{h_o} \quad (3.29)$$

donde:

$T_{amb}$  = Temperatura ambiente. (K)

$T_{sup}$  = Temperatura de la superficie de la pared (K)

$T_{surr}$  = Temperatura del cielo (K)

$\alpha_s$  = Absortividad solar de la superficie de la pared

$Q_{solar}$  = Radiación solar recibida por la superficie ( $W/m^2$ )

$\varepsilon$  = Emisividad de la superficie.

$\sigma$  = Constante de Stefan-Boltzman.

$h_o$  = Coeficiente de convección ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )

Ahora bien, a lo largo del día la temperatura ambiente varía. Por lo cual debemos de determinar la variación de dicha temperatura. De acuerdo a la ASHRAE teniendo la temperatura máxima y mínima presente en el día es posible calcular el comportamiento de la temperatura ambiente a lo largo del día. Esto de acuerdo al esquema de la fracción de la variación diaria de la temperatura[4].

La temperatura a cierta hora del día se calcula como:

$$T_{amb} = T_{amb,max} - f_i (T_{amb,max} - T_{amb,min}) \quad (3.30)$$

donde:

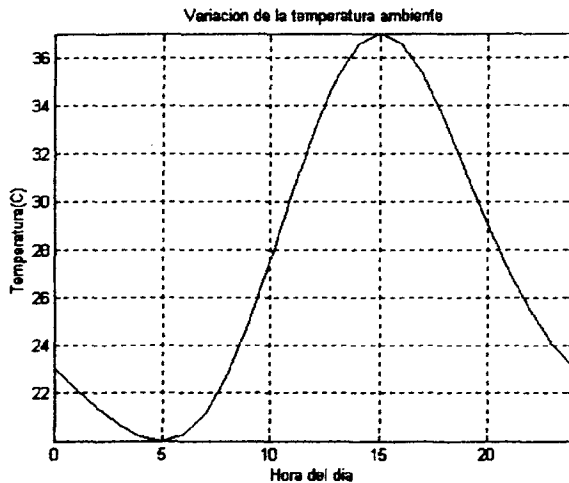
$T_{amb}$  = Temperatura del aire a determinar

$T_{amb,max}$  = Temperatura de bulbo seco máxima del día ( $^\circ C$ )

$T_{amb,min}$  = Temperatura de bulbo seco mínima del día ( $^\circ C$ )

$f_i$  = Fracción de variación diaria. mostrada en la Tabla 3.1

Tabla 3.1 Fracción de la variación diaria de temperatura.							
Tiempo (h)	$f_i$	Tiempo (h)	$f_i$	Tiempo (h)	$f_i$	Tiempo (h)	$f_i$
1	0.87	7	0.93	13	0.11	19	0.34
2	0.92	8	0.84	14	0.03	20	0.47
3	0.96	9	0.71	15	0.00	21	0.58
4	0.99	10	0.56	16	0.03	22	0.68
5	1.00	11	0.39	17	0.10	23	0.76
6	0.98	12	0.23	18	0.21	24	0.82



En la Figura 3.5 se puede apreciar el comportamiento de la ecuación (3.30) tomando para éste ejemplo una temperatura mínima y máxima de 20 y 37 grados centígrados

**Figura 3.5 Variación diaria de la temperatura ambiente**

Una comparación entre los datos obtenidos por este modelo y datos reales de temperatura se muestran en el apéndice D.

Para obtener la temperatura del aire dentro del edificio supondremos un estado cuasi-estacionario durante  $\Delta t$  por lo cual podemos contabilizar la energía intercambiada entre la superficie interior de la pared y el aire dentro del edificio, basados en la Figura 3.2, la energía se puede calcular de la siguiente manera

$$E_{pared}^{p+1} = h_i \cdot A_p (T_i^p - T_{\infty,i}^p) \Delta t \quad (3.31)$$

donde

$E_{pared}^{p+1}$  = Energía intercambiada entre la pared y el aire interior del edificio en el tiempo actual (J)  
 $A_p$  = Área de la pared ( $m^2$ )

Ahora bien, sabiendo la energía intercambiada podemos obtener el incremento o decremento de la temperatura del aire de acuerdo a la ecuación (3.32)

$$T_{\infty,i}^{p+1} = \frac{E_{pared}^p}{m_{aire} \cdot C_{p\ aire}} + T_{\infty,i}^p \quad (3.32)$$

donde

$m_{aire}$  = masa de aire dentro del edificio (Kg.)

$C_{p_{aire}} =$  Calor específico del aire  $= 1007 \text{ J/Kg} \cdot \text{K}$

Como se puede apreciar en la ecuación (3.31) para calcular la energía intercambiada en el tiempo actual se requiere conocer las temperaturas del tiempo anterior, por lo cual también se necesita conocer la temperatura inicial del aire dentro del edificio. También se está suponiendo un estado cuasi-estacionario durante un lapso de tiempo  $\Delta t$  por lo cual para no generar errores de cálculo tenemos que hacer que  $\Delta t$  sea muy pequeña en comparación del tiempo total en el que se va a estudiar el fenómeno transitorio de transferencia de calor. Se discutirá en capítulos posteriores el paso de tiempo elegido para resolver todas las ecuaciones antes mencionadas hasta este punto.

### 3.2 Conducción de calor por las ventanas del edificio.

La ganancia de calor por conducción a través de las ventanas del edificio es mucho más sencilla de calcular que la ganancia por paredes ya que en este caso no es de interés saber el perfil de temperaturas dentro de la hoja de vidrio que forma la ventana, sólo nos interesa cuantificar el intercambio de energía entre el exterior e interior del edificio teniendo de por medio la ventana.

Considerando conducción de calor en estado estable en una sola dimensión, con un espesor del vidrio  $L_{\text{vidrio}}$  y conductividad térmica  $k_{\text{vidrio}}$ , haciendo uso de resistencias térmicas tal como se muestra en la Figura 3.6, la resistencia total por conducción de calor está dada por [2]

$$R_{\text{total}} = R_{\text{dentro}} + R_{\text{vidrio}} + R_{\text{fuera}} = \frac{1}{h_i} + \frac{L_{\text{vidrio}}}{k_{\text{vidrio}}} + \frac{1}{h_o} \quad (3.33)$$

$$k_{\text{vidrio}} \approx 0.92 \text{ W/m} \cdot ^\circ \text{C} \quad (3.34)$$

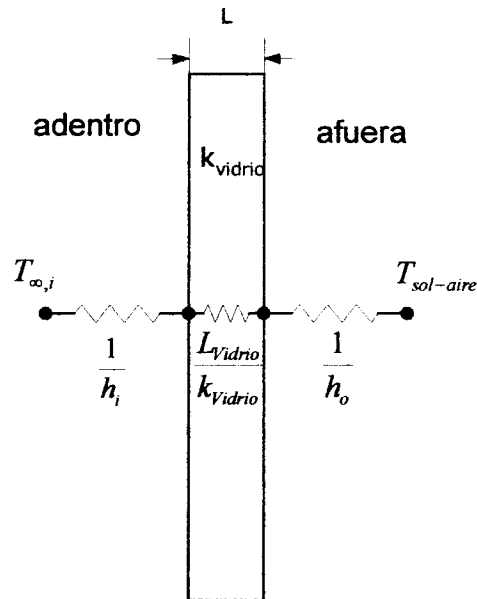


Figura 3.6 Circuito térmico para una ventana

Una vez obtenida la resistencia total de la ventana, El flujo de calor total intercambiado es:

$$Q_{c,vent} = A_{vent} \frac{T_{sol-aire} - T_{\infty,i}}{R_{total}} \quad (3.35)$$

donde

$A_{vent}$  = Área total de la ventana ( $m^2$ )

$T_{Sol-Aire}$  = Temperatura Sol-Aire para la ventana ( $^{\circ}C$ )

$R_{total}$  = Resistencia de conducción total referida en la Figura 3.4

Se considera conducción en estado estable durante  $\Delta t$  debido que la ventana responde a mayor velocidad a un cambio en las condiciones de frontera que la pared, si consideramos un vidrio claro de 3 milímetros y una pared sólida de 15 centímetros de concreto, ambas con propiedades descritas en el apéndice B, tenemos que:

$$\alpha_v = 5.6 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s}$$

$$\alpha_p = 7.7 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s}$$

$$\Delta x_p = 0.15m$$

$$\Delta x_v = .003m$$

donde los subíndices "p" y "v" denotan el valor para la pared y ventana respectivamente.



Comparando la relación de los números de Fourier para la ventana y la pared tenemos.

$$\frac{Fo_v}{Fo_p} = \frac{\frac{\alpha_v \Delta t}{\Delta x_v^2}}{\frac{\alpha_p \Delta t}{\Delta x_p^2}} = \frac{\Delta x_p^2 \alpha_v}{\Delta x_v^2 \alpha_p} = 1818.18$$

Al tener un sistema con dos o mas constantes de tiempo diferentes se toma la que tarde más en responder a un cambio en las condiciones de frontera, al ser el número de Fourier de la ventana mayor que el de la pared, la ventana responde a mayor velocidad. motivo por el cual se considera en estado estable.

Para poder ligar la transferencia de calor por paredes y ventanas y poder obtener la temperatura del aire dentro del cuarto ahora con el efecto de las ventanas, la energía intercambiada a un tiempo  $\Delta t$  entre el interior y exterior del edificio por medio de las ventanas está dado por

$$E_{c,vent}^{p+1} = A_{vent} \frac{T_{sol-aire}^p - T_{\sigma,i}^p}{R_{total}} \Delta t \quad (3.36)$$

Sumando las ecuaciones (3.31) y (3.36) e introduciendo en la ecuación (3.32) podemos obtener la temperatura del aire dentro del edificio con los efectos combinados de conducción por paredes y ventanas.

Como se están usando ecuaciones en estado para cuantificar el calor ganado o cedido por ventanas, los pasos de tiempo a utilizar deben ser muy pequeños, tal como se mencionó para las ecuaciones (3.31) y (3.32).

### 3.3 Ganancia solar a través de ventanas

Además de la conducción por medio de las ventanas tenemos que éstas son un medio semitransparente para la radiación solar y por lo tanto una parte de la radiación que recibe el edificio entra directamente traspasando las ventanas.

Cuando la radiación solar incide sobre una ventana, aproximadamente el 8% de esta es reflejada de nuevo al exterior, dependiendo del grosor y de la composición que tenga el cristal entre el 5 y 50% es absorbido y el resto es transmitido al interior. Teniendo

## Capítulo 3. Cargas térmicas

en cuanto que el principio de conservación de energía debe de cumplirse tenemos que

$$\tau_s + \rho_s + \alpha_s = 1 \quad (3.37)$$

Donde  $\tau_s$  es la transmitancia,  $\rho_s$  es la reflectividad y  $\alpha_s$  es la absortancia solar del cristal, que representan la fracción de energía solar transmitida al interior, reflejada de nuevo al exterior y absorbida por la hoja de vidrio, hay que tener en cuenta que la energía absorbida por el cristal, subsecuentemente será transmitida por convección y radiación al interior y exterior del edificio tal como se muestra en la Figura 3.7.

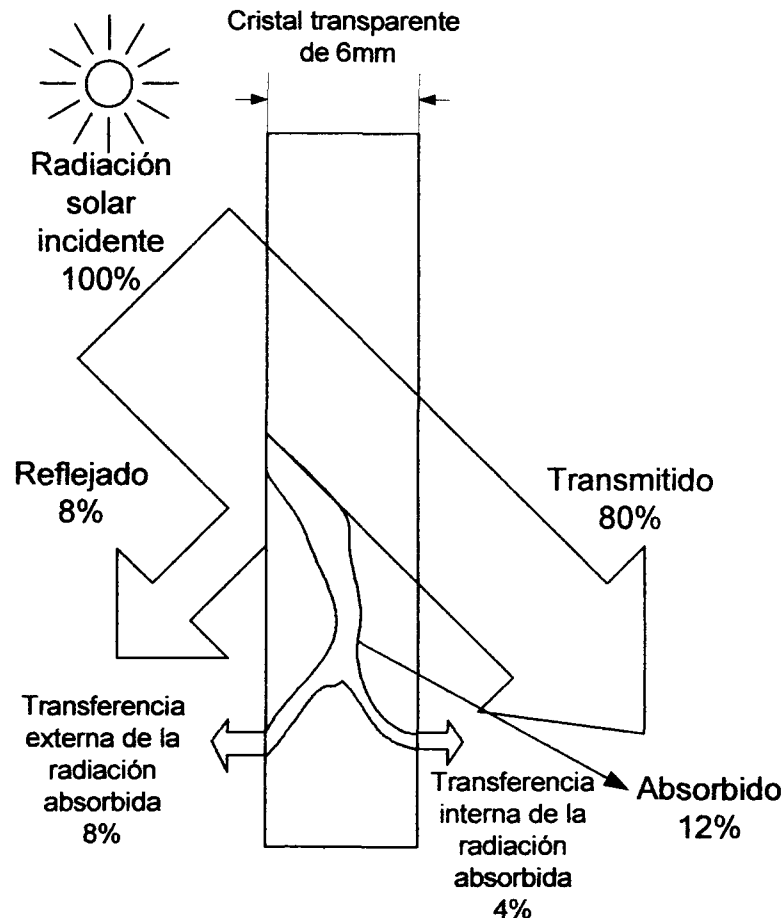


Figura 3.7 Distribución de la radiación solar incidente en un vidrio claro

Así que la suma de la energía transmitida y la porción de energía absorbida transferida al interior constituye la ganancia solar del edificio por radiación en ventanas. Entonces la radiación incidente que pasa

## Capítulo 3. Cargas térmicas

por una ventana es conocida como el coeficiente de ganancia solar (SHGC por las siglas en inglés de solar heat gain coefficient) que se define como [2]

$$SHGC = \frac{\text{Ganancia solar a través de la ventana}}{\text{Radiación solar incidente sobre la superficie de la ventana}} \quad (3.38)$$

Expresada en términos de la ecuación (3.37) el coeficiente de ganancia solar es

$$SHGC = \frac{q_{solar, ganada}}{q_{solar, incidente}} = \tau_s + f_i \alpha_s \quad (3.39)$$

Donde nuevamente  $\tau_s$  es la transmitancia solar del cristal,  $\alpha_s$  es la absorptancia solar del cristal y  $f_i$  es la fracción de la energía absorbida que se transmite hacia adentro del edificio. El SHGC es una cantidad adimensional que varía entre 0 y 1, donde tomaría el valor de 1, por ejemplo, en un hueco abierto al aire libre o en una ventana abierta.

Cuando se conoce el valor de SHGC, el flujo de calor ganado por radiación en ventanas se calcula con.

$$Q_{solar, ventana} = SHGC \cdot A_{vent} \cdot q_{incidente} \quad (3.40)$$

donde

$A_{vent}$  = Área de la ventana ( $m^2$ ).

$q_{incidente}$  = Radiación incidente sobre la ventana ( $W/m^2$ ).

Una manera comúnmente utilizada en ingeniería es reportar las características de cierto material referenciado a un material cuyas propiedades son perfectamente conocidas y sirven de base para listar propiedades mecánicas o térmicas de varios materiales, en éste caso para reportar los coeficientes de ganancia solar de varios tipos de cristales se basan en un cristal de referencia, que para éste caso es un cristal transparente de 3 milímetros de espesor cuyo SHGC es 0.87, al comparar un vidrio de diferente espesor o de diferente composición contra el cristal de referencia se obtiene el coeficiente de sombreado del cristal definido como [2]

$$SC = \frac{\text{Ganancia solar del vidrio actual}}{\text{Ganancia solar del vidrio de referencia}} \quad (3.41)$$

$$SC = \frac{SHGC}{SHGC_{ref}} = \frac{SHGC}{0.87} = 1.15 * SHGC \quad (3.42)$$

La Tabla 3.2 muestra estos valores para configuraciones típicas de ventanas, así como la transmitancia solar de cada vidrio [2]

Tabla 3.2				
Coeficiente de sombreado y transmitancia solar $\tau_s$ para configuraciones comunes de ventanas				
Tipo de Cristal	Espesor nominal		$\tau_s$	SC
	mm.	in.		
<b>Vidrio sencillo</b>				
transparente	3	1/8	0.86	1.0
	6	1/4	0.78	0.95
	10	3/8	0.72	0.92
	13	1/2	0.67	0.88
Absorbente De Calor	3	1/8	0.64	0.85
	6	1/4	0.46	0.73
	10	3/8	0.33	0.64
	13	1/2	0.24	0.58
<b>Vidrio doble</b>				
Claro adentro	3 <sup>a</sup>	1/8	0.71 <sup>b</sup>	0.88
Claro afuera	6	1/4	0.61	0.82
Claro adentro Absorbente de calor afuera	6	1/4	0.36	0.58

<sup>a</sup>Es el grosor de cada hoja de vidrio

<sup>b</sup>Es la transmitancia combinada de ambas hojas de vidrio

Para el caso de radiación por ventanas debemos de considerar el efecto de sombreado interno tal como sería una cortina, el cual es muy complicado de calcular ya que depende de factores tales como el factor de apertura de malla, que es el espaciamiento que hay entre las fibras de la cortina, el área total de la cortina, el color, la fibra con la que esté hecha, y la forma en la que está colgada y la reflectancia de la superficie de la cortina que da frente a la ventana, La ASHRAE menciona que una cortina reduce la carga térmica de la ventana de un 5 a un 50% [2]

### 3.4 Ganancia de calor debido a cargas internas.

Se le llama ganancia de calor interna o simplemente cargas internas a todo aquello que genere calor dentro de un edificio, esta generación puede ser por metabolismo basal en caso de humanos, reacciones químicas endotérmicas o exotérmicas, por resistencias eléctrica tal como electrodomésticos e iluminación, por combustión tal como hornos o calentadores de gas. La transferencia de calor del cuerpo humano es muy subjetiva de contabilizar en un caso generalizado ya que la generación de calor depende de la actividad que se esté realizando, no es lo mismo la carga de una estancia en una casa que un gimnasio, por lo cual tenemos que ser muy específicos en cuanto a la actividad presente dentro del edificio.

#### 3.4.1 Transferencia de calor del cuerpo humano

El cuerpo humano genera calor sensible que causa el aumento de la temperatura del aire dentro del edificio y calor sensible debido a la sudoración y respiración, que incrementan la humedad del aire.

Para saber la transferencia total de calor debemos conocer el área de piel que tiene el cuerpo humano. D. Dubois propuso en 1916 una ecuación empírica para obtener el área total de piel del cuerpo humano desnudo.[2]

$$A = 0.202m^{0.425}h^{0.725} \quad (3.43)$$

Donde:

A= Área total de piel (m<sup>2</sup>)

m= Masa del cuerpo humano (kg)

h= Altura del cuerpo humano (mts)

Recientes estudios estadísticos han llevado a mejorar ésta correlación, David E. Burmaster a partir de un estudio de una muestra de 401 personas obtuvo una correlación que se ajusta a un 99% de la población.[7]

$$\begin{aligned} \ln(S) &= \ln(a) + b \cdot \ln(Ht) + c \cdot \ln(Wt) \\ a &= 0.0239, b = 0.417, c = 0.517 \end{aligned} \quad (3.44)$$

Donde:

S= Área total de piel (m<sup>2</sup>)

Ht= Altura del cuerpo humano (cm)

## Capítulo 3. Cargas térmicas

$W_t$  = Masa del cuerpo humano (Kg)

La ropa puede aumentar hasta en un 50% el área de transferencia de calor[2].

El flujo de calor que desprende el cuerpo humano proviene de la piel y de los pulmones. Donde la piel provee la mayor parte del calor sensible y los pulmones la mayor parte del calor latente.

El calor sensible que una persona vestida pierde o gana al ambiente y alrededores es.

$$Q_{conv} = h_{conv} A_{ropa} (T_{ropa} - T_{aire}) \quad (3.45)$$

$$Q_{rad} = h_{rad} A_{ropa} (T_{ropa} - T_{surr}) \quad (3.46)$$

donde:

$Q_{conv}$  = Flujo de calor cedido o ganado por convección. [W]

$Q_{rad}$  = Flujo de calor cedido o ganado por radiación. [W]

$h_{conv}$  = Coeficiente de transferencia de calor por convección, ver Tabla 3.3.

$h_{rad}$  = Coeficiente de transferencia de calor por radiación, valor típico de diseño de 4.7 W/m<sup>2</sup>.

$A_{ropa}$  = Área externa de la ropa. [m<sup>2</sup>]

$T_{ropa}$  = Temperatura de la ropa. [C]

$T_{aire}$  = Temperatura del aire. [C]

$T_{surr}$  = Temperatura de los alrededores. [C]

Tabla 3.3 Coeficientes de transferencia de calor para una persona vestida[2]	
Actividad	$h_{conv}$ (W/m <sup>2</sup> -K)
Sentado con aire en movimiento	
0 < V < 0.2 m/s	3.1
0.4 < V < 4 m/s	$8.3V^{0.6}$
Caminando en aire quieto	
0 < V < 2 m/s	$8.6V^{0.53}$
Parado en aire en movimiento	
0 < V < 0.15 m/s	4.0
0.15 < V < 2 m/s	$14.8V^{0.69}$

\* V [=] m/s

Haciendo uso de la temperatura operativa podemos cuantificar la transferencia de calor en una sola expresión.

## Capítulo 3. Cargas térmicas

$$Q_{conv+rad} = (h_{conv} + h_{rad})A_{ropa}(T_{ropa} - T_{op}) \quad (3.47)$$

donde la temperatura operativa  $T_{op}$  se define como el promedio de la temperatura media radiativa y convectiva normalizadas con sus respectivos coeficientes de transferencia de calor (Figura 3.8) y se expresa tal como sigue

$$T_{op} = \frac{h_{conv}T_{aire} + h_{rad}T_{surr}}{h_{conv} + h_{rad}} \quad (3.48)$$

donde las temperaturas están expresadas en grados centígrados

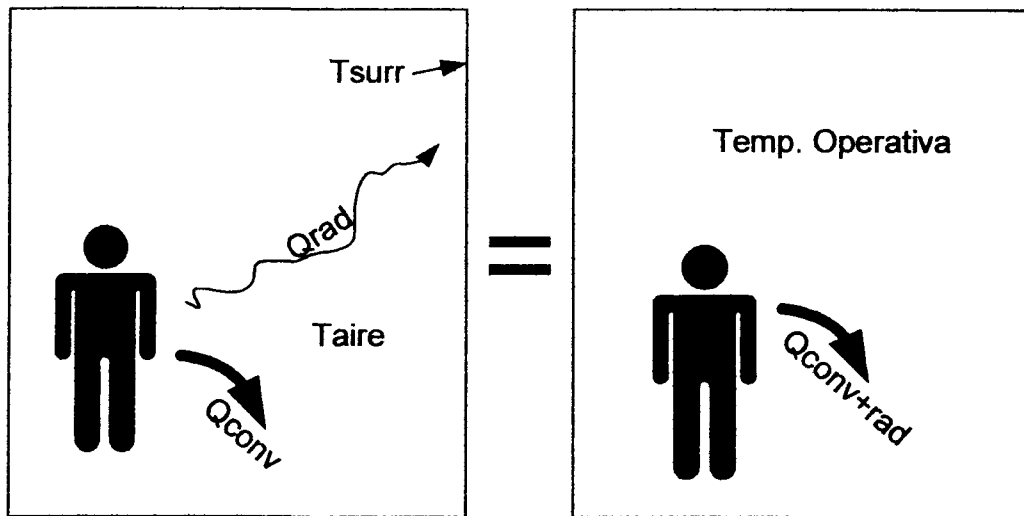


Figura 3.8 Equivalencia de la temperatura operativa.

Para fines de transferencia de calor existe la unidad de resistencia térmica de la ropa o "clo", donde 1 clo es equivalente a una resistencia de  $0.155 \text{ m}^2 \text{ C/W}$ , por lo general la ropa de invierno tiene un clo con valor de 0.9 y la ropa de verano un clo de 0.5[2]

Por lo cual ahora se puede expresar el flujo de calor combinado de convección y radiación como.

$$Q_{conv+rad} = \frac{A_{ropa}(T_{piel} - T_{ropa})}{R_{ropa}} \quad (3.49)$$

donde

$T_{piel}$  = Temperatura de la superficie de la piel, valor típico  $33 \text{ }^\circ\text{C}$

$R_{ropa}$  = Resistencia térmica de la ropa [ $\text{m}^2 \text{ C/W}$ ]

## Capítulo 3. Cargas térmicas

Cuantificar la transferencia de calor en términos de la temperatura de la ropa es un poco inconveniente. Expresando éste flujo de calor en términos de la temperatura superficial de la piel y la temperatura operativa tenemos que.

$$Q_{conv+rad} = \frac{A_{ropa}(T_{piel} - T_{op})}{R_{ropa} + \frac{1}{h_{conv} + h_{rad}}} \quad (3.50)$$

El calor latente es proporcionado principalmente por los pulmones al respirar, el aire que se exhala de los pulmones por lo general está muy cercano al punto de saturación, por lo cual el flujo de calor latente se puede expresar como.

$$Q_{lat} = \dot{m}_{vapor} h_{fg} = \dot{m}_{aire,ex} (\omega_{ex} - \omega_{amb}) h_{fg} \quad (3.51)$$

donde

$\dot{m}_{aire,ex}$  = Flujo másico de aire a los pulmones (kg/s)

$\omega_{ex}$  = Razón de humedad en el aire exhalado (kg<sub>agua</sub>/kg<sub>aire seco</sub>)

$\omega_{amb}$  = Razón de humedad en el medio (kg<sub>agua</sub>/kg<sub>aire seco</sub>)

$h_{fg}$  = Entalpía de vaporización del agua, 2430 kJ/kg @ 30 °C

Para el caso de enfriamiento pasivo el calor latente solo nos agrega humedad al aire, por lo cual nos interesa contabilizar cuanta agua gana el ambiente interno del edificio. Para una persona con poca actividad, el calor mínimo que generaría su cuerpo es de aproximadamente 30 watts. Por lo que la cantidad de agua que libera es.[2]

$$\text{Pérdida de agua} = \frac{\text{Calor latente perdido al día}}{\text{Calor latente de vaporización}} = \frac{0.030 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \cdot 24 \cdot 3600 \frac{\text{seg}}{\text{día}}}{2430 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 1.07 \frac{\text{kg}}{\text{día}}$$

Por lo cual una persona mínimo aporta un litro de agua al medio ambiente diariamente la cual la absorbe el aire encerrado dentro del edificio.

### 3.4.2 Ganancia por electrodomésticos e iluminación.

Los aparatos eléctricos e iluminación pueden llegar a representar una fracción importante del total de las cargas internas, cierto tipo de



## Capítulo 3. Cargas térmicas

focos, hornos de gas, computadoras y demás equipo electrónico despiden una fuerte cantidad de calor, por lo regular en edificios comerciales y de oficinas solamente de iluminación pueden utilizarse entre 20 y 30 watts/m<sup>2</sup> de espacio de piso.

Para el caso de diseño en carga máxima la ASHRAE [4] propone que para un valor muy cercano del calor disipado de un electrodoméstico es el 50 por ciento de la potencia eléctrica que consume el aparato, por lo cual

$$Q_{\text{electrodomestico}} = 0.5Q_{\text{entrada,max}} \quad (3.52)$$

donde  $Q_{\text{entrada}}$  es la potencia consumida por el electrodoméstico, éste valor se debe de encontrar en la placa de datos del aparato.

Para el caso de focos debemos de saber el factor de utilización. El cual es el porcentaje de utilización del foco durante el día, para tiendas departamentales por lo general éste valor se acerca a la unidad, para una casa habitación hay que saber cuantas horas al día está prendida la iluminación y de ahí calcular el factor de utilización, el calor añadido por un foco es directamente la potencia que consume multiplicado por el factor de utilización.

### 3.5 Ganancia de calor por ventilación.

Para asegurar que el aire no se vicia debemos renovarlo haciendo entrar aire fresco del exterior, al hacer esto adicionamos una carga extra al edificio, el aire proveniente de afuera puede estar más caliente que el aire dentro del edificio y esto adiciona una carga, como puede disminuirla en el caso de que el aire se encuentre mas frío, la cantidad de aire a introducir al edificio está ya establecida por la ASHRAE y anteriormente se calculaba de acuerdo a los recambios por hora o la cantidad de veces que se desplazaba todo el volumen de aire del cuarto por hora, actualmente se han establecido volúmenes de aire por persona según el uso que se le dé al edificio [6]. En la Tabla 3.4 se presentan los valores recomendados de flujo de aire por persona según el uso del edificio. Cabe mencionar que por lo general las casas-habitación no tienen un sistema de ventilación dedicado a renovar el aire dentro del edificio en su caso el aire nuevo entra al abrir ventanas o puertas.

## Capítulo 3. Cargas térmicas

Tabla 3.4 Ventilación recomendada por persona según la aplicación de la habitación.

Aplicación	Ventilación recomendada (ft <sup>3</sup> /min)	Ventilación mínima (ft <sup>3</sup> /min)
Departamento normal	20	15
Departamento de lujo	30	25
Banco	10	7.5
Peluquería	15	10
Salones de belleza	10	7.5
Bares	30	25
Sala de juntas	50	30
Tiendas departamentales	10	7.5
Cafeterías	10	7.5
Fábricas	10	7.5
Habitaciones de hotel	30	25
Laboratorios	20	15
Salones de fiesta	50	30
Teatros	15	10

El calor ganado por el edificio a través de la ventilación se cuantifica por medio de la siguientes ecuaciones.

$$Q_{sen,vent} = \rho_{aire} V_{aire} C_{p_{aire}} (T_o - T_i) \quad (3.53)$$

$$Q_{lat,vent} = \rho_{aire} V_{aire} H_{fg} (\omega_o - \omega_i) \quad (3.54)$$

Donde

$Q_{sen,vent}$  = Flujo de calor sensible ganado o perdido por la ventilación (watts).

$Q_{lat,vent}$  = Flujo de calor latente ganado o perdido por la ventilación (watts).

$\rho_{aire}$  = Densidad del aire a condiciones estándar. (1.19 kg/m<sup>3</sup>)

$V_{aire}$  = Flujo volumétrico del aire. (m<sup>3</sup>/s)

$C_{p_{aire}}$  = Capacidad calorífica del aire a condiciones estándar. (1007 J/kg·°C)

$H_{fg}$  = Calor latente de evaporación del agua (2450 kJ/kg @ 25°C)

$T_o$  = Temperatura del aire que entra por ventilación (°C).

$T_i$  = Temperatura dentro del cuarto (°C)

$\omega_o$  = Humedad absoluta del aire que entra por ventilación (kg<sub>agua</sub>/kg<sub>aire</sub>)

$\omega_i$  = Humedad absoluta del aire dentro del cuarto (kg<sub>agua</sub>/kg<sub>aire</sub>)

### **Bibliografía.**

- [1] Todd M. McClellan, Curtis O. Pedersen "Investigation of outside heat balance models for use in a heat balance cooling load calculation procedure" ASHRAE transactions
- [2] Yunus A. Cengel, "Heat transfer, a practical approach". Capítulo 21, Mc Graw Hill
- [3] Frank P. Incropera, David P. Dewitt, "fundamentals of heat and mass transfer" Editorial Wiley
- [4] American society of heating, Refrigeration and air-conditioning engineers, Handbook- Fundamentals, Atlanta. 1993
- [5] Stetiu, Corina, "Radiant cooling in US office buildings: Towards eliminating the perception of climate-imposed barriers" Apéndice A Universidad de California en Berkeley, 1999
- [6] Hernández Gorívar, Eduardo, "Fundamentos de aire acondicionado". Editorial Noriega Lumisa
- [7] Burmaster, David "LogNormal distributions for skin area as a function of body weight" US environmental protection agency, ALCEON
- [8] Deen, William "Analysis of transport phenomena" Oxford University press 1998

# CAPÍTULO 4. ENFRIAMIENTO PASIVO

“La ciencia ha cumplido su función cuando ha averiguado  
y enunciado la verdad.”  
-T.E. Huxley

Con la teoría se ha presentado hasta el momento en los capítulos anteriores he ha desarrollado un programa computacional para simular el comportamiento térmico de un cuarto o edificio a lo largo de todo un día solar, al ser esta simulación en estado puramente transitorio la mayoría de los resultados el programa los despliega de manera gráfica, los resultados desplegados en pantalla se concretan principalmente a avisos de cumplimiento de estándares internacionales en cuanto a confort y la potencia requerida para lograr dicho estado. Los detalles de los resultados desplegados se muestran en el capítulo cinco.

El enfriamiento se realizará circulando agua a baja temperatura a través de las paredes en tuberías instaladas dentro de la misma. Compañías europeas y estadounidenses dedicadas a la instalación de sistemas de calentamiento radiante utilizan tubería de polietileno reticulado debido que a sus propiedades físicas y químicas son las adecuadas para estar dentro de una pared que puede fracturarse o permitir el paso de agentes químicos que pudieran contaminar el circuito de agua, los tubos de polietileno reticulado tienes excelentes propiedades elásticas a altas y bajas temperaturas, presentan alta resistencia a la difusión de gases y el acabado superficial que presenta evita las incrustaciones asegurando que el circuito no va a tener problemas de taponos los cuales serían muy caros de reponer ya que habría que romper la pared para encontrar donde está la obstrucción. Para información de esta tubería referirse a [1]

El uso de diferencias finitas para simular el comportamiento de las paredes del edificio no es trivial, la gran ventaja computacional que se tiene con este método es que es directo y se puede controlar fácilmente la temperatura en un nodo a como se requiera, y cuantificar de una manera sencilla los flujos de calor.

El simulador se desarrolló en el software interactivo Matlab® versión 6.1 debido a la facilidad que tiene este paquete computacional de manejar vectores y matrices y debido a que se pueden desarrollar funciones y módulos de una manera sencilla y muy fácil de entender.

Debido a que se utilizó la versión en inglés del Matlab® no es posible usar acentos en el código, por tal motivo es que no los hay en los cuadros de diálogo, gráficas o figuras que contengan código presentados en éste y siguientes capítulos.

El simulador consta de un programa principal, de 7 subrutinas y de un programa externo para calcular las propiedades termofísicas de paredes compuestas.

Los programas desarrollados son los siguientes

1. Enfriamiento pasivo "enfpas.m": Este es el programa maestro donde se introducen todos los datos requeridos para realizar la simulación y de donde se manda llamar a las cuatro subrutinas principales, radsolar.m, ct.m, ctep.m y verif.m.
2. Radiación solar "radsolar.m". Esta subrutina calcula la geometría solar y la radiación incidente sobre el techo y las paredes de un cuarto o edificio, con los parámetros definidos en enfpas.m
3. Cargas térmicas "ct.m": Con esta subrutina obtenemos la temperatura Sol-Aire para cada pared del edificio, se calculan los perfiles de temperatura de los nodos internos y externos de las paredes tal como se estableció en el capítulo 3, se cuantifica el intercambio energético entre las paredes y ventanas con el aire dentro del edificio y así determinar el perfil de temperatura interna del edificio.
4. Cargas térmicas con enfriamiento pasivo "ctep.m": Ésta subrutina hace los mismos cálculos que ct.m con la diferencia de que regula la temperatura de un nodo al momento de hacer el cálculo de conducción de calor por las paredes para simular un flujo de agua dentro de la pared.
5. Verificación "verif.m": Los datos calculados en ctep.m se mandan a esta subrutina para determinar si se alcanzan los niveles de confort requeridos y vigilar que no se presente condensación en las paredes si es que la temperatura de éstas llegue a ser muy baja.
6. Temperatura ambiente "tamb.m": Esta función calcula el perfil de temperatura a lo largo del día basándose en la temperatura máxima y mínima registrada en ese día, con los parámetros mostrados en la tabla 3.1
7. Temperatura de rocío (Tdew) "td.m": Calcula la temperatura de rocío de acuerdo a la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa.
8. Temperatura del cielo "tsky.m": Calcula la temperatura del cielo a partir de la temperatura de bulbo seco y la temperatura de rocío.

## Capítulo 4. Enfriamiento Pasivo

La temperatura del cielo se refiere a la temperatura equivalente de la atmósfera que causa un intercambio de calor exclusivamente por radiación entre un cuerpo en la superficie de la tierra y la bóveda celeste

Dependiendo de las instrucciones que se establezcan en el archivo "enfpas.m" el simulador puede ejecutarse con todas las subrutinas o con solo algunas de ellas, el diagrama de flujo de la figura 4.1 muestra las diferentes rutas de ejecución posibles.

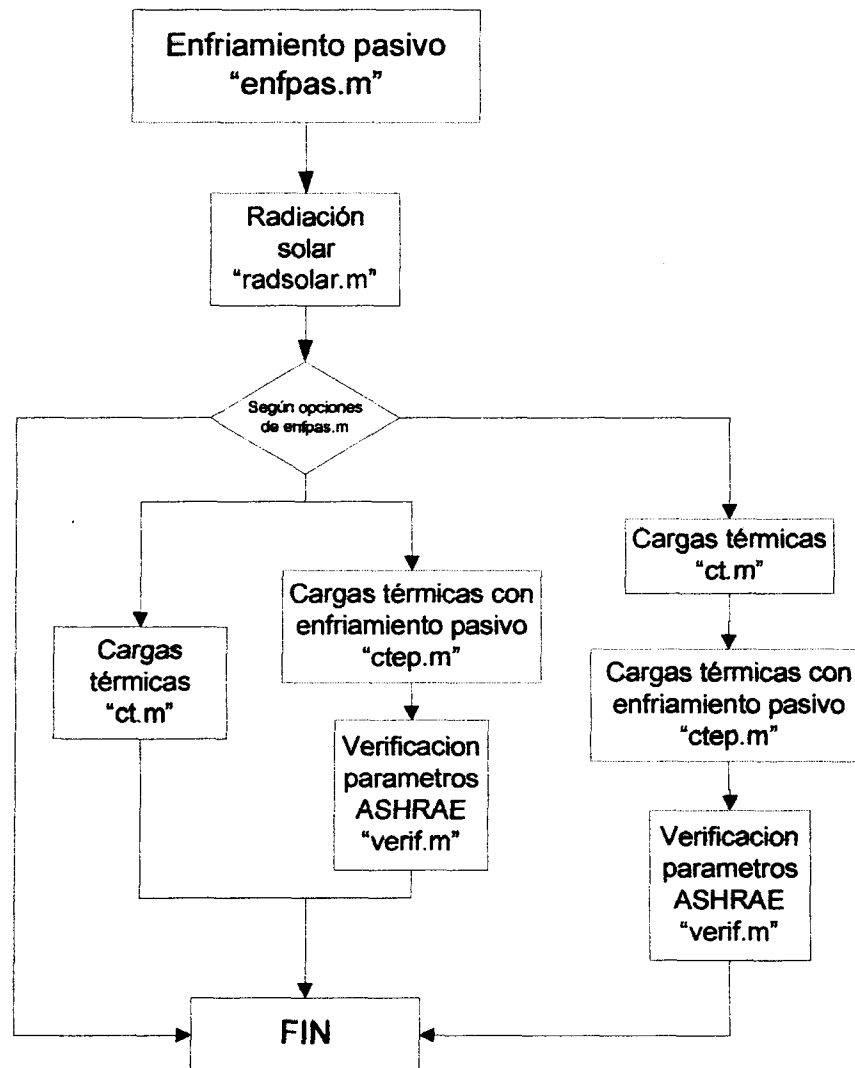


Figura 4.1. Diagrama de flujo de las diferentes opciones de ejecución del simulador

A continuación se mostrará y explicarán los datos que requiere el archivo principal "enfpas.m" para realizar la simulación requerida.

## 4.1. Información requerida por la rutina "enfpas.m"

El archivo "enfpas.m" es el encargado de recopilar y administrar los datos y procesos requeridos para poder ejecutar la simulación, este programa debe de ser editado y modificado para almacenar toda la base de datos requerida para la simulación.

La primera parte de "enfpas.m" tiene que ver con los datos que requiere la subrutina "radsolar.m" para poder ejecutarse y se muestran a continuación.

```
%fase 1. geometria solar y radiacion solar en un plano vertical y horizontal
%orientado en cualquier direccion.
%-----
%datos requeridos
%-----coordenadas geograficas del sitio-----
LAT=25.1;      %grados
LONG=100.5;    %grados
ALTURA=520;   %altura sobre el nivel del mar
TZ=6;          %zona horaria positivos oeste, negativos este
%-----mes del año en numero-----
MES=6;        %1=enero, 2=febrero etc etc...
DIA=21;       %día del mes.
%-----reflectividad de los alrededores-----
%
rho=.14;      %Ver tabla 2.2
%
%-----Viendo al sur y girando hacia la izquierda,
%          cuantos grados hay que girar para ver de frente la pared.
%
%
thetasur=0;   %angulo del sur hacia la izquierda de desplazamiento
              %de la pared mas cerca al sur
graficas=0;   %despliega graficas de radiacion 1=si, 2=no
%-----
```

Figura 4.2 Sección 1 del archivo enfpas.m

"LAT" y "LONG" se refieren a las coordenadas geográficas del sitio donde se quiera hacer la simulación, éstas se deben introducir en grados, "ALTURA" y "TZ" son las variables que determinan la altitud sobre el nivel del mar del sitio donde se hará la simulación y la zona horaria, cabe mencionar que hay que poner especial atención a la zona

## Capítulo 4. Enfriamiento Pasivo

horaria, ya que si la longitud no concuerda con la zona horaria el simulador generará resultados incorrectos.

"MES" y "DIA" son las variables donde se almacena el número de mes y número de día en el cual se quiera realizar la simulación, "rho" almacena el valor de la reflectividad del suelo y estructuras que rodeen el edificio, estos valores se pueden encontrar en la tabla 2.2

Con "thetasur" se determina el ángulo de giro del edificio con respecto a los cuatro puntos cardinales, cuando esta variable vale cero las cuatro paredes del edificio estarían alineadas con los puntos cardinales. Conforme este ángulo aumente, el edificio girará esa cantidad de grados a la izquierda respecto al sur.

"graficas" sirve para indicar al programa si se desea que se desplieguen las gráficas de irradiación solar sobre las cuatro paredes del edificio y del techo.

La siguiente sección mostrada en la figura 4.3 es una parte de la sección 2 del archivo "enfpas.m" que es donde se declaran las dimensiones del cuarto o edificio a simular.

```
%-----Dimensiones del cuarto-----  
alto      =6;    %altura del cuarto(metros)  
dimns     =20;   %distancia entre paredes norte sur(metros)  
dimeo     =15;   %distancia entre paredes este oeste(metros)  
esptecho  =0.15; %espesor del techo(metros)  
espnorte  =0.15; %espesor pared norte(metros)  
espsur    =0.15; %espesor pared sur(metros)  
espeste   =0.15; %espesor pared este(metros)  
espoeste  =0.15; %espesor pared oeste(metros)
```

Figura 4.3 Especificación de las dimensiones del cuarto o edificio

En esta sección solo hay que tener presente que todas las dimensiones son en metros

En la siguiente sección del programa mostrada en la figura 4.4 se definen las propiedades termofísicas y ópticas de cada pared, las tres propiedades termofísicas requeridas son la densidad, la capacidad calorífica y la conductividad térmica, las propiedades ópticas incluyen la absorptividad solar y la emisividad de cada una de las paredes.

```
%-----Propiedades termicas de las paredes-----  
%=====TECHO
```



```

rhot =2200; %densidad del material del techo (Kg/m^3)
cpt  =840;  %capacidad calorifica del techo (J/kg.K)
kt   =1.8;  %conductividad termica del techo(W/m.K)
%====PARED NORTE
rhon =2200; %densidad del material de la pared norte (Kg/m^3)
cpn  =840;  %capacidad calorifica de la pared norte (J/kg.K)
kn   =1.8;  %conductividad termica de la pared norte(W/m.K)

%====PARED SUR
rhos =2200; %densidad del material de la pared sur (Kg/m^3)
cps  =840;  %capacidad calorifica de la pared sur(J/kg.K)
ks   =1.8;  %conductividad termica de la pared sur(W/m.K)
%====PARED ESTE
rhoe =2200; %densidad del material de la pared este(Kg/m^3)
cpe  =840;  %capacidad calorifica de la pared este (J/kg.K)
ke   =1.8;  %conductividad termica de la pared este(W/m.K)
%====PARED OESTE
rhoo =2200; %densidad del material de la pared oeste (Kg/m^3)
cpo  =840;  %capacidad calorifica de la pared oeste(J/kg.K)
ko   =1.8;  %conductividad termica de la pared oeste (W/m.K)
%-----Propiedades opticas de las paredes-----
alfap =.8;  %absortividad superficie exterior de las paredes.
alfat =.8;  %absortividad del techo
epst  =.9;  %emisividad del techo
epsp  =.9;  %emisividad de las paredes
    
```

Figura 4.4 Declaración de las propiedades termofísicas y ópticas de las paredes.

Como puede apreciarse el programa solo pregunta por una sola propiedad, las paredes y el techo de una construcción está hecha de varias capas. Para poder obtener las propiedades equivalentes de una pared compuesta se desarrolló el programa Paredes compuestas "PC.m". Este programa reduce una pared conformada de materiales diferentes a una pared equivalente de un solo material, las propiedades de esa pared equivalente son las que se introducen en la sección mostrada en la figura 4.4

Pongamos de ejemplo el esquema de la pared mostrada en la figura 4.5, cada material tiene sus propiedades termofísicas individuales y el programa "PC.m" obtiene la densidad , conductividad y capacidad calorífica equivalente.

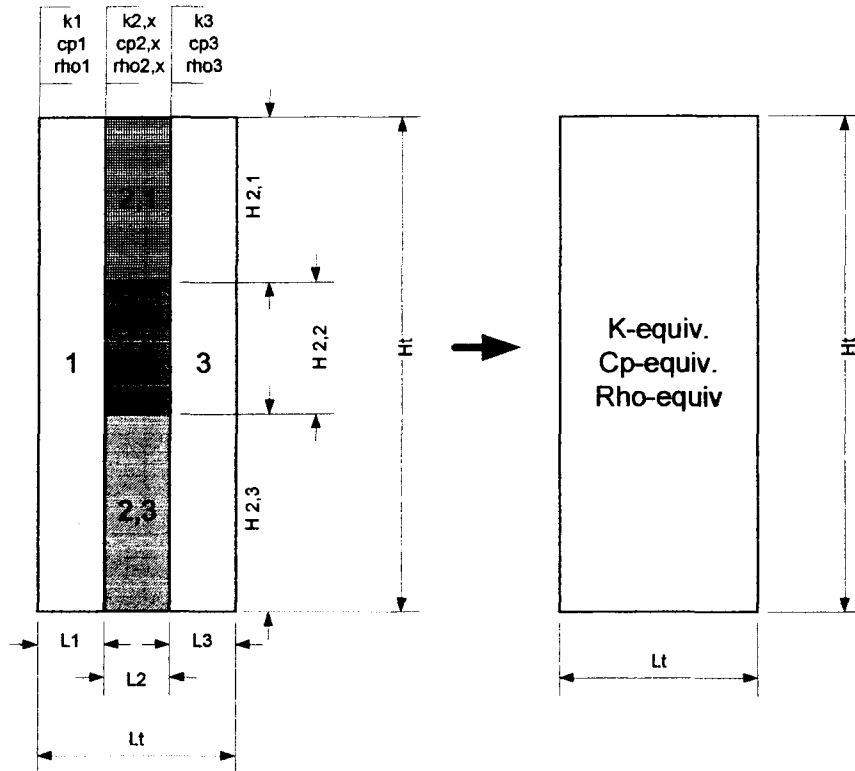


Figura 4.5 transformación de una pared compuesta a una pared equivalente.

La pared mostrada de ejemplo en la figura 4.5 tiene tres capas y una de ellas (capa #2) es compuesta con tres subdivisiones, cada subcapa y subdivisión tiene sus dimensiones y propiedades tal como se muestra en la figura anterior, y el programa "PC.m" pregunta por cada una de estas subcapas simples o compuestas tal como está ilustrado. El programa "PC.m" considera flujo de calor en una dimensión, esto es, que las resistencias térmicas de cada una de las capas y subcapas son similares entre si.

La siguiente sección del archivo "enfpas.m" es donde se declara la existencia de ventanas en las paredes y el tipo de cristal y configuración de cristales en la ventana

```
%-----Dimensiones de ventanas-----
% Introducir la en manera de multiplicacion (ancho * alto)
% En su defecto directamente el area de la ventana
% o cero en caso que en esa pared no exista ventana
areaventnorte =0;   %pared norte
cortn         =1;   %cortina ventana norte 1=si 0=no
areaventsur  =0;   %pared sur
```

```

corts      =1;   %cortina ventana sur 1=si 0=no

areaventeste =0;   %pared este
corte      =1;   %cortina ventana este 1=si 0=no

areaventoeste =0;   %pared oeste
corto      =1;   %cortina pared oeste 1=si 0=no
%-----Datos de las ventanas-----
tvent      =1;   %tipo de ventana 1=vidrio sencillo, 2=vidrio doble
espvent    =2;   %espesor del vidrio 1=3mm, 2=6mm, 3=10mm, 4=13mm
              %para doble claro solo utilizar 1 y 2
              %para doble absorbente solo utilizar 2
tipocrystal =1;   %1=sencillo claro, 2=sencillo absorbente de calor
              %3=doble claro, 4=doble claro dentro
              %absorbente afuera
%%-----Ejecucion del calculo de cargas termicas sin enfriar-----
exect      =1;   % si solo se desea simular enfriando con agua deje en cero
              % este valor si desea resolver la carga termicas del edificio
              % sin enfriamiento pasivo deje un 1.
    
```

Figura 4.6 Declaración de área en ventanas y configuración de cristales

Las variables "areaventnorte", "areaventsur", "areaventeste" y "areaventoeste" definen el área total que ocupa la ventana expresada en metros cuadrados en cada pared. "cortn", "corts", "corte" y "corto" son variables que indican que la ventana correspondiente cuenta con cortina cerrada. El programa principal da la opción de no ejecutar este módulo, la variable "exect" da la orden de ejecutar o no el módulo de carga térmica sin enfriamiento pasivo dependiendo si la variable se le coloca el valor de cero o uno.

En la siguiente sección se declaran las cargas internas tanto por personas como por equipo eléctrico y el flujo volumetrico de aire por persona

```

%-----Datos de personas dentro del edificio-----
PERS=4;   %# de personas en el cuarto
hconv=3.1; % coef. de conveccion entre persona y aire (tabla 3.3 Tesis)
clo=.5;   % valor clo de la ropa
%-----Cargas electricas internas-----
cie=500;   %consumo en watts electricos de todos los equipos electricos
              %dentro de cuarto.
%-----Carga termica por ventilacion exterior-----
ventil=0; % 1=ventilacion, 0=no ventilacion
volvent=.03; %volumen de aire de ventilacion por persona (m^3/s)
    
```

Figura 4.7 Declaración de cargas internas.

La variable "PERS" asigna la cantidad de personas que habitan el cuarto en lo que dura el día, "hconv" es el coeficiente de convección entre el aire dentro del cuarto y la persona dependiendo de la actividad que realice, esto se puede calcular de acuerdo a la tabla 3.3, "clo" es la resistencia térmica de la ropa y "cie" es la potencia eléctrica total consumida por todos los aparatos eléctricos a lo largo del día. "ventil" selecciona si existe ventilación exterior o no y "volvent" es el flujo volumétrico por persona en metros cúbicos por segundo de aire que entra del exterior de acuerdo a la tabla 3.4

Lo que sigue es declarar las condiciones del medio ambiente tal como la temperatura mínima y máxima presente durante el día, y la humedad relativa dentro y fuera del edificio tal como se muestra en la figura 4.8

```
%-----Temperaturas maximas y minimas presentes en el dia-----  
tmin      =21;  %temperatura minima del dia a analizar en grados centigrados  
tmax      =30;  %temperatura maxima del dia a analizar en grados centigrados  
humrel    =50;  %porcentaje de humedad relativa inicial en interior del edificio  
humrelout =50;  %humedad relativa fuera del edificio
```

Figura 4.8 Declaración de condiciones ambientales internas y externas

Finalmente se debe declarar qué paredes queremos usar para enfriar el cuarto y a qué temperatura vamos a introducir el agua a la pared, la figura 4.9 muestra ésta última sección del programa "enfpas.m"

```
%---Determina que paredes van a utilizar enfriamiento por agua---  
%---enfriamiento de las paredes  
%indica que paredes van a enfriarse  
en=0; %enfriamiento para pared norte 1=si 0=no  
es=0; %enfriamiento para pared sur 1=si 0=no  
ee=0; %enfriamiento para pared este 1=si 0=no  
eo=0; %enfriamiento para pared oeste 1=si 0=no  
et=0; %enfriamiento para techo 1=si 0=no  
%-----especifica la temperatura del agua de alimentacion  
Th2o=20; % grados centigrados  
%-----
```

Figura 4.9 Declaración de paredes enfriadas y temperatura del agua

Si las variables "en", "es", "ee", "eo", "et", se declaran en cero, automáticamente el programa principal elimina la ejecución de la subrutina "CTEP.m" ya que si éste es el caso el resultado arrojado por "CT.m" y "CTEP.m" serían idénticos.

Al ejecutar el simulador con todas las subrutinas activas deberemos esperar entre 1.5 y 3 minutos dependiendo de la velocidad del procesador de la computadora, esto debido al paso de tiempo tan pequeño que se utiliza en la simulación, esto con el fin de estar lo más cerca posible de la solución analítica del sistema que estamos modelando. De acuerdo a lo que se demuestra en el apéndice A, el paso de tiempo de 30 segundos en un período de análisis de 24 horas genera errores despreciables y además con este paso de tiempo estamos muy por debajo del valor máximo permisible según el criterio de convergencia para el modelo de diferencias finitas explícitas explicado en el capítulo 3.

### 4.2 Equivalencia de paredes compuestas

Como se mencionó anteriormente tenemos la necesidad de obtener las propiedades equivalentes de una pared compuesta, el programa "PC.m" fue desarrollado para este fin, el programa pregunta al usuario dimensiones y propiedades de cada sección que conforman la pared tal como se describe en la figura 4.5.

Para el caso mostrado en la figura 4.6 suponemos tener 4 capas compuestas que forman la pared a estudiar y una de ellas tiene tres subcapas.

Al ejecutar el programa lo primero que pregunta es cuántas capas tiene cada pared y cuántas de ellas son compuestas, como la capa 3 de la figura 4.10.

Numero de capas totales en techo:  
Numero de capas compuestas en el techo:  
Numero de capas totales en la pared norte:  
Numero de capas compuestas en la pared norte:  
Numero de capas totales en la pared sur:  
Numero de capas compuestas en la pared sur:  
Numero de capas totales en la pared este:  
Numero de capas compuestas en la pared este:  
Numero de capas totales en la pared oeste:  
Numero de capas compuestas en la pared oeste:

-----  
Altura de cuarto (m):  
Distancia entre pared Este-Oeste (m):  
Distancia entre pared Norte-Sur (m):

## Capítulo 4. Enfriamiento Pasivo

Si en alguna pregunta de capas totales se contesta cero, el programa descarta automáticamente esa pared para el análisis pared.

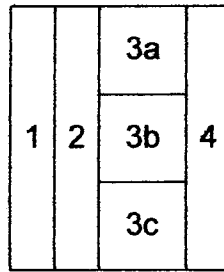


Figura 4.10 Esquema de una pared compuesta.

Para las capas definidas como sencillas el programa pregunta para cada una de las paredes definidas los siguientes datos.

==DEFINICION DE CAPAS SENCILLAS==

dime la conductividad de la capa#1 (W/m.K):  
dime la densidad de la capa#1 (kg/m<sup>3</sup>):  
dime el calor especifico de la capa#1 J/kg.C:  
dime el espesor de la capa#1 (m):

Para la capa compuesta el programa preguntará primero cuantas divisiones tiene esa capa compuesta, para el caso de la figura 4.6 la respuesta que debe darse al programa es de 3 y además el espesor total de esa capa tal como se muestra a continuación.

Divisiones totales en la capa compuesta# 1:  
Dime el espesor de la capa compuesta# 1:

Para cada división especificada el programa preguntará por sus propiedades y por el espesor vertical o la altura de cada subcapa, haciendo referencia a la figura 4.5 se preguntará por la dimensión "H" tal como vemos a continuación.

==DEFINICION DE CAPAS COMPUESTAS==

==CAPA COMPUESTA NUMERO 1

dime la conductividad de la subcapa# 1 (W/m.K):  
dime la densidad de la subcapa# 1 (kg/m<sup>3</sup>):  
dime el calor especifico de la subcapa# 1 J/kg.C:  
dime el espesor vertical de la subcapa# 1 (m):

Una vez que se han introducido todos los datos de la pared el lo primero que hace el programa es armar el circuito eléctrico e irlo

reduciendo hasta obtener una resistencia equivalente tal como se muestra en la figura 4.11

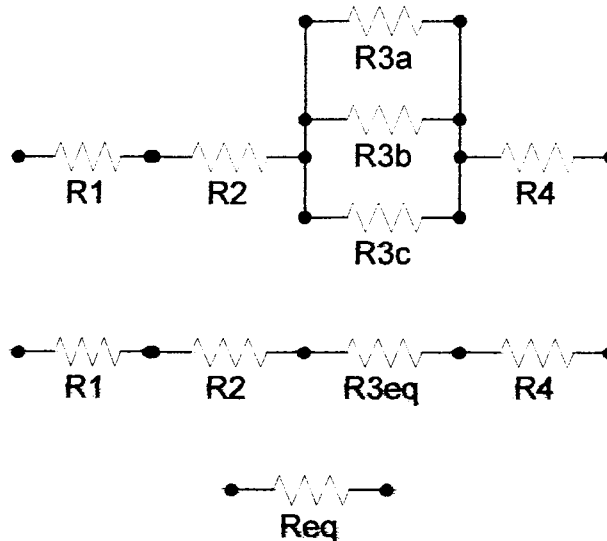


Figura 4.11 Reducción de las resistencias térmicas de la pared.

Recordando que la resistencia térmica se define como el espesor de la capa entre su conductividad térmica, para obtener la resistencia equivalente en paralelo aplicamos la fórmula 4.1, obtenemos así una resistencia equivalente que queda en serie con las demás resistencias, sumándolas directamente obtenemos la resistencia equivalente que estamos buscando.

$$\frac{1}{R} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{R_i} \quad (4.1)$$

Para obtener la densidad de toda la pared compuesta, partiendo de la sumatoria por fracción volumétrica para cada capa tenemos que

$$\rho_{equiv} = \sum_{i=1}^n \phi_i \cdot \rho_i \quad (4.2)$$

El volumen de la sección de pared depende únicamente del espesor de dicha capa, la ecuación (4.2) se reduce a

$$\rho_{equiv} = \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{l_r} \cdot \rho_i \quad (4.3)$$

Donde.

$\phi_i$  = Fracción volumétrica de la capa "i" respecto al volumen total

[adim]

$\rho_{equiv}$  = Densidad equivalente de la pared. (Kg/m<sup>3</sup>)

$l_i$  = Espesor de la capa "i" (m)

$l_t$  = Espesor total de la pared (m)

$\rho_i$  = Densidad de la capa "i" (Kg/m<sup>3</sup>)

Para calcular la capacidad calorífica equivalente se parte de la sumatoria por fracción peso para cada capa que compone la pared.

$$Cp_{equiv} = \sum_{i=1}^n W_i \cdot Cp_i \quad (4.4)$$

el programa la calcula en base a la fórmula 4.5 y utilizando los cálculos previamente realizados de las densidades para calcular las masas de cada capa de la pared.

$$Cp_{equiv} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i Cp_i}{m_t} \quad (4.5)$$

donde

$Cp_{equiv}$  = Capacidad calorífica equivalente [J/kg·K]

$Cp_i$  = Capacidad calorífica de la capa "i" [J/kg·K]

$W_i$  = Fracción en peso de la capa "i" en relación con el peso total de la pared. [adim.]

$m_i$  = Masa de la capa "i" [kg]

$m_t$  = Masa total de la pared

El programa "cp.m" no tiene manera de corregir algún dato introducido incorrectamente, por lo cual es recomendable realizar un esquema de la pared o paredes a analizar antes de ejecutar este programa.

### 4.3 Diagrama de orden de ejecución del simulador de cargas térmicas.

La figura 4.12 muestra en un diagrama el orden de ejecución del programa principal y cada una de las 7 subrutinas necesarias para el cálculo de cargas térmicas. También se muestra el orden general del procedimiento de cálculo, el orden específico de ejecución de cálculos es tal como aparecen las ecuaciones en los capítulos 2 y 3



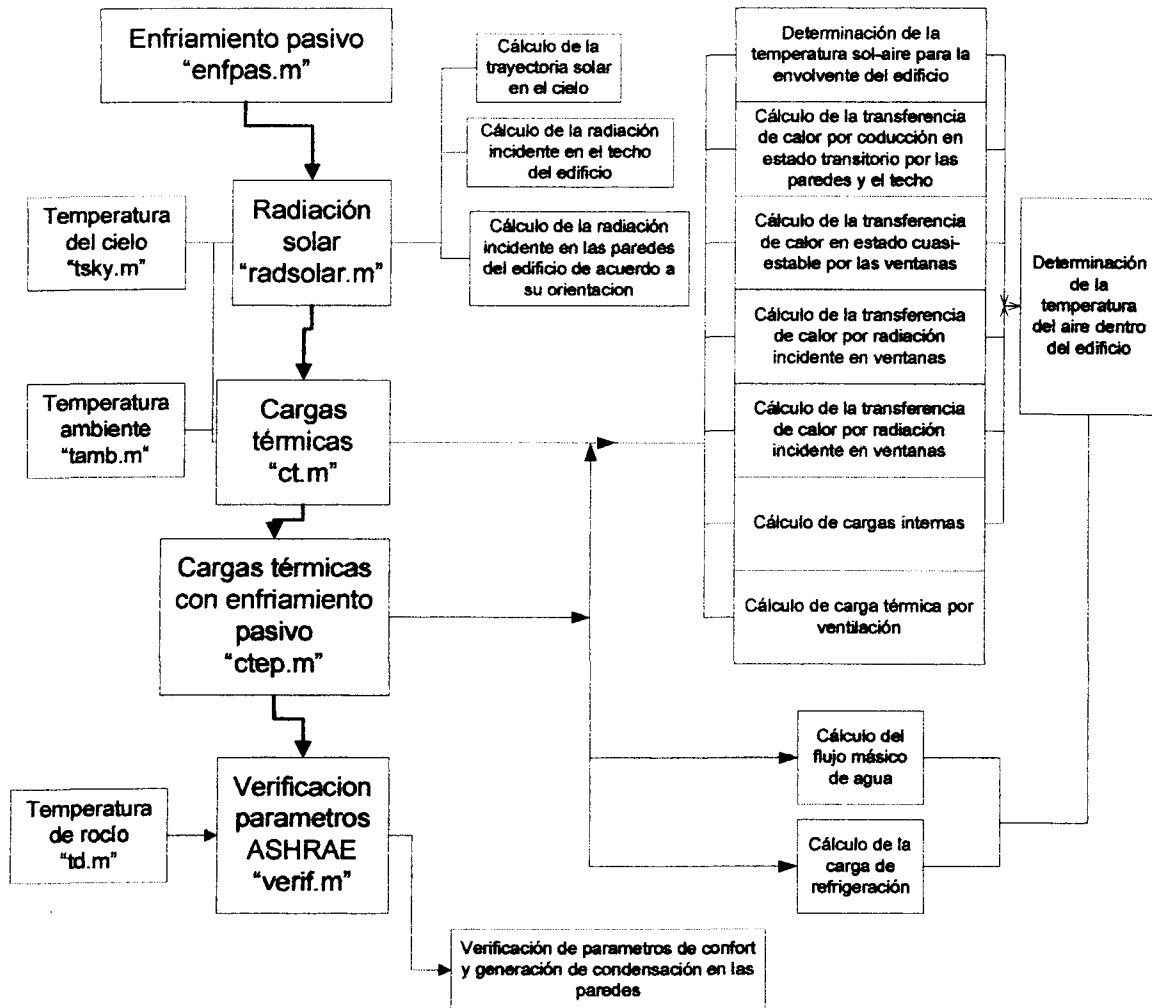


Figura 4.12 Orden de ejecución del simulador.

El valor del paso de tiempo empleado en el simulador fue establecido a prueba y error. Se decidió por un paso de 30 segundos ya que presenta estabilidad numérica en todos los escenarios probados. Sin embargo, dicho valor es mucho menor que el valor máximo permisible obtenido por las ecuaciones (3.22) y (3.23). Es deseable conocer a ciencia cierta el valor de dicho criterio, mas esto queda fuera del alcance de este trabajo. No es sencillo establecer una expresión analítica para el criterio de estabilidad en cuanto a la magnitud del paso de tiempo. Esto es debido a la linealización

## Capítulo 4. Enfriamiento Pasivo

---

de condiciones de frontera y al acoplamiento de ecuaciones en estado transitorio y cuasi-estable. Pruebas realizadas con el paso de tiempo máximo permisible calculado con las ecuaciones (3.22) y (3.23) generaron resultados divergentes y oscilantes en todos los casos.

## **Bibliografía.**

[1] <http://www.roth-spain.com/pex.htm>

# CAPÍTULO 5. SIMULACIÓN Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS.

“Si no es la verdad, está bien inventado  
(Se non `e vero `e ben trovato).”  
-Cardenal D`Este.

En éste capítulo se presenta la simulación de un cuarto que se encuentra en el segundo piso de una casa, se mostrarán con detalle los pasos a seguir para dar de alta los datos necesarios en el archivo ENFPAS.m, se desplegarán y se mostrarán y explicarán las gráficas que despliega el simulador.

El sitio donde vamos a realizar la simulación es en Monterrey, Nuevo León, con coordenadas geográficas 25.1 latitud norte y 100.5 longitud oeste, la altura respecto al nivel del mar es aproximadamente 520 metros y la zona horaria es la número 6, el cuarto está rodeado de otras construcciones de color claro, por lo que la reflectividad de acuerdo a la tabla 2.2 es de 0.6. El día en el que se realizará la simulación será el 21 de junio, el cual es el día mas largo del año.

El cuarto a simular se muestra en la figura 5.1, lo primero que necesitamos saber son las dimensiones y orientación del cuarto, además las dimensiones y localización de las ventanas. Como podemos ver en la figura el cuarto está dimensionado y con señalamiento de la orientación. Como las cuatro paredes están orientadas a los cuatro puntos cardinales, el ángulo de giro respecto al sur es cero.

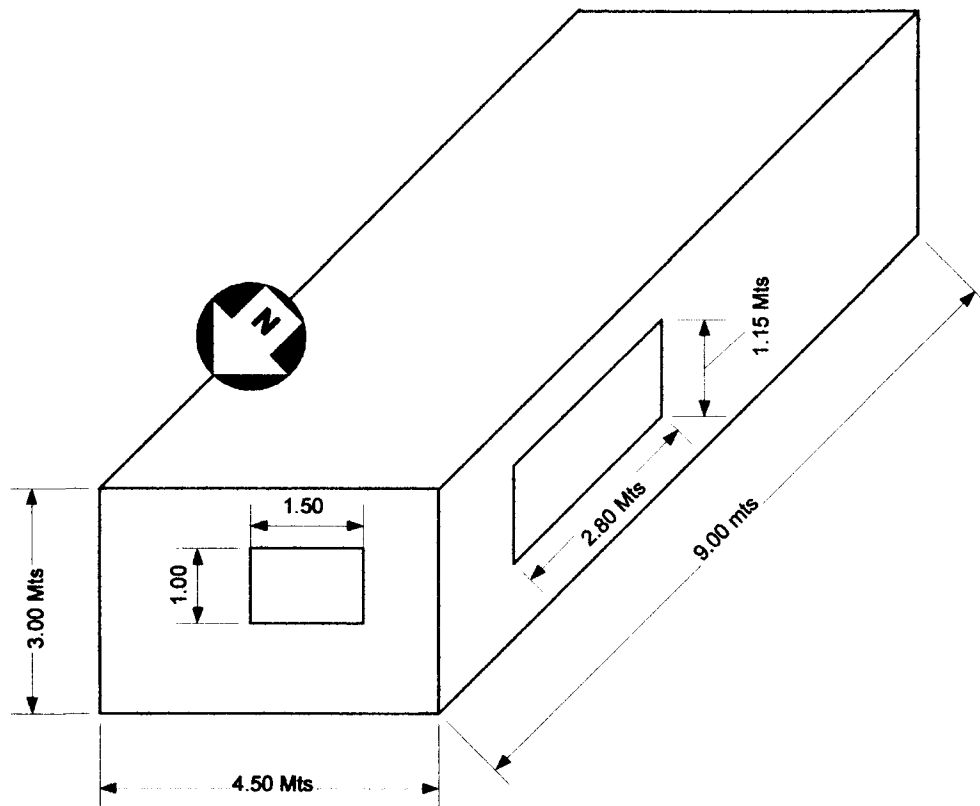
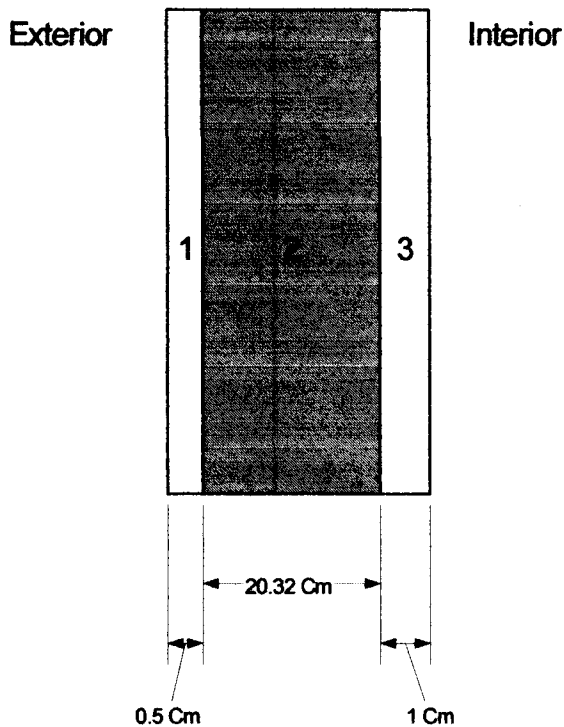


Figura 5.1 Dimensiones y orientación de la habitación a simular.



Ahora necesitamos conocer como están compuestas las paredes y el techo. Para las 4 paredes tenemos el esquema mostrado en la figura 5.2, la capa #1 es de cemento de mortero, la capa #2 es block pesado número 8 y la capa #3 es una capa de yeso. En la tabla 5.1 se presentan las propiedades de los materiales utilizados en las paredes de acuerdo al apéndice b.

Figura 5.2 Configuración de las paredes.

## Capítulo 5. Simulación y Resultados

Para el techo según la figura 5.3 tenemos 4 capas, la capa #1 es una afinado de cemento de mortero, la capa #2 es una capa de poliuretano, la tercera es un vaciado de concreto pesado que forma la loza y la capa #4 es yeso. Las propiedades de los materiales se encuentran en la tabla 5.1

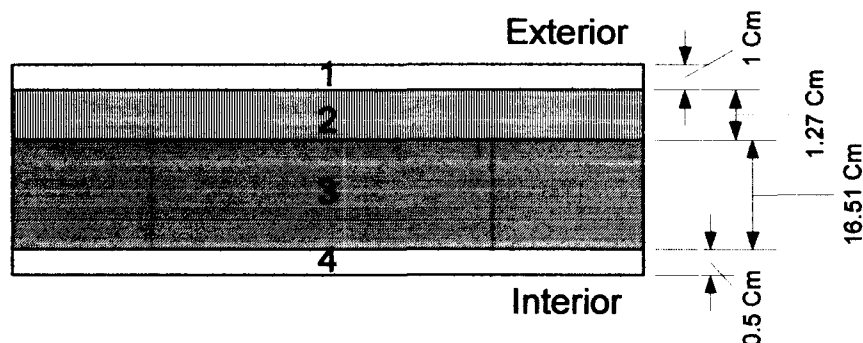


Figura 5.3 Configuración del techo

Tabla 5.1 Propiedades de materiales de construcción			
Material	conductividad ( $W.m^{-1}.C^{-1}$ )	Densidad ( $Kg.m^{-3}$ )	Calor específico ( $J.Kg^{-1}.^{\circ}C^{-1}$ )
Poliuretano (placa celular)	0.023	24	1590
Cemento de mortero	0.93	1900	840
Yeso	1.5	1900	840
Concreto pesado	1.3	2000	840
Block pesado	1.31	2240	840

Ya con estos datos podemos ejecutar el programa PC.m para determinar los valores que vamos a introducir en el archivo principal, después de introducir los datos, el archivo de texto result.txt muestra lo siguiente.

```
08-Apr-2004 23:27:30
PARA EL TECHO
La conductividad es: 0.27811 w/m.K
La densidad es: 1862.0581 kg/m^3
El calor especifico es: 840.6368 J/Kg.K
el espesor total es: 0.1928 mts
-----
```

### PARA LA PARED NORTE

La conductividad es: 1.3054 w/m.K

La densidad es: 2216.6484 kg/m<sup>3</sup>

El calor especifico es: 840 J/Kg.K

el espesor total es: 0.2184 mts

---

### PARA LA PARED SUR

La conductividad es: 1.3054 w/m.K

La densidad es: 2216.6484 kg/m<sup>3</sup>

El calor especifico es: 840 J/Kg.K

el espesor total es: 0.2184 mts

---

### PARA LA PARED ESTE

La conductividad es: 1.3054 w/m.K

La densidad es: 2216.6484 kg/m<sup>3</sup>

El calor especifico es: 840 J/Kg.K

el espesor total es: 0.2184 mts

---

### PARA LA PARED OESTE

La conductividad es: 1.3054 w/m.K

La densidad es: 2216.6484 kg/m<sup>3</sup>

El calor especifico es: 840 J/Kg.K

el espesor total es: 0.2184 mts

---

La capa exterior de todas las paredes y el techo es de cemento de mortero, de acuerdo al apéndice b vamos a considerar las propiedades ópticas del concreto, la emisividad tiene un rango de 0.85 a 0.95 y una absorptividad de 0.65 a 0.80, para fines de esta simulación vamos a tomar los valores medios de estos rangos, por lo que se tomará el valor de 0.9 para la emisividad y de 0.725 para la absorptividad.

Tenemos dos paredes con ventanas, La ventana de la pared norte es de 1.5 metros cuadrados y la ventana de la pared este es de 3.22 metros cuadrados, ambas están hechas con vidrio sencillo claro de tres milímetros y tienen cortina.

Consideramos una ocupación de 4 personas con poca actividad física y con ropa de verano. los aparatos eléctricos dentro del cuarto suman un consumo de 500 watts

## Capítulo 5. Simulación y Resultados

Por ser el día mas largo y uno de los más calientes del año, el rango de temperatura ambiente que se propone para esta simulación es de 28 a 40 grados centígrados y una humedad relativa del 40 por ciento.

Hasta este punto, con los datos que ya definimos podemos ejecutar el simulador sin considerar enfriamiento por las paredes, se hará esto para analizar el comportamiento térmico de la estructura y en base a esto decidir qué paredes son mejores candidatas para enfriar.

Los primeros datos desplegados en la ventana de comandos de MATLAB los da la subrutina RADSOLAR.m y se muestran en la tabla 5.2, de ahí podemos ver que el techo es la que recibe el valor máximo de radiación solar, la pared norte y sur son las que menor radiación solar reciben debido a su orientación y que la elevación del sol en ese día es máxima, la pared este y oeste son espejo entre sí, lo que la pared este recibe desde que amanece hasta el medio día solar, la pared oeste recibe la misma cantidad de radiación desde el medio día solar hasta que el sol se oculta. Este comportamiento lo podemos apreciar en la figura 5.1, donde se muestra el perfil de radiación incidente en las paredes y en el techo del cuarto que estamos simulando.

Tabla 5.2 Reporte de radiación incidente en las paredes y el techo	
Maxima radiacion por metro cuadrado recibida	
Techo-----	1224.8549 W/m <sup>2</sup>
Pared norte--	440.2187 W/m <sup>2</sup>
Pared sur----	471.3257 W/m <sup>2</sup>
Pared este---	1022.7319 W/m <sup>2</sup>
Pared oeste--	1022.7319 W/m <sup>2</sup>
-----	
Energia total recibida a lo largo del dia solar	
Duracion del dia: 13.5631 Horas	
Techo-----	598726.8 Joules/m <sup>2</sup>
Pared norte--	299391.5681 Joules/m <sup>2</sup>
Pared sur----	230168.2193 Joules/m <sup>2</sup>
Pared este---	419649.0658 Joules/m <sup>2</sup>
Pared oeste--	419649.0658 Joules/m <sup>2</sup>
-----	



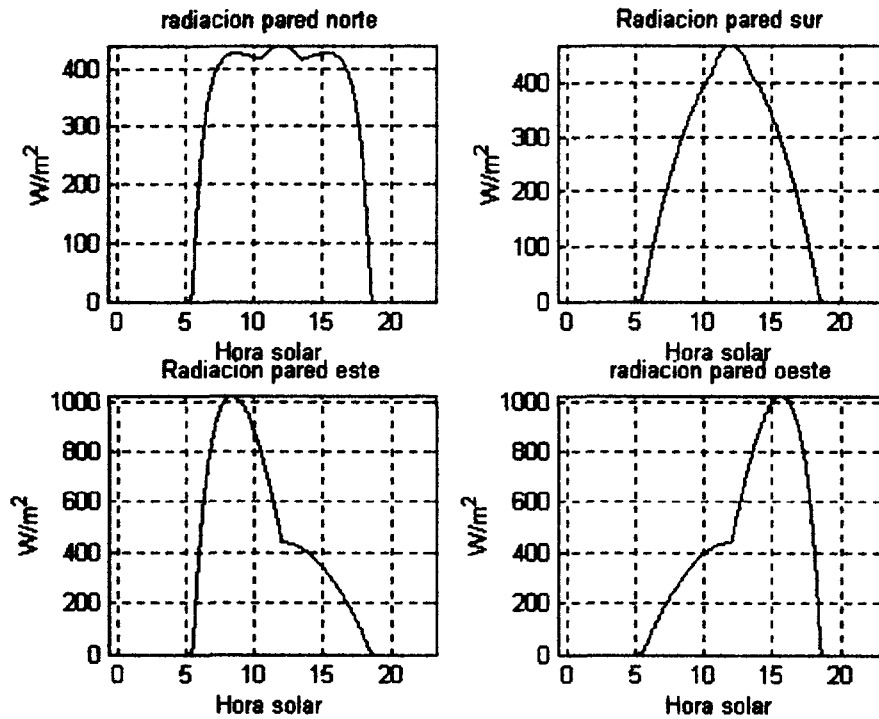


Figura 5.1 Perfiles de radiación incidente para las paredes del cuarto

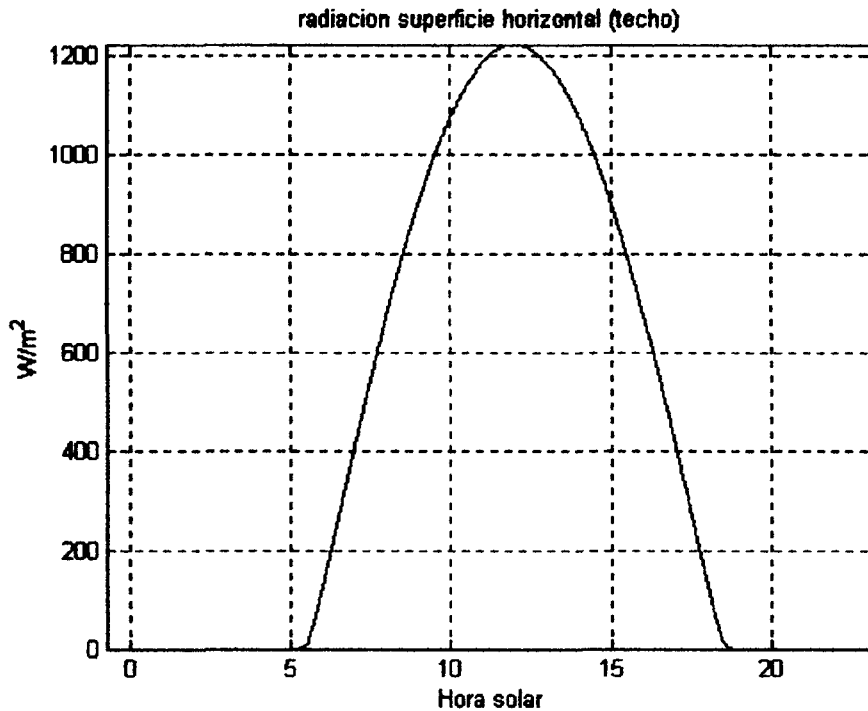


Figura 5.2 perfil de radiación incidente del techo del cuarto.

## Capítulo 5. Simulación y Resultados

La temperatura Sol-Aire que está relacionada con los datos que conforman las figuras 5.1 y 5.2 se muestra en la figura 5.3

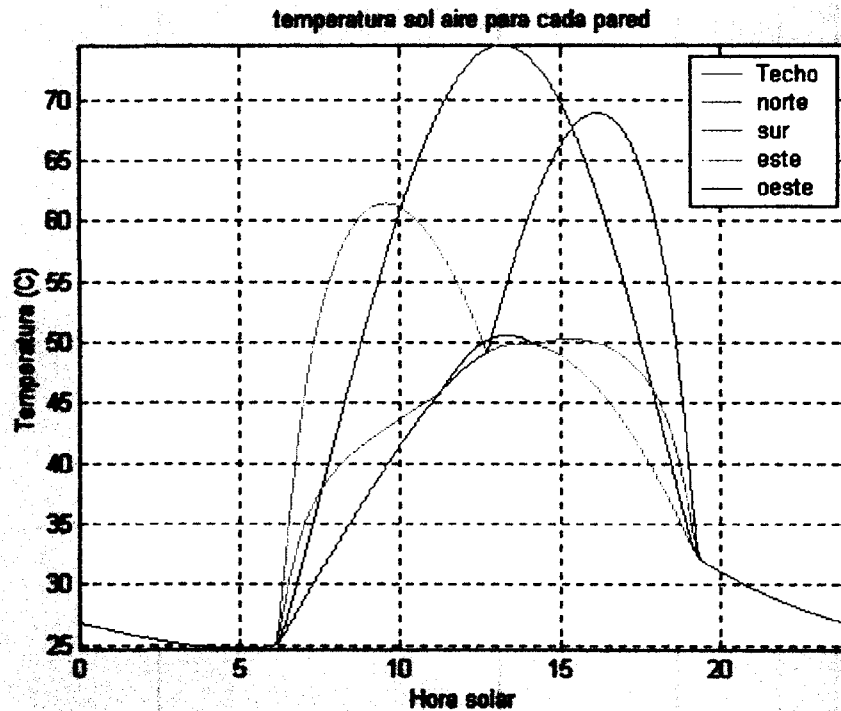


Figura 5.3 Temperatura Sol-Aire para las distintas paredes del cuarto

Hasta aquí podemos observar que a pesar de que las paredes este y oeste reciben la misma cantidad de radiación la temperatura Sol-aire para dichas paredes es diferente, con esto de antemano podemos saber que la pared oeste va a tener mayor carga térmica que la este, causado por que la temperatura Sol-Aire también depende de la temperatura ambiente y en la tarde se presentan las mayores temperaturas del día.

El simulador reporta, tal como ya se ha mencionado, el perfil de temperaturas dentro de la pared y del aire dentro del cuarto de acuerdo al intercambio energético que hay entre estos dos medios, estos resultados se muestran en las figuras 5.4, 5.5, 5.6, 5.7, y 5.8. Cabe aquí mencionar que las leyendas muestran el porcentaje de profundidad en la pared al que se calcula la temperatura partiendo desde la superficie interior de la misma.

Las leyendas de las siguientes figuras se refieren al 25, 50 y 75 por ciento de profundidad en la pared partiendo de la superficie interna de la misma, tal como lo muestra la figura 3.3

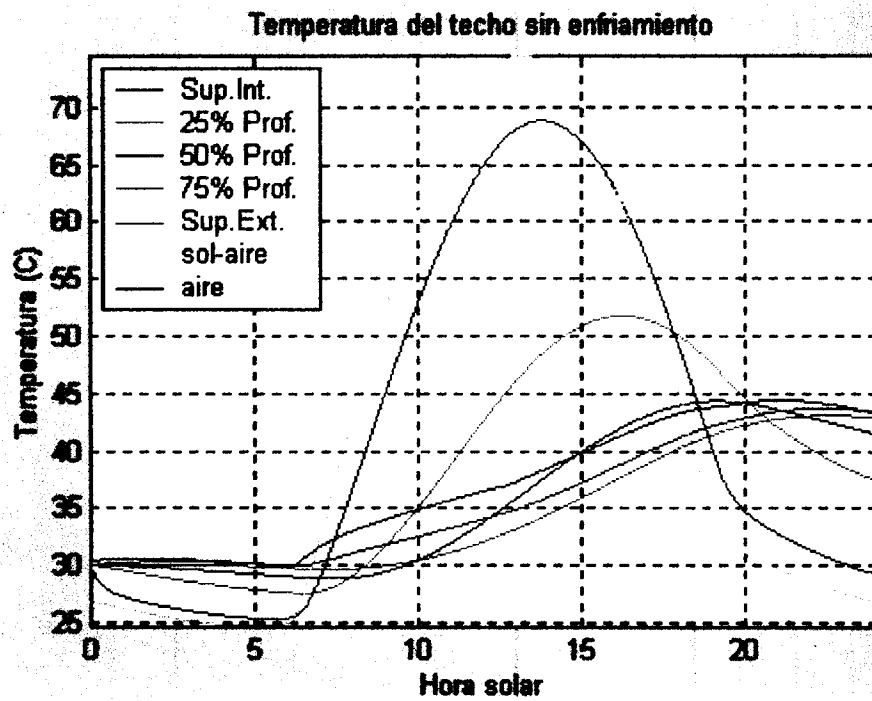


Figura 5.4 Perfil de temperaturas para el techo.

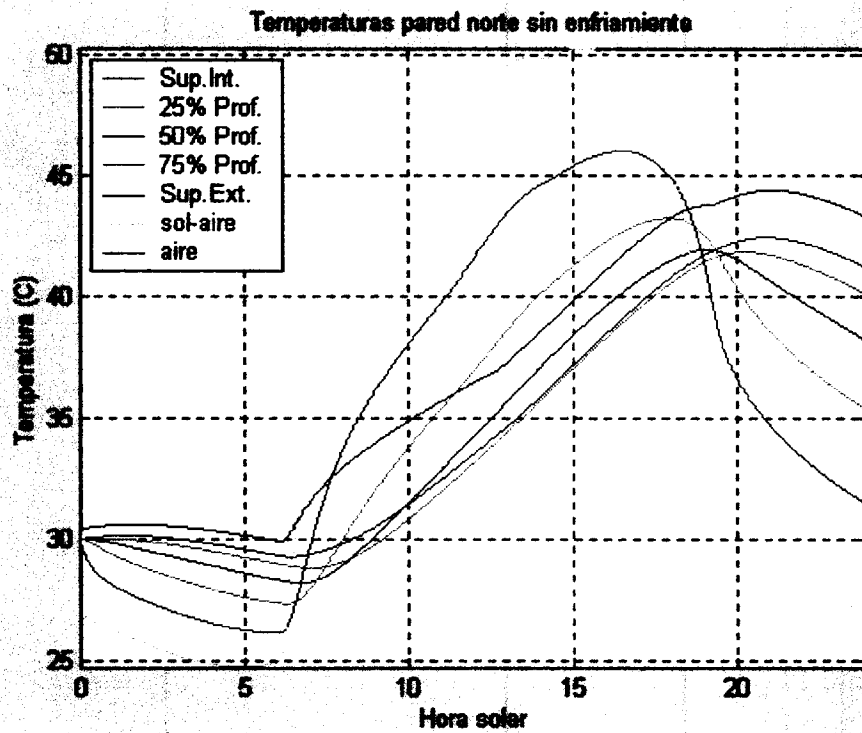


Figura 5.5 Perfil de temperaturas para la pared norte

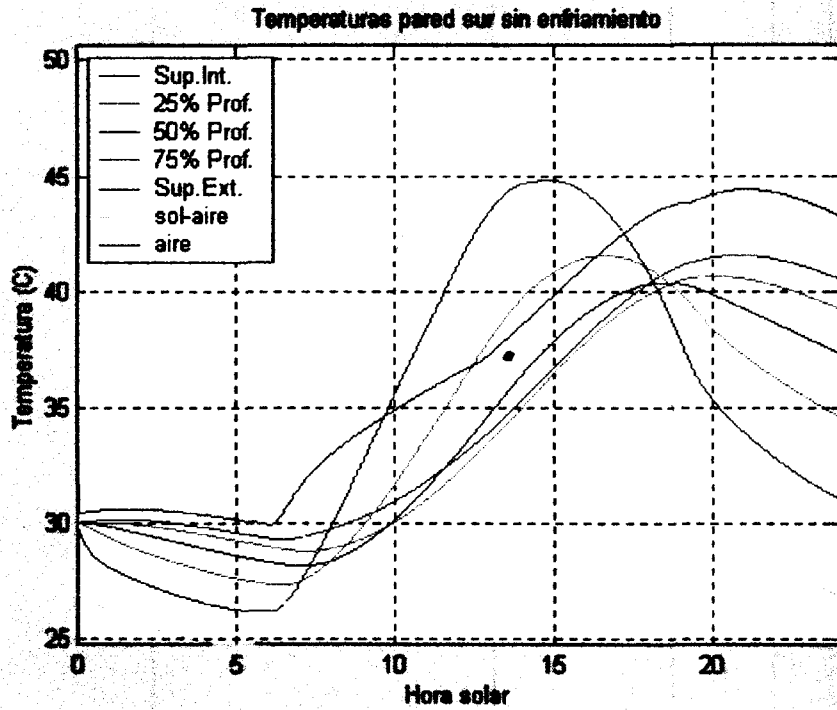


Figura 5.6 Perfil de temperaturas para la pared sur.

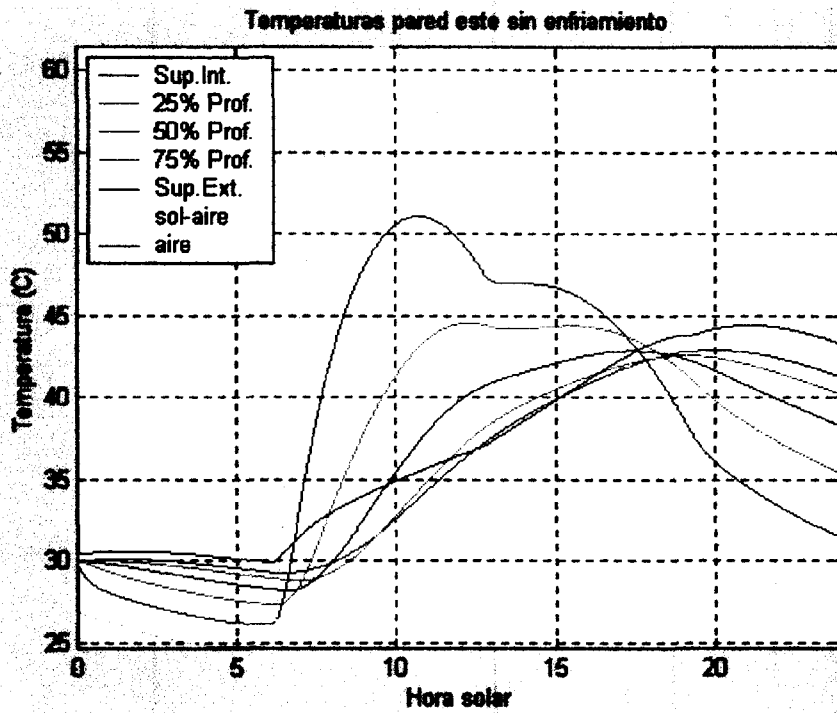


Figura 5.7 Perfil de temperaturas para la pared este.

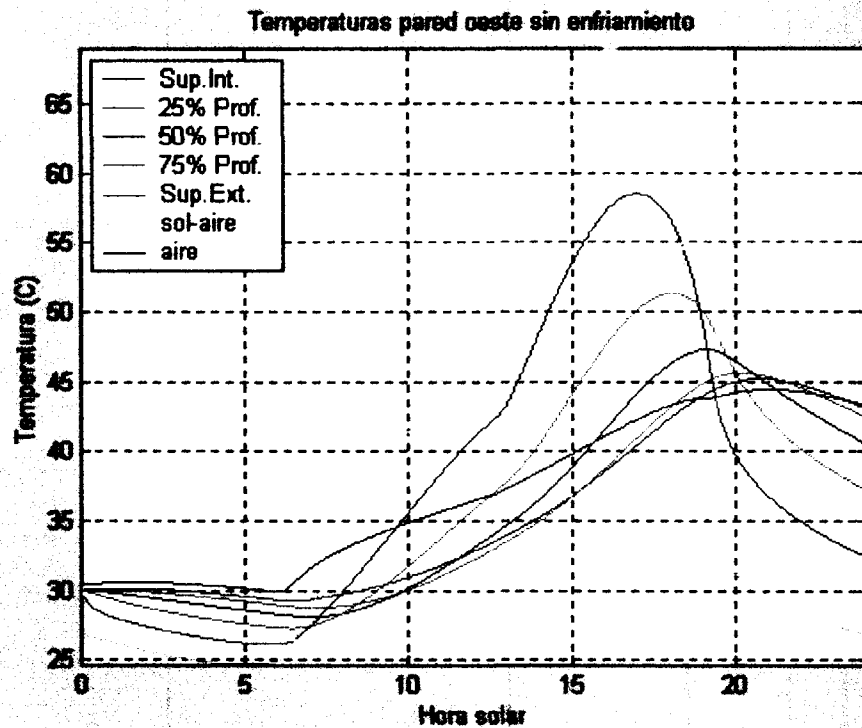


Figura 5.8 Perfil de temperaturas pared oeste

Lo primero que revisamos es el perfil de temperatura del aire dentro del cuarto, el cual alcanza una temperatura máxima aproximada a las 45 grados centígrados, lo cual ya puede ser peligroso para las personas que se encuentren adentro, sabiendo que la pared norte y sur no reciben mucha radiación solar parecería ideal enfriar ambas paredes pero hay que recordar que son las paredes con menor área y hasta el momento no podemos decir que sería una buena opción. De la figura 5.4 podemos observar que el techo tiene mayor diferencia de temperaturas entre nodos que en cualquier otra pared, esto debido a la capa de aislante que contiene, el techo no deja pasar fácilmente el calor proveniente del exterior tal como lo hacen las demás paredes que no tienen algún tipo de aislante y además tiene una gran área por lo cual podríamos considerarla como una buena candidata para ser enfriada. Revisando con cuidado la figura 5.8 vemos que los valores máximos de temperatura de la superficie interna, al 25 y 50 por ciento de profundidad en la pared están muy cerca de la zona donde también el aire dentro del cuarto presenta su valor máximo, comparando la temperatura máxima de estos tres nodos con las otras paredes exceptuando el techo son las mayores, por lo cual la pared oeste se convierte en la pared crítica o con la mayor carga térmica de las cuatro paredes, esto es un reflejo de la

## Capítulo 5. Simulación y Resultados

temperatura sol aire para la pared oeste y que es una pared con un área grande.

Para simular con enfriamiento pasivo vamos a proponer inicialmente una temperatura del agua de 16 grados centígrados y vamos a enfriar el techo y la pared norte.

Dependiendo de las paredes que hayamos escogido para la enfriar, la subrutina CTEP.m nos da un mensaje con los flujos de agua requeridos para remover el calor necesario para mantener el nodo por el cual se circula el agua a la temperatura que nosotros propusimos, la cantidad de calor removido y las toneladas de refrigeración necesarias, también nos dice si se ha alcanzado la zona de confort de acuerdo a los parámetros de la ASHRAE. De no ser así nos despliega la temperatura máxima y mínima del alcanzada por el aire dentro del cuarto, así como las gráficas de los perfiles de temperaturas con la temperatura al 25 por ciento de profundidad controlada a la temperatura que nosotros elegimos.

Ejecutando el simulador con las condiciones antes mencionadas obtenemos el siguiente mensaje.

```
-----TECHO-----  
Calor maximo removido----- 6541.2108 Watts  
Calor promedio removido----- 4082.1573 Watts  
Flujo maximo requerido----- 0.52667 Litros por segundo  
Flujo promedio requerido---- 0.32868 Litros por segundo  
Toneladas de refrigeracion-- 1.1607 Toneladas  
  
-----PARED NORTE-----  
Calor maximo removido----- 8632.6628 Watts  
Calor promedio removido----- 3382.1781 Watts  
Flujo maximo requerido----- 0.69506 Litros por segundo  
Flujo promedio requerido---- 0.27232 Litros por segundo  
Toneladas de refrigeracion-- 0.96167 Toneladas  
  
-----CONFORT NO ALCANZADO-----  
De acuerdo a la simulacion, durante el periodo de operacion  
del enfriamiento pasivo con las condiciones de operacion  
descritas en enfpas.m , no se cumple con el nivel de confort de acuerdo  
a la ASHRAE para el aire dentro del establecimiento  
el rango requerido es de 22 a 26 grados centigrados
```

## Capítulo 5. Simulación y Resultados

con los parametros de simulacion las temperaturas son:

Temp. minima: 29.9689 Grados centigrados

Temp. maxima: 32.2541 Grados centigrados

-----Reporte de Condensacion-----

No se presenta condensacion en ninguna pared.

Enfriando el techo y la pared norte no es suficiente, veamos la figura 5.9 para ver el perfil de temperatura del aire dentro del cuarto ya con enfriamiento pasivo

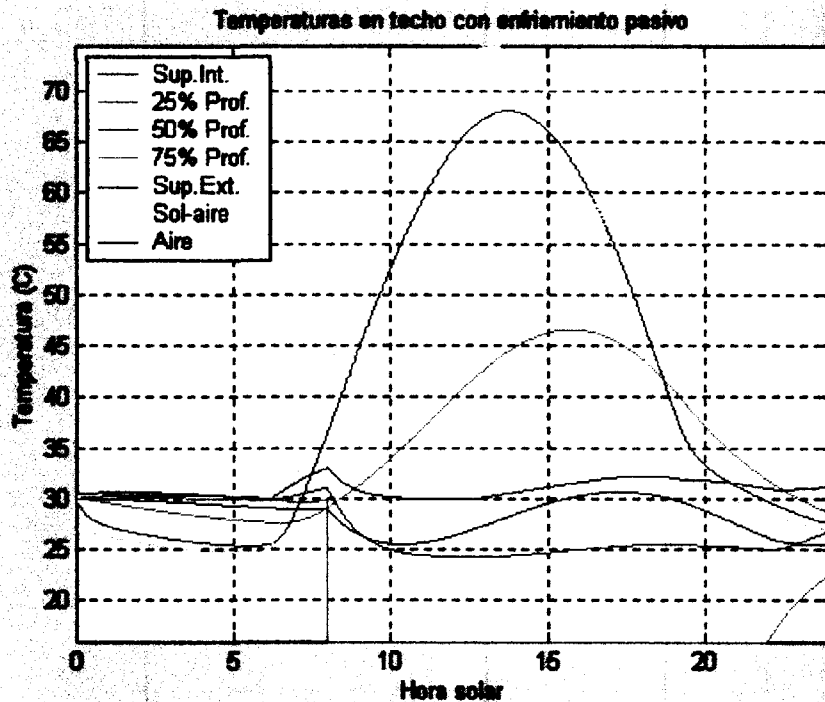


Figura 5.9 Perfil de temperaturas pared oeste con enfriamiento pasivo.

Es muy claro que se ha disminuido la temperatura del aire dentro del cuarto, pero aún sigue siendo elevada, vamos a realizar de nuevo la simulación enfriando exclusivamente la pared oeste y analizar los resultados que se muestran a continuación.

-----PARED OESTE-----

Calor maximo removido----- 16859.1752 Watts

Calor promedio removido----- 7716.4781 Watts

Flujo maximo requerido----- 1.3574 Litros por segundo

Flujo promedio requerido---- 0.62129 Litros por segundo

Toneladas de refrigeracion-- 2.1941 Toneladas

## Capítulo 5. Simulación y Resultados

### -----CONFORT NO ALCANZADO-----

De acuerdo a la simulacion, durante el periodo de operacion del enfriamiento pasivo con las condiciones de operacion descritas en enfpas.m , no se cumple con el nivel de confort de acuerdo a la ASHRAE para el aire dentro del establecimiento el rango requerido es de 22 a 26 grados centigrados

con los parametros de simulacion las temperaturas son:

Temp. minima: 31.4737 Grados centigrados

Temp. maxima: 34.6922 Grados centigrados

### -----Reporte de Condensacion-----

No se presenta condensacion en ninguna pared

De nuevo no hemos alcanzado el confort pero podemos ver que hemos logrado mantener la temperatura interna dentro de un rango cerrado, Luego de varios intentos, lo más cercano que se pudo llegar al rango de confort fue enfriando las 4 paredes con agua a 17 grados centígrados, el desplegado de simulador muestra los siguiente.

### -----PARED NORTE-----

Calor maximo removido----- 7987.1353 Watts

Calor promedio removido----- 2634.4443 Watts

Flujo maximo requerido----- 0.64309 Litros por segundo

Flujo promedio requerido---- 0.21211 Litros por segundo

Toneladas de refrigeracion-- 0.74906 Toneladas

### -----PARED SUR-----

Calor maximo removido----- 7784.0601 Watts

Calor promedio removido----- 2488.8161 Watts

Flujo maximo requerido----- 0.62674 Litros por segundo

Flujo promedio requerido---- 0.20039 Litros por segundo

Toneladas de refrigeracion-- 0.78388 Toneladas

### -----PARED ESTE-----

Calor maximo removido----- 16696.3292 Watts

Calor promedio removido----- 5900.2986 Watts

Flujo maximo requerido----- 1.3443 Litros por segundo

Flujo promedio requerido---- 0.47506 Litros por segundo

Toneladas de refrigeracion-- 1.6777 Toneladas

### -----PARED OESTE-----

Calor maximo removido----- 15568.1202 Watts

Calor promedio removido----- 5909.6898 Watts

Flujo maximo requerido----- 1.2535 Litros por segundo

Flujo promedio requerido---- 0.47582 Litros por segundo



## Capítulo 5. Simulación y Resultados

Toneladas de refrigeracion-- 1.6803 Toneladas

-----CONFORT NO ALCANZADO-----

De acuerdo a la simulacion, durante el periodo de operacion del enfriamiento pasivo con las condiciones de operacion descritas en enfpas.m , no se cumple con el nivel de confort de acuerdo a la ASHRAE para el aire dentro del establecimiento el rango requerido es de 22 a 26 grados centigrados

con los parametros de simulacion las temperaturas son:

Temp. minima: 20.7054 Grados centigrados

Temp. maxima: 25.7945 Grados centigrados

-----Reporte de Condensacion-----

No se presenta condensacion en ninguna pared

El motivo por el cual no se pudo alcanzar el rango de confort se discutirá en el capítulo de conclusiones, aquí lo que podemos ver es que hemos logrado mantener la temperatura del cuarto en un rango cercano al de confort y tal como lo comenta la referencia [1] el rango de confort no es más que un muestreo de una población donde se reporta que el 80% de la muestra encuentra ese rango de temperatura agradable. Nos encontramos dentro de límite superior pero 1.25 grados centígrados por debajo del límite inferior, quedará en decisión de usuario si le es agradable este rango de temperaturas.

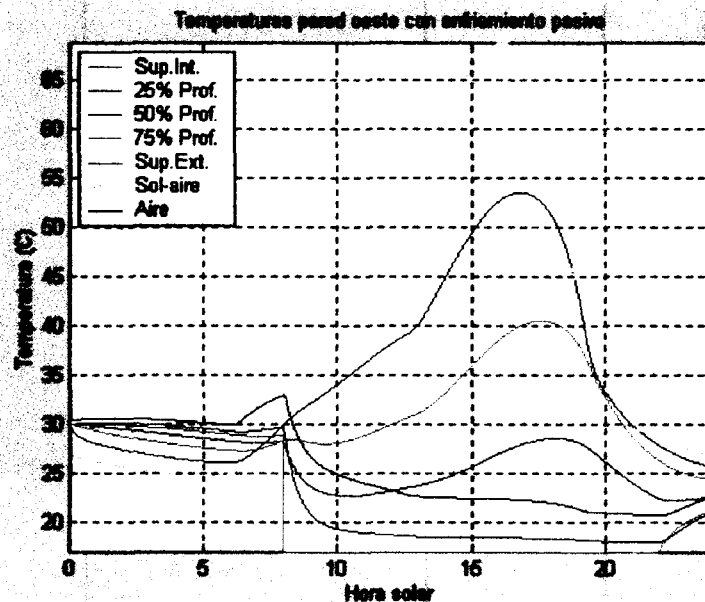


Figura 5.10 Perfil de temperaturas de la pared oeste con enfriamiento en las 4 paredes del cuarto.

## Capítulo 5. Simulación y Resultados

Finalmente en la figura 5.10 observamos el comportamiento a lo largo del día de la temperatura dentro de la habitación, para lograr reducir la temperatura de lo mostrado en las figuras 5.4, 5.5, 5.6, 5.7, y 5.8 requerimos 4.89 toneladas de refrigeración, en términos prácticos son 5 toneladas, si aislamos las paredes tal como se encuentra el techo se podría lograr el confort con menos requerimiento energético, recordando de que ése es el fin del enfriamiento pasivo, que el edificio interaccione con el ambiente que lo rodea para que la estancia sea agradable con los menores requerimientos energéticos externos posibles.

El listado del archivo ENFPAS.m con el cual se llevó a cabo la última simulación se muestra en el apéndice "C".

### 5.1 Estimación económica.

El agua puede usarse en un circuito cerrado donde el líquido se recircula y se requiere un enfriador y una bomba o bien puede provenir de un circuito abierto tal como un río o una laguna cercana al edificio que cumpla con los requerimientos de temperatura, sólo se requerirá en este caso una bomba para introducir el agua en las paredes. Para el análisis de estimación de costos se utilizará el caso de circuito cerrado.

El costo inicial del equipo suele ser el punto de mayor peso en la elección de un equipo, sin contar mucho el costo de operación del mismo. Para el cuarto simulado se requiere una capacidad de 5 toneladas promedio de refrigeración. se han seleccionado dos equipos, un clima central tipo paquete marca YORK y el otro es un enfriador de agua marca POLAR de la misma capacidad. De acuerdo a los fabricantes, los datos de placa son los mostrados en la tabla 5.3 [2], [3]

Chiller Polar TT060300AA @ 5 Ton	Equipo tipo paquete York CMA06011 @ 5 ton
Trifásico Voltaje nominal. 240V Corriente nominal del condensador. 20.9 A Corriente nominal del intercambiador. 7.5 A	Trifásico Voltaje nominal. 240 V corriente nominal. 37.5A

## Capítulo 5. Simulación y Resultados

Se consideró una cantidad total de 250 tubos de .25 pulgadas de diámetro colocados horizontalmente a lo alto del cuarto. También una bomba para el chiller de una potencia calculada de 531 Watts, esta potencia se obtuvo haciendo un balance de energía mecánica en el sistema de tubos que estarían instalados dentro de la pared, los detalles de los cálculos se muestran en el apéndice "E".

El costo de operación de los equipos se realizó durante dos meses ya que es el periodo de facturación por CFE para residencias

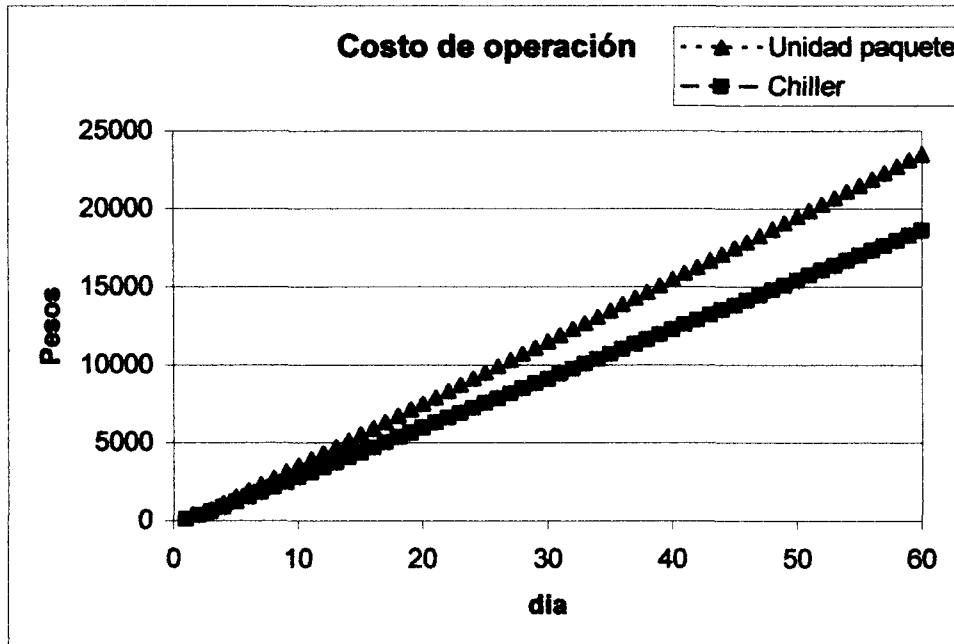


Figura 5.11 Costos acumulados de operación de los equipos

Los costos fueron calculados según los precios para el mes de Mayo del 2003 para zonas con tarifa residencial 1C, el costo por kilowatt-hora base es de \$0.477 pesos (de cero a 150 kilowatts-hora), el costo intermedio es de \$0.71 (siguientes 300 kilowatts-hora) y el precio de energía excedente es de \$1.898 pesos por kilowatt-hora, el dólar tiene un precio de \$11.40 pesos por dólar en el mes mencionado.

Si se considera que el equipo está conectado a su propio medidor según la tabla mostrada en el apéndice "E" para el final de los dos meses que dura el periodo de facturación residencial, el enfriador de agua a consumido un total de 10007 kilowatts-hora con un costo total de \$18598 pesos, para el equipo central se tiene un consumo de 12638 kilowatts-hora con un importe de \$23498 pesos (figura 5.11),

## Capítulo 5. Simulación y Resultados

con una diferencia de \$4900 pesos, el porcentaje de reducción del costo de operación es aproximadamente 20.8%

Si analizamos la figura 5.12, el porcentaje de ahorro para cada día la tendencia es de estabilizar el porcentaje de ahorro alrededor del 21 %, esto es claramente visible si se realizan los cálculos tomando sólo el precio de la energía en tarifa excedente, tal como se muestra en apéndice "E"

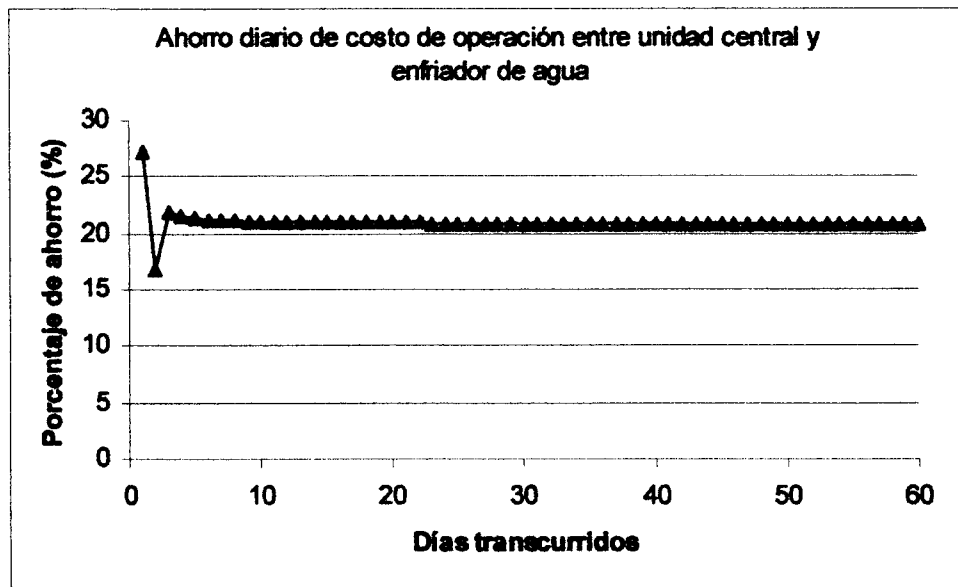


Figura 5.12 Ahorro diario de costo de operación

Se pueden estimar costos iniciales de equipo basándose en correlaciones de estimación de costos de acuerdo a la ecuación (5.1) [4]

$$P = Cr * \left( \frac{S}{St} \right)^m \quad (5.1)$$

donde

P= Costo estimado del equipo (Dolares).

Cr= Costo del equipo de referencia (x\$1000 dolares).

S= Capacidad del equipo que se desea estimar.

Sr= Capacidad de referencia del equipo

m= Exponente sobre la relación de capacidad

Para el caso del aire acondicionado tipo paquete el costo que se tendría para este equipo ya instalado se estimaría con los siguientes parámetros Cr=2.2, St=2, S=5, m=0.83. "S" y "St" según la tabla 3.3

## Capítulo 5. Simulación y Resultados

de la referencia [4] esta expresada en toneladas de refrigeración. El costo estimado del equipo York es de \$4706 dólares.

Para el enfriador de agua se tiene una  $Cr=13.6$ ,  $St=50$ ,  $S=5$   $m=.5$ , arrojando un costo estimado de \$ 4300 dólares.

La bomba que utilizaremos para mover el agua tiene una  $Cr=2$ ,  $St=10$ ,  $S=.531$   $m=.26$ , dando un costo estimado de la bomba de \$932 dólares.

El costo total del enfriador del agua sin considerar la tubería de polietileno reticulado e instalación es de \$5232 dólares, haciendo el cambio a pesos, el costo sería de \$59,648.19. Es importante mencionar que los costos estimados por medio de correlaciones representan el precio máximo posible del equipo.

Haciendo un análisis de retorno simple, el enfriador de agua ahorra un promedio de \$2450 pesos cada mes por concepto de energía, si dicho ahorro se divide entre el costo total inicial del equipo, el retorno simple de la inversión se logra en 2 años considerando que el equipo de refrigeración es de eficiencia comercial y de costo elevado. el valor tiempo de retorno se puede ver afectado mes con mes por que la Comisión Federal de Electricidad cambia el costo de la energía de acuerdo a los recursos que existan en el país para generarla.

### **Bibliografía.**

[1] Jan F. Kreider, Peter A. Curtis, Ari Rabal, "Heating and cooling of buildings" McGraw Hill

[2] [www.polar.com](http://www.polar.com)

[3] [www.york.com](http://www.york.com)

[4] Burmeister, Louis "Elements of Thermal-fluid system design"  
Prentice Hall 1998

# CAPÍTULO 6. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS.

“El conocimiento llega, pero la sabiduría se queda.”  
-Alfred Tennyson

A lo largo de esta tesis se ha presentado de una manera teórica la propuesta de una forma alterna de climatizar una zona de una casa o un edificio, la técnica de enfriamiento pasivo en la práctica evitará la instalación de ductos, manejadoras de aire, válvulas, ventiladores, compresores y demás aparatos que los actuales sistemas HVAC requieren para funcionar, haciendo una analogía a los sistemas europeos de calefacción hidrónica puede llegar a ahorrarse hasta un 40% en la energía sólo por eliminar el manejo del aire [1], estudios de SEMBRA ENERGY COMPANY en cuanto a la calidad del aire muestran que se mejora en sistemas de enfriamiento pasivo por que se evita la recirculación del aire y que no haya contacto de éste con superficies mojadas, tales como los evaporadores o manejadoras de agua helada de los sistemas convencionales que llegan a generar moho y hongos que quedan suspendidos en el aire que los ocupantes del edificio respiran y evitamos el molesto zumbido que hace el aire al salir por los ductos. También los costos de mantenimiento se reducen considerablemente ya que el sistema es simple y al eliminar los ductos de aire tenemos menos equipo en operación y genera menor costo el mantenerlo.

En el capítulo 5 se ha propuesto un escenario y no se ha llegado al estado de confort requerido por la ASHRAE, debemos tener en cuenta que para un sistema convencional de aire acondicionado lo único que importa es el volumen de aire a refrigerar. En cambio, al utilizar las paredes como sumideros de calor, nos afectan muchas variables tales como las dimensiones de las paredes, el material con el que estén construidas las mismas, el color que tengan, el tamaño de las ventanas, la orientación del edificio, el día del año en el que nos encontremos (por cuestiones de la elevación del sol y la radiación que reciben las superficies), la temperatura del aire fuera del edificio y otras tantas ya discutidas con anterioridad. En el escenario del capítulo 5 se puede probar con diferentes orientaciones del edificio llegando así a reducir la carga en las paredes con mayor área y reduciendo del flujo de calor hacia adentro del cuarto, claro es que en la práctica esto sería un "qué pasaría si..." ya que el cuarto en cuestión existe y es imposible mover su orientación, lo que nos lleva a pensar que si antes

## Capítulo 6. Conclusiones

de hacer la construcción pensáramos en la orientación que nos induce menor radiación en las paredes con mayor área, desde éste punto estamos haciendo que el edificio sea parte de nuestros planes para reducir la carga térmica y por consiguiente reducir la energía que necesito invertir para mantener su temperatura a un nivel confortable.

El simulador está hecho para mantener fija la temperatura del agua para enfriar, sería un muy buen tema para una tesis posterior el implementar una técnica de control moderno tal como el control adaptivo para regular la temperatura del agua según los requerimientos térmicos del sistema.

El simulador contempla ventilación pero no contempla infiltraciones de aire, y de la ventilación solamente se toma en cuenta la carga térmica sensible, lo que en realidad pasaría es que el aire que entra al edificio puede llegar cargado de mucha humedad y al mezclarse con el aire dentro del cuarto que se encuentra frío puede generar condensación en las paredes. Las zonas semidesérticas se caracterizan por tener baja humedad relativa, pero en ciertos periodos del año, especialmente en temporadas de lluvia, pueden llegar a ser muy calientes y muy húmedos, por lo cual considerando o no infiltraciones es necesario instalar un monitor de humedad dentro de la zona a climatizar o bien un condensador que remueva la humedad que hay dentro del cuarto, este condensador puede funcionar con la misma agua fría que alimenta a las paredes.

En cuanto al modelo presentado para el cálculo de geometría solar y radiación, se utilizó un modelo que no considera el factor de sombreado de nubes ni la dispersión por contaminantes[2], [3], [4] en la atmósfera, el modelo usado en la subrutina RADSOLAR.m es perfectamente válido en días despejados cuando la carga térmica externa de un edificio es la más crítica, en la experiencia del autor midiendo la radiación solar con instrumentos tan sencillos como una celda fotovoltaica o tan modernos como los piranómetros a base de termopilas una nube puede llegar a reducir hasta en dos terceras partes la radiación incidente sobre una superficie al medio día. Además estas fluctuaciones son aleatorias y responden a la probabilidad de que una nube se interponga entre el sol y la superficie de nuestro interés, esa probabilidad depende de la densidad de nubes existentes en el cielo, entre otras cosas, se requiere del conocimiento de datos históricos para implementar un algoritmo que considere la participación de las nubes, aerosoles, contaminantes y polvo en la atmósfera en el modelo de radiación solar, los datos históricos en



ocasiones son difíciles de conseguir y resultaría mayor trabajo conseguirlos que resolver el problema de carga térmica y como nuestro interés está enfocado a zonas semidesérticas, donde está nublado de noche o cuando es temporada de lluvias, que se reducen a dos o tres meses en el año, se utiliza un modelo de cielos claros, sin la intervención de nubes ni contaminantes. Para un modelo de radiación solar más robusto revisar la referencia [3].

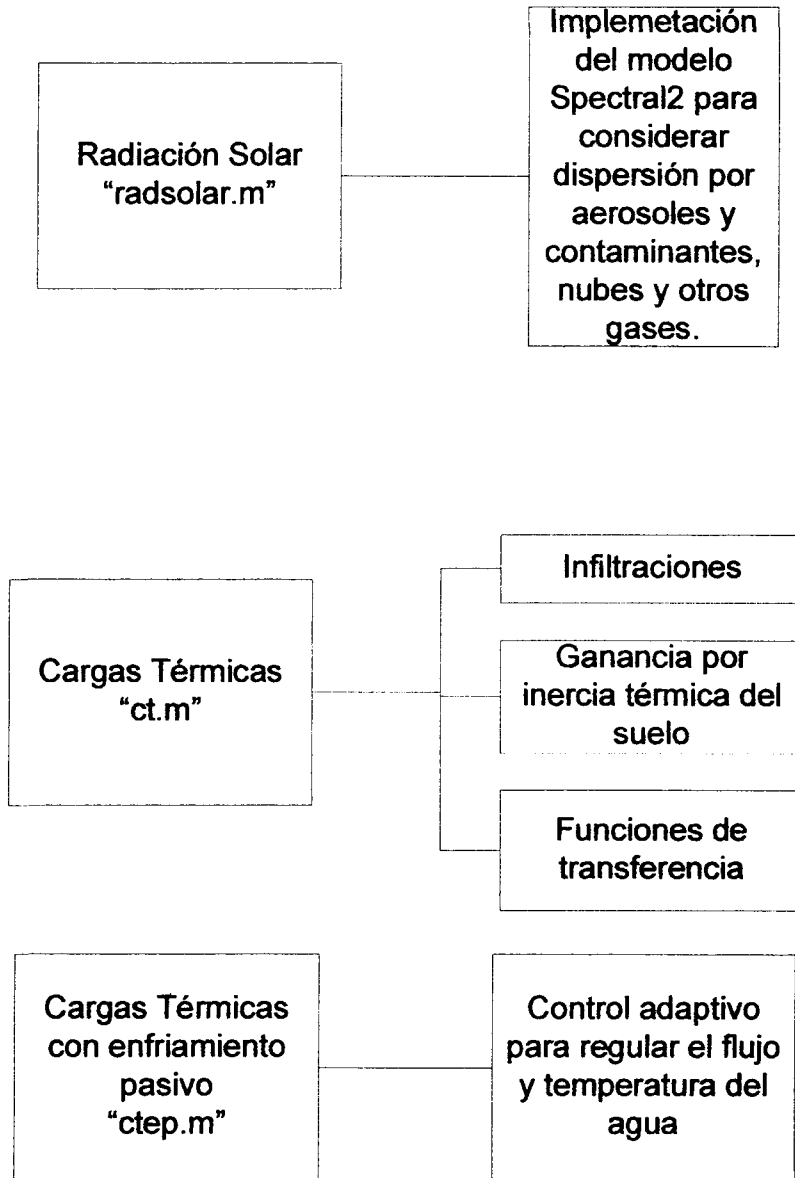
Por último debo mencionar que el sistema es muy difícil instalarlo en edificios ya construidos, significaría romper paredes y techos para instalar la tubería correspondiente de agua fría. Al contrario de los sistemas convencionales por compresión de vapor, tenemos que planear la instalación del sistema de enfriamiento pasivo desde el momento mismo de dibujar los planos de construcción, el costo extra de planeación e instalación deberá de sopesarse con la realidad de que se contará con un sistema de enfriamiento no invasivo, que no hace ruido, que no nos genera problemas de salud como alergias que puedan producir los climas actuales por la generación de hongos, y principalmente un ahorro de energía al dejar el aire en su lugar, ya que no hay necesidad de moverlo de donde está para enfriarlo.

### 6.1 Trabajos futuros

A lo largo de la investigación y el desarrollo de ésta tesis se encontraron diversos modelos y maneras diferentes de calcular con mayor detalle lo que se ha presentado hasta el momento. Algunos modelos que mejorarían la exactitud de los resultados podrían requerir una tesis completa para explicarlos e implementarlos. De manera general se puede implementar el modelo SPECTRAL2 mencionado anteriormente en el cálculo de radiación solar para considerar partículas suspendidas y contaminantes en el efecto de dispersión de la luz solar. Para el cálculo de cargas térmicas se puede incluir la consideración de infiltraciones de aire y ganancia de calor por medio del suelo de edificio o del cuarto a simular, se pueden considerar técnicas mas avanzadas orientadas al control de procesos como el utilizar funciones de transferencia que permitan implementar estrategias de control tal como el control adaptivo para controlar el flujo y temperatura del agua según la dinámica térmica del edificio. Finalmente para el cálculo de la temperatura del cielo se puede mejorar la exactitud de los resultados si se considera la presión parcial de vapor de agua disuelto en el aire atmosférico y establecer ecuaciones válidas para el cálculo de la emisividad del cielo para el día y la noche.

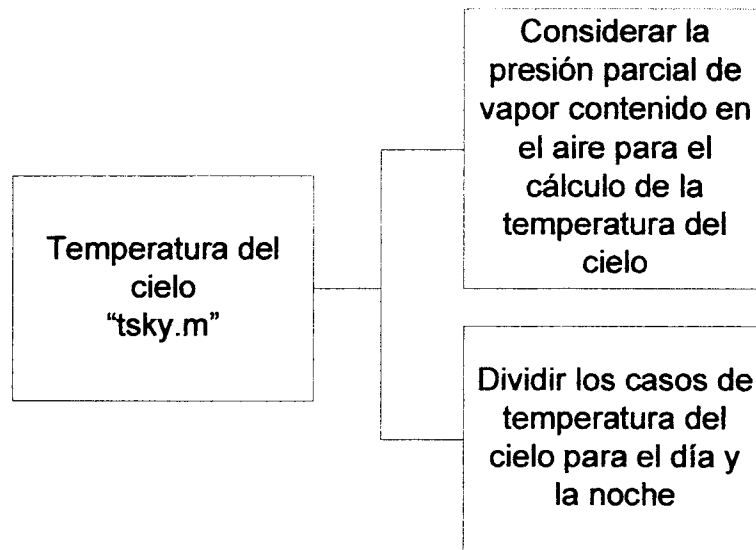
## Capítulo 6. Conclusiones

Mediante diagramas de bloques se muestran las posibles mejoras que se pueden hacer al código generado de acuerdo a lo encontrado en la investigación bibliográfica realizada al inicio de este proyecto.



## Capítulo 6. Conclusiones

---



### **Bibliografía**

[1] Pacific gas and electric company, Sempra energy company, Southwestern California Edison international "Energy design resources" brochure, Boulder, Colorado

[2] Kreith, Kreider "Principles of solar engineering" McGrawHill

[3] Alcaraz, Oper, Lopez " transmisión de calor" Universidad politécnica de Valencia.

[4] Lunde, Peter "Solar thermal engineering" Ed. Wiley

# APENDICE A. VALIDACIÓN DEL METODO DE DIFERENCIAS FINITAS PARA CÁLCULOS DE GANANCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN EN PAREDES

El método de diferencias finitas se escogió debido a que nos da la facilidad de controlar la temperatura en un punto establecido por nosotros en la geometría a analizar, si queremos tener un nodo a una temperatura fija lo podemos controlar sin problema, o si queremos monitorear la temperatura de los nodos internos dependiendo de la temperatura de los nodos externos también lo podemos hacer, pero para fines de esta tesis, es necesario comprobar que este método da resultados confiables.

Esta validación, al igual que el simulador de cargas térmicas antes presentado se hizo en MATLAB y se comparó el método de diferencias finitas con un modelo que fue a su vez validado con una ecuación analítica que describe el fenómeno de transferencia de calor de nuestro interés.

Las ecuaciones a utilizar vienen descritas en la tesis doctoral de Corina Stetiu llamada "Radiant cooling in US office buildings: Towards eliminating the perception of climate-imposed barriers" de la Universidad de California en Berkeley. [1]

Lo que se propone en esta tesis es dividir la pared en nodos al igual que en diferencias finitas pero en lugar de resolver ecuaciones algebraicas como es el caso de diferencias finitas, se resuelven tantas ecuaciones diferenciales de primer orden como nodos internos se establezcan dentro de la pared.

La ecuación que determina la temperatura en un nodo interior en el modelo RC es.

$$\frac{T_{i-1} - T_i}{R_{i-1}} = C_i \frac{dT_i}{dt} + \frac{T_i - T_{i+1}}{R_{i+1}} \quad (\text{A.1})$$

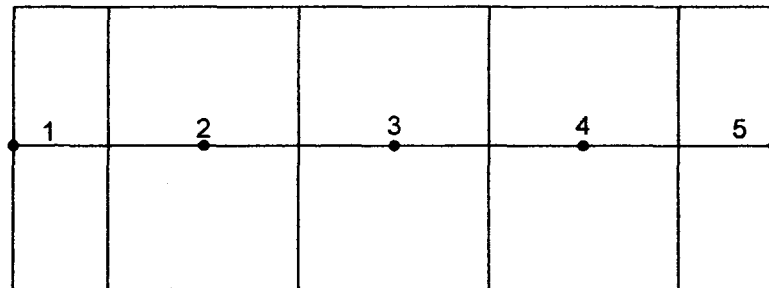
## Apéndice A. Validación

Donde  $(i-1)$  e  $(i+1)$  representan los nodos adyacentes al nodo  $i$  (ver figura A.1). La resistencia térmica del material "R" y la capacitancia "C" se definen como.

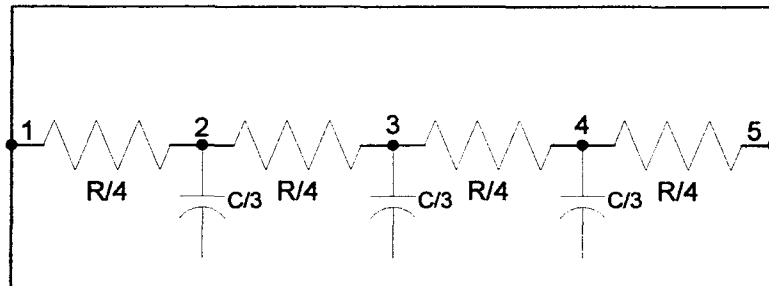
$$R = \frac{\Delta x}{k} \quad (\text{A.2})$$

$$C = \rho C_p \Delta x \quad (\text{A.3})$$

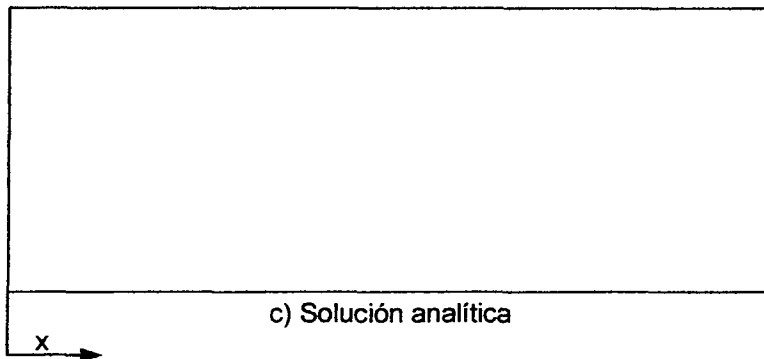
$\Delta x$  representa la separación entre nodos,  $k$  es la conductividad térmica del material,  $\rho$  es la densidad de la pared y  $C_p$  es la capacidad calorífica de la pared.



a) Esquema para diferencias finitas



b) Esquema para modelo RC



c) Solución analítica

Figura A.1 Distribución de nodos para diferencias finitas, modelo RC y solución analítica.

## Apéndice A. Validación

La solución analítica de la temperatura para una placa a una distancia  $x$  del plano  $x=0$  es. [2]

$$T(x,t) = A \cdot \text{sen}(\omega t + \varepsilon + \phi) + 2\pi\alpha \sum_{n=1}^{\infty} \frac{n(-1)^n (\alpha n^2 \pi^2 \text{sen}(\varepsilon - \omega l^2) \cos(\varepsilon))}{\alpha^2 n^4 \pi^4 + \omega^2 l^4} \cdot \text{sen}\left(\frac{n\pi x}{l}\right) e^{-\frac{\alpha n^2 \pi^2 t}{l}} \quad (\text{A.4})$$

donde

$$A = \left| \frac{\text{senh}(Kx(1+i))}{\text{senh}(Kl(1-i))} \right| = \left\{ \frac{\cosh(2Kx) - \cos(2Kx)}{\cosh(2Kl) - \cos(2Kl)} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (\text{A.5})$$

$$\phi = \arg \left\{ \frac{\text{senh}(Kx(1+i))}{\text{senh}(Kl(1+i))} \right\} \quad (\text{A.6})$$

y

$$K = \left( \frac{\omega}{2\varepsilon} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (\text{A.7})$$

La ecuación (A.4) es la solución analítica para obtener la temperatura en un punto  $x$  y un tiempo  $t$  en una placa plana con un flujo de calor cíclico (senoidal) en una de las fronteras, el cual es el caso ideal con solución exacta mas cercano a nuestro caso, que es un flujo de calor que tiene un comportamiento cíclico pero no de una manera senoidal.

La solución analítica fue comparada con la solución del sistema de ecuaciones que resultan de modelar la figura A.1b con la ecuación (A.1).

Para nuestro caso lo que haremos es plantear las ecuaciones que resuelven la temperatura para cada nodo de la pared mostrada en la figura A.1a y A.1b y supondremos el siguiente escenario:

1. Todos los nodos de la pared a un tiempo  $t=0$  se encuentra a una temperatura uniforme conocida.
2. La pared se expondrá súbitamente a un medio con un coeficiente de convección infinita tal que las temperaturas de los nodos que se encuentran situados en la superficie de la pared siempre serán constantes y conocidas
3. Las propiedades térmicas de la pared son independientes de la temperatura.

Siendo así, supongamos que las paredes mostradas en la figura A.1a y A.1b tienen un espesor de 15 cm, una conductividad térmica "k" de  $1.8 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ , una densidad de  $2950 \text{ kg/m}^3$  y un calor específico de  $2500 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$ , que a tiempo  $t=0$  todos los nodos se encuentran a  $50 \text{ }^\circ\text{C}$  y súbitamente se expone la pared a un medio que se encuentra a  $25 \text{ }^\circ\text{C}$ , nos interesa saber la temperatura justo del centro de la pared a lo largo 24 horas.

De acuerdo a las ecuaciones (3.12) (3.13) (3.14) (3.15) y (3.16) las ecuaciones a resolver por diferencias finitas en estado transitorio son:

$$T_1^{p+1} = 25 \quad (\text{A.8})$$

$$T_2^{p+1} = Fo(T_3^p + T_1^p) + (1 - 2Fo)T_2^p \quad (\text{A.9})$$

$$T_3^{p+1} = Fo(T_4^p + T_2^p) + (1 - 2Fo)T_3^p \quad (\text{A.10})$$

$$T_4^{p+1} = Fo(T_5^p + T_3^p) + (1 - 2Fo)T_4^p \quad (\text{A.11})$$

$$T_5^{p+1} = 25 \quad (\text{A.12})$$

De nuevo, siguiendo el esquema de la figura A.1b las ecuaciones diferenciales que se deberán resolver simultáneamente de acuerdo a la ecuación (A.1) son:

$$T_1 = 25 \quad (\text{A.13})$$

$$\frac{T_1 - T_2}{R} = C \frac{dT_2}{dt} + \frac{T_2 - T_3}{R} \quad (\text{A.14})$$

$$\frac{T_2 - T_3}{R} = C \frac{dT_3}{dt} + \frac{T_3 - T_4}{R} \quad (\text{A.15})$$

$$\frac{T_3 - T_4}{R} = C \frac{dT_4}{dt} + \frac{T_4 - T_5}{R} \quad (\text{A.16})$$

$$T_5 = 25 \quad (\text{A.17})$$

con las siguientes condiciones iniciales

$$T_{2(t=0)} = 50 \quad (\text{A.18})$$

$$T_{3(t=0)} = 50 \quad (\text{A.19})$$

$$T_{4(t=0)} = 50 \quad (\text{A.20})$$

Una vez ejecutado el programa en MATLAB llamado valid.m, donde se resuelven todas las ecuaciones necesarias para obtener el



## Apéndice A. Validación

comportamiento transitorio de las temperaturas en el centro de la pared, graficamos como varía la temperatura del nodo central que representaría la temperatura de la pared justo en medio y obtenemos la siguiente solución.

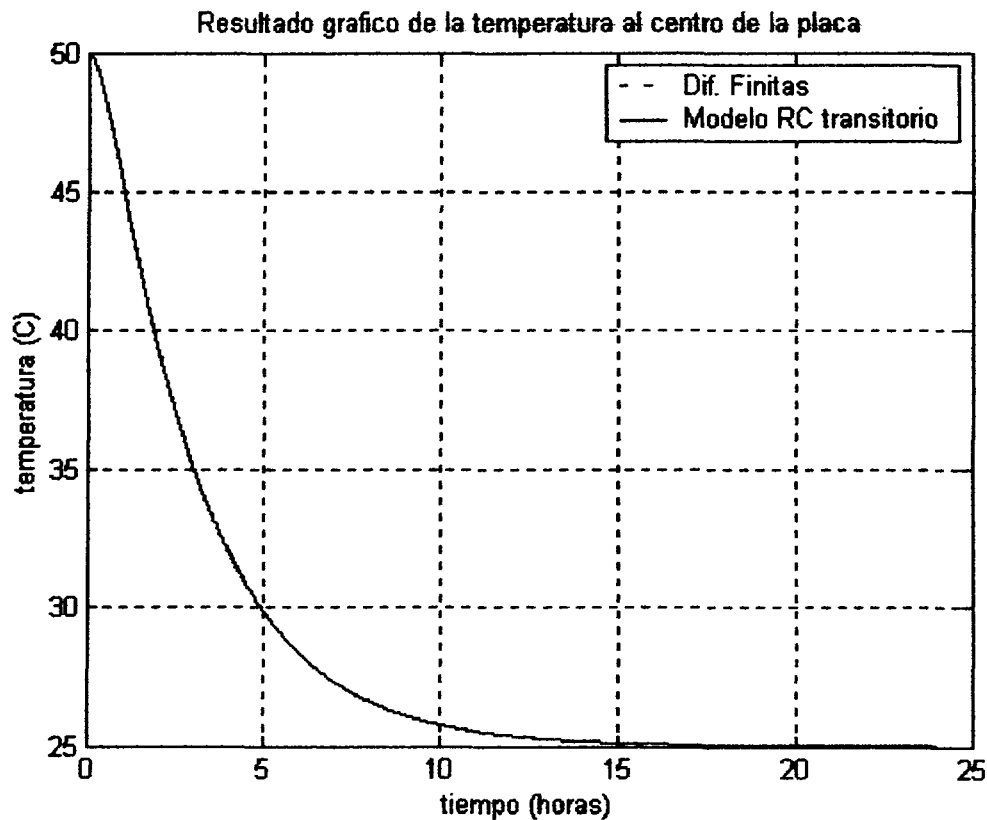


Figura A.2 Solución por Método RC y Diferencias finitas.

Ambas soluciones son muy parecidas, la figura A.3 muestra un acercamiento a alguna sección de la gráfica para poder ver en detalle la diferencia de temperaturas entre ambos métodos.

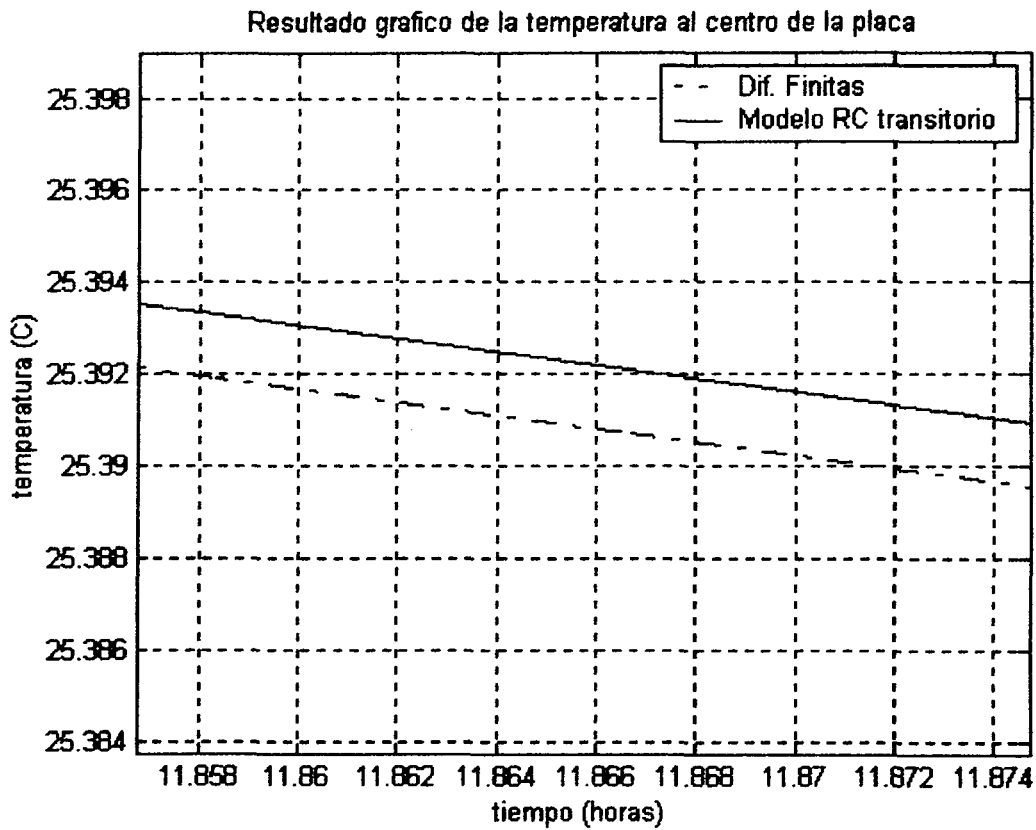


Figura A.3 Acercamiento a alguna sección de la figura A.2

La mejor manera de cuantificar el la diferencia entre el modelo RC y el método de diferencias finitas es obteniendo el error entre ambas gráficas, tal como lo muestra la figura A.4

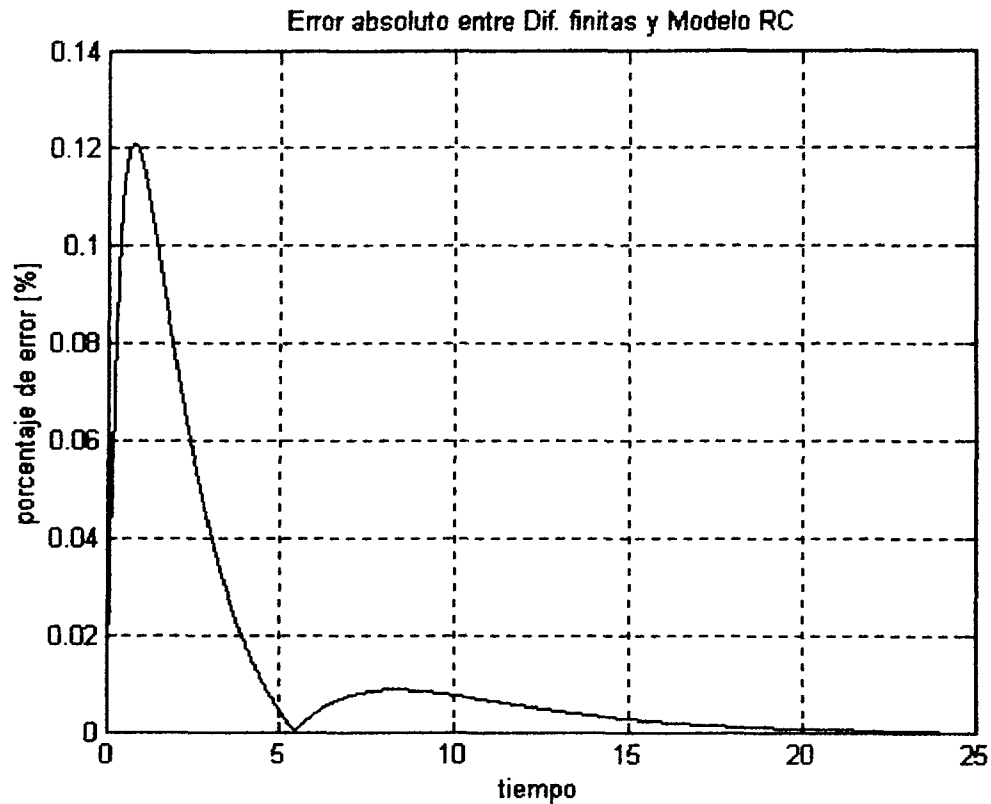


Figura A.4 Gráfica del porcentaje de error entre modelo RC y diferencias finitas.

Claramente se observa que el error máximo ligeramente sobrepasa el 0.12%, así que con esto se puede afirmar que el método de diferencias finitas que usamos en nuestro caso es válido y el error es totalmente despreciable para fines de ingeniería.

El código del archivo `valid.m` se presenta a continuación. (todos los acentos son omitidos con intención)

```
% validacion de diferencias finitas
% esta funcion calcula la temperatura
% interior de una pared por medio de
% diferencias finitas y el metodo RC
% Ing. Jose Gerardo Garza de Leon
% 4-feb-2004

clear all
clc

disp('Este programa muestra la solucion por');
disp('diferencias finitas y por el modelo RC');
```

## Apéndice A. Validación

```
disp('para una pared plana de un grosor de 15 cm');
disp('con una conductividad termica de 1.8 W/m.K');
disp('una densidad de 2950 kg/m^3 y una capacidad');
disp('termica de 2500 J/kg.K. ');
disp('Las graficas muestran la temperatura en el');
disp('centro de la pared a lo largo del tiempo');
disp('y el error entre los metodos, siendo el');
disp('metodo RC considerado el modelo exacto');
disp('Inicialmente el interior de la pared se encuentra a 50 grados');
disp('y las superficies se someten a una temperatura de 0 grados');
disp("");
disp('presione una tecla para empezar con la validacion');
pause;
disp('espere unos segundos')
muestra=24;      %cantidad de horas para realizar la prueba
esptecho=.15;   %espesor de la pared en metros
t=0:30:muestra*3600;% 30 segundos para cada deltaT
kt=1.8;         %conductividad del material
rhot=2950;      %densidad del material
cpt=2500;       %capacidad calorifica del material
deltatiempo=.5/60;
time=0:deltatiempo:muestra;

alfat=kt/(rhot*cpt); %difusividad termica
Fot=alfat*(deltatiempo*3600)/(esptecho/4)^2; %numero de Fourier
%-----DIFERENCIAS FINITAS-----
%condiciones iniciales
t1_t(1)=50;
t2_t(1)=50;
t3_t(1)=50;
t4_t(1)=50;
t5_t(1)=50;
%---solucion de ecuaciones---
for i=2:length(time)
    t1_t(i)=25;
    t2_t(i)=Fot*((t3_t(i-1))+(t1_t(i-1)))+(1-2*Fot)*(t2_t(i-1));
    t3_t(i)=Fot*((t4_t(i-1))+(t2_t(i-1)))+(1-2*Fot)*(t3_t(i-1));
    t4_t(i)=Fot*((t5_t(i-1))+(t3_t(i-1)))+(1-2*Fot)*(t4_t(i-1));
    t5_t(i)=25;
end
%---MODELO RC---
syms t2 t3 t4 t5 t6 ti R C
[t2,t3,t4]=dsolve('(t1-t2)/(R)=(C)*Dt2+(t2-t3)/(R)',...%ecn 1er nodo interior
'(t2-t3)/(R)=C*Dt3+(t3-t4)/(R)',...%ecn 2do nodo interior
'(t3-t4)/(R)=C*Dt4+(t4-t5)/(R)',... %ecn 3er nodo interior
't2(0)=ti','t3(0)=ti','t4(0)=ti'); %condiciones iniciales.
```

```
%condiciones iniciales
%ti representa la temperatura interna de la pared
ti=50;
%t2 y t5 representa la temperatura de la superficie
%de la paredes
t1=25;t5=25;
%definicion de la resistencia entre nodos
R=((esptecho/4)/kt);
%deficicion de la capacitancia en cada nodo
C=rhot*cpt*(esptecho/4);
t3eval=eval(t3);

%encuentra el porcentaje de
%error y graficalo
for i=1:length(time)
    err(i)=abs((-t3_t(i)+t3eval(i))/t3eval(i))*100;
end
%--Generacion de graficas---
figure(1)
plot(time,t3_t,'k-.',time,t3eval,'k')
grid;
legend('Dif. Finitas','Modelo RC transitorio')
xlabel('tiempo (horas)');
ylabel('temperatura (C)');
title('Resultado grafico de la temperatura al centro de la placa')
figure(2)
plot(time,err,'k')
grid
title('Error absoluto entre Dif. finitas y Modelo RC')
xlabel('tiempo')
ylabel('porcentaje de error [%]')
disp('Listo')
```

## **Bibliografía.**

[1] Stetiu, Corina, "Radiant cooling in US office buildings: Towards eliminating the perception of climate-imposed barriers" Apéndice A Universidad de California en Berkeley, 1999

[2] H. S. Carslaw and J. C. Jaeger, *Conduction of heat in solids*. Clarendon Press, Second edition, Oxford, 1978.

# Apéndice B. Propiedades de materiales de construcción

## APENDICE B. PROPIEDADES TERMOFISICAS DE MATERIALES DE CONSTRUCCION.

Este apéndice tiene como propósito mostrar las propiedades térmicas importantes de varios materiales de construcción con el fin de poder hacer simulaciones con valores reales de las propiedades de los materiales. Estas propiedades son la conductividad térmica, densidad, calor específico, absorptividad y emisividad. Todos estos datos fueron extraídos de libro "Energy simulation in building design" de J.A. Clarke

La siguiente lista se divide en 4 categorías.

1. Impermeables: Materiales que actúan como barrera de agua y no alteran sus propiedades cuando son expuestos a ambientes húmedos o mojados
2. No higroscópicos: Aislantes ligeros como plásticos esponjosos y lanas minerales, estos materiales son permeables al vapor de agua pero no la absorben si ésta se condensa sobre ellas.
3. Inorgánicos porosos: principalmente materiales de construcción, como ladrillo y cemento cuya capacidad de absorber agua es significativa y sus propiedades cambian según la cantidad de agua que tengan, la propiedad mas afectada es la conductividad térmica.
4. Orgánicos higroscópicos: materiales orgánicos, principalmente madera que absorben grandes cantidades de agua.

### Categoría 1

Material	Conductividad ( $W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ )	Densidad ( $Kg \cdot m^{-3}$ )	Calor específico ( $J \cdot Kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ )
Asfalto			
Vaciado	1.2	2100	920
Cubierta reflejante	1.2	2300	1700
Cubierta para techo	1.15	2330	840
Bituminosos			
Pisos	0.85	2400	1000

## Apendice B. Propiedades de materiales de construcción

Aislante Material	0.20 Conductividad ( $W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ )	1000 Densidad ( $Kg \cdot m^{-3}$ )	1700 Calor específico ( $J \cdot Kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ )
<b>Vidrio</b>			
Hoja celular	0.048	140	840
Fibra de vidrio	0.052	140	840
4mm claro	1.05	2500	750
flotado			
6mm	1.05	2500	750
reflejante			
Block	0.70	3500	840
Cerámico	1.4	2500	840
Placa	0.76	2710	840
Ladrillo	1.4	2500	840
Espejo	2.80	2500	840
<b>Linóleo</b>			
Regular	0.19	1200	1470
<b>Metales</b>			
Aluminio	203	2700	880
Latón	110	8500	390
Bronce	64	8150	-
Cobre	384	8600	390
Duraluminio	160	2800	580
Hierro	72	7900	530
Hierro vaciado	56	7500	530
Plomo	35	11340	130
Acero	45	7800	480
Acero inoxidable	29	7850	480
Estaño	65	7300	240
Zinc	113	7000	390
<b>PVC</b>			
Regular	0.16	1380	1000
Láminas	0.19	1200	1470
<b>Hule</b>			
Regular	0.17	1500	1470
Duro	0.15	1200	1000
Esponjoso	0.032	70	1680
Laminado	0.30	1600	2000



## Apendice B. Propiedades de materiales de construcción

### Categoría 2

Material	Conductividad ( $W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ )	Densidad ( $Kg \cdot m^{-3}$ )	Calor específico ( $J \cdot Kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ )
<b>Alfombra</b>			
Hule celular en la parte inferior	0.10	400	1360
Sintético	0.06	160	2500
<b>Espumas</b>			
Fenol	0.04	30	1400
Fenol rígido	0.035	110	1470
Poli-isocianato	0.03	45	1470
Poliuretano	0.028	30	1470
Cloruro de polivinilo	0.035	37	1470
Formaldehído de uréa	0.054	14	1470
<b>Fibra de vidrio</b>			
Placa	0.035	25	1000
Lana	0.04	12	840
<b>Relleno suelto</b>			
Vermiculita exfoliada	0.069	260	880
Vidrio granular	0.07	180	840
Perlita expandida	0.051	100	1090
Arena	1.74	2240	840
Pedacería de piedra	0.96	1800	1000
<b>Lana mineral</b>			
Regular	0.038	140	840
Fibrosa	0.043	96	840
Unida con resina	0.036	99	1000
<b>Misceláneos</b>			
Cubierta acústica	0.057	290	1340

## Apendice B. Propiedades de materiales de construcción

Material	Conductividad ( $W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ )	Densidad ( $Kg \cdot m^{-3}$ )	Calor específico ( $J \cdot Kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ )
Perlita	0.046	65	840
Panel de perlita	0.055	170	840
Vermiculita	0.058	350	840
Panel de vermiculita	0.082	350	840
Placa mineral preformada	0.042	240	760
Fibra mineral	0.04	100	1800
Poliestireno rígido	0.036	16	1210
Silicón	0.18	700	1000
Lámina de plástico	0.5	1050	840
Poliestireno			
Extruido	0.035	25	1470
Expandido	0.035	23	1470
Expandido con PVC	0.04	100	750
Poliuretano			
Placa celular	0.023	24	1590
Expandido	0.023	24	1590

### Categoría 3

Material	Conductividad ( $W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ )	Densidad ( $Kg \cdot m^{-3}$ )	Calor específico ( $J \cdot Kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ )
Asbesto			
Cemento	1.02	1750	840
Placa cementada	0.58	1920	1010
Ladrillo			
Aireado	0.3	1000	840
Quemado	0.44	1500	650
Para Recubrimiento interno	0.62	1800	840
Para recubrimiento externo	0.96	2000	650

## Apendice B. Propiedades de materiales de construcción

Reforzado	1.10	1920	840
Cemento y yeso			
Cemento regular	0.72	1860	840
Block de cemento	0.33	520	2040
Cemento de mortero	0.93	1900	840
Yeso	1.5	1900	840
Yeso con agregado de arena	0.72	1860	840
Yeso denso	0.5	1300	1000
Yeso ligero	0.16	600	1000
Yeso con vermiculita	0.2	720	840
Concreto			
Pesado	1.3	2000	840
Ligero	0.2	620	840
Ligero medio	0.32	1050	840
Muy ligero	0.14	370	840
Aireado celular	0.7	1000	840
Block ligero	0.64	1660	840
Block medio	0.86	1790	840
Block pesado	1.31	2240	840
Block aireado	0.24	750	1000
Reforzado con vidrio	0.9	1950	840
Refractario	0.25	10	840
Con vermiculita	0.17	450	840
Piedra			
Basalto	3.5	3000	840
Gneiss	3.49	2880	840
Granito	3.49	2880	840
Limonita	2.9	2750	840
Mármol	2.9	2750	840
Granito rojo	2.9	2650	900
Mármol blanco	2	2500	880

## Apendice B. Propiedades de materiales de construcción

### Categoría 4

Material	Conductividad ( $W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ )	Densidad ( $Kg \cdot m^{-3}$ )	Calor específico ( $J \cdot Kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ )
Papel			
Bituminoso	0.06	1090	1000
Laminado	0.072	480	1380
Corcho			
Panel	0.04	160	1890
Expandido	0.044	150	1760
Expandido e	0.043	150	1760
impregnado			
Madera			
Pino	0.12	510	1380
Maple	0.16	720	1260
Nogal	0.23	650	3050
Derivados de			
madera			
Aislante de	0.042	43	1380
celulosa			
Aglomerado	0.066	350	1260
Triplay	0.15	700	1420
Aserrín	0.065	180	1380

### Absortividad y emisividad

Material	Absortividad	Emisividad
Aluminio (pulido)	0.10-0.40	0.03-0.06
Aluminio (rugoso)	0.40-0.65	0.18-0.30
Aluminio (anodinado)	-	0.72
Asfalto (nuevo)	0.91-0.93	-
Asfalto (block)	0.85-0.98	0.90-0.98
Asfalto (pavimento)	0.825- 0.928	-
Latón (pulido)	0.30-0.50	0.03-0.05
Latón (rugoso)	0.40-0.65	0.20-0.30
Bronce	0.34	-
Cobre (pulido)	0.18-0.50	0.02-0.05
Cobre (rugoso)	0.40-0.65	0.20-0.30
Vidrio	-	0.88-0.973
Hierro (sin oxidar)	-	0.05

## Apendice B. Propiedades de materiales de construcción

Material	Absortividad	Emisividad
Hierro (pulido)	0.40-0.65	0.20-0.377
Hierro (oxidado)	-	0.736-0.74
Hierro (fuertemente oxidado)	0.737	0.85-0.94
Hierro vaciado (pulido)	-	0.21-0.24
Hierro vaciado (oxidado)	-	0.64-0.78
Hierro vaciado (fuertemente oxidado)	-	0.95
Plomo (sin oxidad)	-	0.05-0.075
Plomo (viejo)	0.77-0.79	0.28-0.281
Hule (duro y brillante)	-	0.945
Hule (gris)	-	0.859
Acero (pulido, sin oxidar, inoxidable)	0.20	0.074-0.097
Acero (oxidado)	0.20	0.79-0.82
Estaño (pulido)	0.10-0.40	0.043-0.084
PVC	-	0.90-0.92
Zinc (pulido)	0.55	0.045-0.053
Zinc (oxidado)	0.05	0.11-0.25
Ladrillo (barnizado)	0.25-0.36	0.85-0.95
Ladrillo (claro)	0.36-0.62	0.85-0.95
Ladrillo (oscuro)	0.63-0.89	0.85-0.95
Concreto	0.65-0.80	0.85-0.95
Block de concreto	0.81-0.82	0.85-0.95
Yeso	0.30-0.50	0.91
Granito rojo	0.55	0.90-0.93
Mármol	0.44-0.592	0.90-0.93
Cuarzo	-	0.90

# Apendice C. Código de simulación de prueba.

## APENDICE C. CÓDIGO DE SIMULACIÓN DE PRUEBA.

```
%simulador de cargas termicas
%=====
%fase 1. geometria solar y radiacion solar en un plano vertical y horizontal
%orientado en cualquier direccion.
%-----
%datos requeridos
%-----coordenadas geograficas del sitio-----
LAT=25.1;    %grados
LONG=100.5;  %grados
ALTURA=520; %altura sobre el nivel del mar
TZ=6;        %zona horaria positivos oeste, negativos este
%-----mes del año en numero-----
MES=6;       %1=enero, 2=febrero etc etc...
DIA=21;      %dia del mes.
%-----reflectividad de los alrededores-----
%
rho=.6;      %Ver tabla 2.2
%
%-----Viendo al sur u girando hacia la izquierda,
%      cuantos grados hay que girar para ver de frente la pared.
%
%
thetasur=0;  %angulo del sur hacia la izquierda de desplazamiento
              %de la pared mas cerca al sur
graficas=1;  %despliega graficas de radiacion 1=si, 2=no
%-----
%=====
```

```
%Fase 2. Calculo de la carga termica en un cuarto,
%      incluyendo ventanas y cargas internas
%-----
%datos requeridos
%-----Dimensiones del cuarto-----
alto  =3;    %altura del cuarto(metros)
dimns  =9;   %distancia entre paredes norte sur(metros)
dimeo  =4.5; %distancia entre paredes este oeste(metros)
esp techo=.1928; %espesor del techo(metros)
espnorte=.2184; %espesor pared norte(metros)
```

# Apendice C. Código de simulación de prueba.

```
espsur =.2184; %espesor pared sur(metros)
espeste =.2184; %esperor pared este(metros)
espoeste=.2184; %espesor pared oeste(metros)

%-----Propiedades termicas de las paredes-----
%====TECHO
rhot =1862.0581; %densidad del material del techo (Kg/m^3)
cpt =840.63; %capacidad calorifica del techo (J/kg.K)
kt =.27811; %conductividad termica del techo(W/m.K)
%====PARED NORTE
rhon =2216.6484; %densidad del material de la pared norte (Kg/m^3)
cpn =840; %capacidad calorifica de la pared norte (J/kg.K)
kn =1.3054; %conductividad termica de la pared norte(W/m.K)
%====PARED SUR
rhos =2216.6484; %densidad del material de la pared sur (Kg/m^3)
cps =840; %capacidad calorifica de la pared sur(J/kg.K)
ks =1.3054; %conductividad termica de la pared sur(W/m.K)
%====PARED ESTE
rhoe =2216.6484; %densidad del material de la pared este(Kg/m^3)
cpe =840; %capacidad calorifica de la pared este (J/kg.K)
ke =1.3054; %conductividad termica de la pared este(W/m.K)
%====PARED OESTE
rhoo =2216.6484; %densidad del material de la pared oeste (Kg/m^3)
cpo =840; %capacidad calorifica de la pared oeste(J/kg.K)
ko =1.3054; %conductividad termica de la pared oeste (W/m.K)
%-----Propiedades opticas de las paredes-----
alfap =.725; %absortividad superficie exterior de las paredes.
alfat =.725; %absortividad del techo
epst =.9; %emisividad del techo
epsp =.9; %emisividad de las paredes
%
%-----Dimensiones de ventanas-----
% Introducir la en manera de multiplicacion (ancho X alto)
% En su defecto directamente el area de la ventana
% o cero en caso que en esa pared no exista ventana
areaventnorte =1.5; %pared norte
cortn =1; %cortina ventana norte 1=si 0=no

areaventsur =0; %pared sur
corts =1; %cortina ventana sur 1=si 0=no

areaventeste =3.22; %pared este
corte =1; %cortina ventana este 1=si 0=no

areaventoeste =0; %pared oeste
corto =1; %cortina pared oeste 1=si 0=no
```

# Apendice C. Código de simulación de prueba.

```
%-----Datos de las ventanas-----
tvent =1; %tipo de ventana 1=vidrio sencillo, 2=vidrio doble
espvent =1; %espesor del vidrio 1=3mm, 2=6mm, 3=10mm, 4=13mm
          %para doble claro solo utilizar 1 y 2
          %para doble absorbente solo utilizar 2
tipocristal =1; %1=sencillo claro, 2=sencillo absorbente de calor
              %3=doble claro, 4=doble claro dentro
              %absorbente afuera
%%-----Ejecucion del calculo de cargas termicas sin enfriar-----
exact =1; % si solo se desea simular enfriando con agua deje en cero
        % este valor si desea resolver la carga termicas del edificio
        % sin enfriamiento pasivo deje un 1.
%-----Datos de personas dentro del edificio-----
PERS=4; %# de personas en el cuarto
hconv=3.1; % coef. de conveccion entre persona y aire (tabla 3.3 Tesis)
clo=.5; % valor clo de la ropa
%-----Cargas electricas internas-----
cie=500; %consumo en watts electricos de todos los equipos electricos
        %dentro de cuarto.

%-----Temperaturas maximas y minimas presentes en el dia-----
tmin =28; %temperatura minima del dia a analizar en grados centigrados
tmax =40; %temperatura maxima del dia a analizar en grados centigrados
humrel =40; %porcentaje de humedad relativa inicial en interior del edificio
humrelout =40; %humedad relativa fuera del edificio
%-----
% Fase 3. Enfriar con agua las paredes
%-----
%----Determina que paredes van a utilizar enfriamiento por agua---
%----enfriamiento de las paredes
%indica que paredes van a enfriarse
en=1; %enfriamiento para pared norte 1=si 0=no
es=1; %enfriamiento para pared sur 1=si 0=no
ee=1; %enfriamiento para pared este 1=si 0=no
eo=1; %enfriamiento para pared oeste 1=si 0=no
et=0; %enfriamiento para techo 1=si 0=no
%-----especifica la temperatura del agua de alimentacion
Th2o=17; % grados centigrados
%-----
```



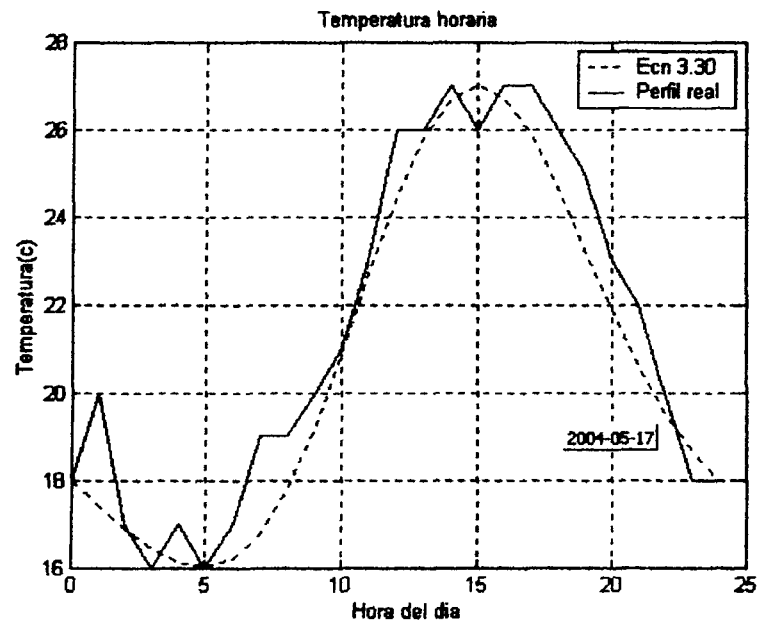
# Apendice D. Comprobación de temperaturas horarias.

## APÉNDICE D. COMPROBACIÓN DE TEMPERATURAS HORARIAS.

Según la ecuación 3.30, se puede calcular la fluctuación de la temperatura ambiente a lo largo del día, tomaremos el perfil diario de temperatura de 2 ciudades de Estados Unidos obtenidos de la página electrónica del Weather Channel ([www.weather.com](http://www.weather.com)) y se graficarán junto con el resultado obtenido por la ecuación 3.30

Ciudad: Oroville Muni, California, 16 de mayo del 2004

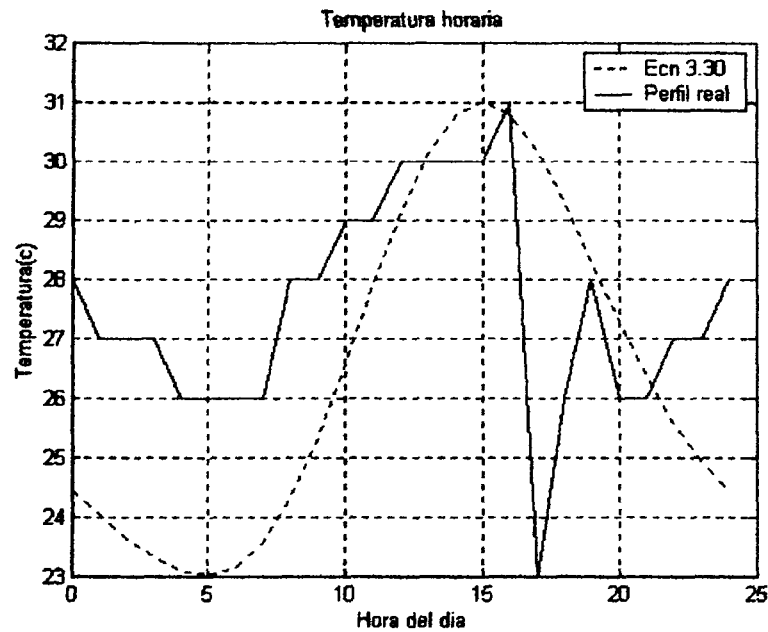
Hora	Temperatura(C)	Hora	Temperatura(C)
1	20	13	26
2	17	14	27
3	16	15	26
4	17	16	27
5	16	17	27
6	17	18	26
7	19	19	25
8	19	20	23
9	20	21	22
10	21	22	20
11	23	23	18
12	26	24	18



# Apendice D. Comprobación de temperaturas horarias.

Ciudad: Palm Beach, Florida

Hora	Temperatura(C)	Hora	Temperatura(C)
1	27	13	30
2	27	14	30
3	27	15	30
4	26	16	31
5	26	17	23
6	26	18	26
7	26	19	28
8	28	20	26
9	28	21	26
10	29	22	27
11	30	23	27
12	30	24	28



La ecuación 3.30 ajusta de una buena manera cuando no hay fenómenos atmosféricos (tormentas, nevadas, etc) como se puede ver en la ciudad de Palm Beach a las 17 horas estaba registrada lluvia en la página electrónica, por lo cual las condiciones no son muy favorables para ajustarlas con la ecuación 3.30

# Apéndice E. Estimación de costos.

## APENDICE E. ESTIMACIÓN DE COSTOS.

Se presenta el código en EES, y la tabla de Excel de los cálculos realizados para la estimación de costos.

calculo de costos de un equipo de refrigeración

diam = 0.25 diametro de los tubos en pulgadas

z2 = 3 altura del cuarto

$\epsilon$  = 0.0000015 rugosidad del tubo de plástico

temp = 17 temperatura del agua

tubostotales = 250 tubos totales en la pared

longtotal = 27 longitud total de las paredes

flujo<sub>h2o</sub> = 4 flujo en litros por segundo

Vct = 4 numero de valvulas de aguja de control

---

$$\text{divflujo} = \frac{\text{flujo}_{\text{h2o}}}{\text{tubostotales}}$$

$$\rho = \rho(\text{'Water'}, P=1, T=\text{temp})$$

$$\text{miu} = \text{Visc}(\text{'Water'}, P=1, T=\text{temp})$$

$$\dot{v} = \text{divflujo} \cdot \left| 0.001 \cdot \frac{\text{m}^3/\text{s}}{\text{l/s}} \right|$$

$$\dot{m} = \dot{v} \cdot \rho$$

$$d = \text{diam} \cdot \left| 0.0254 \cdot \frac{\text{m}}{\text{in}} \right|$$

$$l_t = \text{longtotal}$$

$$\text{vel} = \frac{\dot{v}}{3.1415 \cdot \frac{d^2}{4}} \quad \text{velocidad del fluido en cada tubo}$$

ecn Colebrook

$$\text{RR} = \frac{\epsilon}{d}$$

# Apéndice E. Estimación de costos.

$$Re = \rho \cdot vel \cdot \frac{d}{\mu}$$

Call Colebrook ( Re , RR , f ) factor de fricción

accesorios

$$K_{sharpedgein} = 0.5$$

$$K_{sharpedgeout} = 1$$

$$K_{valve} = 20$$

$$K_{tot} = \text{tubostotales} \cdot (K_{sharpedgein} + K_{sharpedgeout}) + V_{ct} \cdot K_{valve}$$

$$Hl = \left[ f \cdot \frac{lt}{d} + K_{tot} \right] \cdot \frac{vel^2}{2 \cdot 9.807 \text{ [m/s}^2\text{]}}$$

potencia entregada al fluido

$$W_{mech} = \rho \cdot 9.807 \text{ [m/s}^2\text{]} \cdot Hl \cdot \dot{v} \cdot \text{tubostotales}$$

potencia electrica suministrada a la bomba

$$eff_{motor} = 0.88$$

$$eff_{imp} = 0.7$$

$$eff = eff_{motor} \cdot eff_{imp}$$

$$W_{elec} = \frac{W_{mech}}{eff}$$

-----CHILLER POLAR TT060300AA @ 5 ton -----

Potencia consumida por el intercambiador

$$V_{inter} = 240$$

$$A_{inter} = 7.5$$

Potencia consumida por el condensador

$$A_{comp} = 19 \text{ compresor}$$

$$V_{comp} = 240$$

# Apéndice E. Estimación de costos.

$$A_{aba} = 1.9$$

Potencia total consumida por chiller

$$W_{chiller} = V_{inter} \cdot \sqrt{3} \cdot A_{inter} + V_{comp} \cdot \sqrt{3} \cdot A_{comp} + V_{aba} \cdot \sqrt{3} \cdot A_{aba}$$

$$W_{enfpa} = W_{chiller} + W_{elec}$$

-----Equipo tipo paquete YORK CMA06011 @ 5TON-----

$$V_{york} = 240$$

$$A_{york} = 37.5$$

$$W_{York} = V_{york} \cdot \sqrt{3} \cdot A_{york}$$

$$V_{inter} = 240 \text{ [V]}$$

$$V_{york} = 240 \text{ [V]}$$

$$W_{chiller} = 11806 \text{ [W]}$$

$$W_{enfpa} = 12337 \text{ [W]}$$

$$W_{York} = 15588 \text{ [W]}$$

$$W_{elec} = 531.1 \text{ [W]}$$

$$W_{mech} = 327.2 \text{ [W]}$$

Tabla de Excel

				costo energia tarifa 1C mayo 2004				
Horas de uso diario		13.52 horas		base	0.48			
				inter	0.71			
W.chiller		12337.00W		exce	1.90			
W.york		15580.00W						
Dia	kWh.chiller	kWh.york	costo.chiller	costo york	% de diferencia	\$ exced. Chiller	\$ exc. York	%diff excedente
1.00	166.80	210.64	83.48	114.61	27.16	316.58	399.80	20.82
2.00	333.59	421.28	308.41	370.66	16.80	633.16	799.60	20.82
3.00	500.39	631.92	553.83	709.60	21.95	949.74	1199.39	20.82
4.00	667.18	842.57	870.41	1109.39	21.54	1266.32	1599.19	20.82
5.00	833.98	1053.21	1186.99	1509.19	21.35	1582.90	1998.99	20.82
6.00	1000.78	1263.85	1503.57	1908.99	21.24	1899.48	2398.79	20.82
7.00	1167.57	1474.49	1820.15	2308.79	21.16	2216.05	2798.58	20.82
8.00	1334.37	1685.13	2136.73	2708.58	21.11	2532.63	3198.38	20.82
9.00	1501.17	1895.77	2453.31	3108.38	21.07	2849.21	3598.18	20.82
10.00	1667.96	2106.42	2769.89	3508.18	21.04	3165.79	3997.98	20.82
11.00	1834.76	2317.06	3086.47	3907.98	21.02	3482.37	4397.78	20.82
12.00	2001.55	2527.70	3403.05	4307.78	21.00	3798.95	4797.57	20.82
13.00	2168.35	2738.34	3719.62	4707.57	20.99	4115.53	5197.37	20.82
14.00	2335.15	2948.98	4036.20	5107.37	20.97	4432.11	5597.17	20.82

# Apéndice E. Estimación de costos.

15.00	2501.94	3159.62	4352.78	5507.17	20.96	4748.69	5996.97	20.82
16.00	2668.74	3370.27	4669.36	5906.97	20.95	5065.27	6396.76	20.82
17.00	2835.54	3580.91	4985.94	6306.76	20.94	5381.85	6796.56	20.82
18.00	3002.33	3791.55	5302.52	6706.56	20.94	5698.43	7196.36	20.82
19.00	3169.13	4002.19	5619.10	7106.36	20.93	6015.01	7596.16	20.82
20.00	3335.92	4212.83	5935.68	7506.16	20.92	6331.59	7995.96	20.82
21.00	3502.72	4423.47	6252.26	7905.95	20.92	6648.16	8395.75	20.82
22.00	3669.52	4634.12	6568.84	8305.75	20.91	6964.74	8795.55	20.82
23.00	3836.31	4844.76	6885.42	8705.55	20.91	7281.32	9195.35	20.82
24.00	4003.11	5055.40	7202.00	9105.35	20.90	7597.90	9595.15	20.82
25.00	4169.91	5266.04	7518.58	9505.15	20.90	7914.48	9994.94	20.82
26.00	4336.70	5476.68	7835.16	9904.94	20.90	8231.06	10394.74	20.82
27.00	4503.50	5687.32	8151.73	10304.74	20.89	8547.64	10794.54	20.82
28.00	4670.29	5897.96	8468.31	10704.54	20.89	8864.22	11194.34	20.82
29.00	4837.09	6108.61	8784.89	11104.34	20.89	9180.80	11594.13	20.82
30.00	5003.89	6319.25	9101.47	11504.13	20.89	9497.38	11993.93	20.82
31.00	5170.68	6529.89	9418.05	11903.93	20.88	9813.96	12393.73	20.82
32.00	5337.48	6740.53	9734.63	12303.73	20.88	10130.54	12793.53	20.82
33.00	5504.28	6951.17	10051.21	12703.53	20.88	10447.12	13193.33	20.82
34.00	5671.07	7161.81	10367.79	13103.33	20.88	10763.69	13593.12	20.82
35.00	5837.87	7372.46	10684.37	13503.12	20.87	11080.27	13992.92	20.82
36.00	6004.66	7583.10	11000.95	13902.92	20.87	11396.85	14392.72	20.82
37.00	6171.46	7793.74	11317.53	14302.72	20.87	11713.43	14792.52	20.82
38.00	6338.26	8004.38	11634.11	14702.52	20.87	12030.01	15192.31	20.82
39.00	6505.05	8215.02	11950.69	15102.31	20.87	12346.59	15592.11	20.82
40.00	6671.85	8425.66	12267.26	15502.11	20.87	12663.17	15991.91	20.82
41.00	6838.65	8636.31	12583.84	15901.91	20.87	12979.75	16391.71	20.82
42.00	7005.44	8846.95	12900.42	16301.71	20.86	13296.33	16791.51	20.82
43.00	7172.24	9057.59	13217.00	16701.51	20.86	13612.91	17191.30	20.82
44.00	7339.03	9268.23	13533.58	17101.30	20.86	13929.49	17591.10	20.82
45.00	7505.83	9478.87	13850.16	17501.10	20.86	14246.07	17990.90	20.82
46.00	7672.63	9689.51	14166.74	17900.90	20.86	14562.65	18390.70	20.82
47.00	7839.42	9900.16	14483.32	18300.70	20.86	14879.23	18790.49	20.82
48.00	8006.22	10110.80	14799.90	18700.49	20.86	15195.80	19190.29	20.82
49.00	8173.02	10321.44	15116.48	19100.29	20.86	15512.38	19590.09	20.82
50.00	8339.81	10532.08	15433.06	19500.09	20.86	15828.96	19989.89	20.82
51.00	8506.61	10742.72	15749.64	19899.89	20.86	16145.54	20389.69	20.82
52.00	8673.40	10953.36	16066.22	20299.69	20.85	16462.12	20789.48	20.82
53.00	8840.20	11164.00	16382.80	20699.48	20.85	16778.70	21189.28	20.82
54.00	9007.00	11374.65	16699.37	21099.28	20.85	17095.28	21589.08	20.82
55.00	9173.79	11585.29	17015.95	21499.08	20.85	17411.86	21988.88	20.82
56.00	9340.59	11795.93	17332.53	21898.88	20.85	17728.44	22388.67	20.82
57.00	9507.39	12006.57	17649.11	22298.67	20.85	18045.02	22788.47	20.82
58.00	9674.18	12217.21	17965.69	22698.47	20.85	18361.60	23188.27	20.82
59.00	9840.98	12427.85	18282.27	23098.27	20.85	18678.18	23588.07	20.82
60.00	10007.77	12638.50	18598.85	23498.07	20.85	18994.76	23987.87	20.82

