

SEP

SEIT

DGIT

CENTRO NACIONAL DE INVESTIGACIÓN Y DESARROLLO TECNOLÓGICO

cenidet

"EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS PARA EFICIENTAR EL USO DE ENERGIA
PARA ENFRIAMIENTO DE VIVIENDAS EN LA CIUDAD DE MEXICALI B.C.N."

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRO EN CIENCIAS
EN INGENIERÍA MECÁNICA
(OPCIÓN TÉRMICA)
PRESENTA:
ING. JOSÉ LUIS SÁNCHEZ MARTÍNEZ

ASESORES: DR. ALFONSO GARCÍA GUTIÉRREZ (IIE-CENIDET)

DR. CHRISTOPHER HEARD WADE (IMP)

CUERNAVACA, MORELOS.

ABRIL DE 1999.

CENTRO DE INFORMACIÓN

CENIDET



CENIDET

99 - 0304

DEDICATORIA

Quiero dedicar esta tesis a ***DIOS*** por-darme unos padres maravillosos y por permitirme seguir viviendo.

A mi ***PADRE*** que en paz descansa, que tantas cosas quedaron por realizar juntos. Realmente me hace tanta falta.

A mi ***MADRE*** por darnos la vida a mis hermanos y a mi, y que en los momentos más difíciles de nuestras vidas nos protegió y nos cuidó.

GRACIAS POR TODO.

AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer:

De manera muy especial a mis asesores: Dr. Alfonso Garcia Gutiérrez y al Dr. Christopher Heard Wade por su valiosa ayuda en la realización de la tesis, que de otra manera no sería posible su realización.

Al jurado revisor de este estudio por sus acertados comentarios y sugerencias.

A mis profesores por sus enseñanzas que me brindaron durante la maestría

A mis tíos y primos, especialmente a Nelly, a Paty, y a Lety por su apoyo incondicional.

Especialmente a Irma por su amor y cariño en todo momento

A mis amigos de generación por su amistad y apoyo.

Al *cenidet* por darme la oportunidad de lograr una meta más en mi vida profesional.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (**CONACyT**) por el apoyo financiero, lo cual hace posible la superación académica en el nivel de excelencia en México.

GRACIAS

“Muy pocos poseen valor para ser juiciosos, pues serlo implica olvidarse de la seguridad personal y entregarse al riesgo de vivir; aceptar el dolor como condición de la existencia, cortejar la duda y la obscuridad como precio de la sabiduría, armarse de tenacidad en el conflicto Y aceptar siempre las consecuencias de vivir y de morir.”

Morris West

CONTENIDO

	<i>Página</i>
LISTA DE FIGURAS	VII
LISTA DE TABLAS	X
LISTA DE SÍMBOLOS	XI
RESUMEN	XIX
Capítulo 1 INTRODUCCIÓN	
1.1 Generalidades.	1
1.2 Objetivo del proyecto de tesis.	2
1.3 Estado del arte	3
1.4 Alcance del proyecto de tesis.	5
1.5 Metodología.	5
1.6 Beneficios esperados.	6
1.7 Planteamiento del problema.	6
Capítulo 2 DESCRIPCIÓN DE LOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO	
2.1 Introducción.	8
2.2 Sistema todo aire (all-air).	9
2.3 Sistema agua-aire (water-air).	10
2.4 Sistema todo agua (all-water).	10
2.5 Enfriamiento de aire por evaporación (evaporative air cooling).	10
2.5.1 Enfriadores de aire por evaporación directa.	11
2.5.1.1 Enfriador de aire con un medio humedecido.	11
2.5.1.2 Enfriador de aire con un medio rígido.	12

2.5.1.3	Enfriador de aire evaporativo de tipo anillo.	12
2.5.2	Enfriador de aire por evaporación indirecta,	13
2.5.3	Sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta	14
2.6	Sistema de enfriamiento por absorción.	15
2.7	Sistema de enfriamiento mecánico.	16
2.7.1	Sistema de enfriamiento mecánico tipo paquete de zona simple (PSZ)	16
2.8	Sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación (solid-desiccant).	17
2.9	Sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta integrado a un sistema de enfriamiento mecánico.	21
2.10	Sistema de enfriamiento mecánico con torre de enfriamiento.	23
2.11	Sistema de enfriamiento que utiliza colector solar.	24

Capítulo 3 MODELOS TERMODINÁMICOS DE LOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO

3.1	Introducción.	26
3.2	Primera ley de la termodinámica.	26
3.3	Segunda ley de la termodinámica.	21
3.4	Análisis de la primera y la segunda ley de la termodinámica de los ciclos de refrigeración.	27
3.5	Descripción termodinámica de los sistemas de enfriamiento:	28
3.5.1	Sistema de enfriamiento por evaporación directa.	28
3.5.1.1	Relaciones de energía para el sistema de enfriamiento por evaporación directa.	28
3.5.2	Sistema de enfriamiento por absorción.	30
3.5.2.1	Características del refrigerante y el absorbente.	30
3.5.2.2	Relaciones de energía para el ciclo básico de refrigeración por absorción.	31
3.5.3	Sistema de enfriamiento mecánico (PSZ).	32
3.5.3.1	Relaciones de energía para el ciclo básico de refrigeración ideal.	33

3.5.4	Sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación.	35
3.5.4.1	Aplicaciones del desecante.	35
3.5.4.2	Ciclo del desecante.	35
3.5.4.3	Relaciones de energía del sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación.	36
3.5.5	Sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta directa integrado a un sistema de enfriamiento mecánico.	38
3.5.5.1	Relaciones de energía para el sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta directa.	38
3.5.6	Sistema de enfriamiento mecánico con torre de enfriamiento.	38
3.5.6.1	Relación entre la corriente de aire y el agua en la torre de enfriamiento.	39
3.5.6.2	Relaciones de energía en una torre de enfriamiento,	39
3.5.7	Sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación solar.	40
3.5.7.1	Relaciones de energía del sistema de enfriamiento solar.	41

Capítulo 4 DESCRIPCIÓN DEL PROGRAMA DE MODELADO DE EDIFICIOS Y SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO DOE-2.1E

4.1	Introducción.	43
4.2	Importancia del programa DOE-2. 1E en el proyecto de tesis.	43
4.3	Descripción de los subprogramas principales del programa DOE-2.1E.	43
4.3.1	Descripción del subprograma BDL.	44
4.3.2	Descripción del subprograma LOADS.	48
4.3.3	Descripción del subprograma SYSTEMS.	48
4.3.4	Descripción del subprograma PLANT.	49
4.3.5	Descripción del subprograma ECONOMICS.	49
4.4	Ejemplo representativo del programa DOE-2.1E.	50

Capítulo 5	DESCRIPCIÓN Y MODELADO DE LOS DIVERSOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO CON EL DOE-2.1E	
5.1	Introducción.	54
5.2	Descripción de la vivienda.	54
5.2.1	Descripción física de la vivienda.	54
5.2.2	Localización de la vivienda.	55
5.2.3	Tipos de construcción y vidrios de la vivienda.	55
5.2.4	Definición del espacio.	55
5.3	Modelado de los sistemas de enfriamiento con el DOE-2.1E	56
5.3.1	Descripción de operación de los sistemas de enfriamiento con el DOE-2.1E.	56
5.3.1.1	Sistema de enfriamiento por evaporación directa.	56
5.3.1.2	Sistema de enfriamiento por absorción.	57
5.3.1.3	Sistema de enfriamiento mecánico.	57
5.3.1.4	Sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación	57
5.3.1.5	Sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta directa integrado a un sistema de enfriamiento mecánico.	58
5.3.1.6	Sistema de enfriamiento mecánico con torre de enfriamiento	58
5.4	Descripción económica del consumo de energía eléctrica y térmica de los sistemas de enfriamiento.	58
Capítulo 6	RESULTADOS DEL MODELADO	
6.1	Introducción.	61
6.2	Análisis de resultados.	61
6.2.1	Consumo de energía eléctrica y térmica.	62
6.2.1.1	Categorías de uso del consumo de energía eléctrica anual	62
6.2.1.2	Consumo mensual de energía eléctrica.	63
6.2.1.3	Consumo anual de energía eléctrica.	65

6.2.1.4	Consumo mensual de energía térmica.	65
6.2.1.5	Consumo anual de energía térmica.	66
6.2.1.6	Costos mensuales por consumo de energía eléctrica.	67
6.2.1.7	Costos mensuales por consumo de energía térmica.	68
6.2.1.8	Costo anual por consumo de energía eléctrica y térmica.	69
6.2.2	Demanda máxima.	69
6.2.2.1	Demanda máxima mensual por consumo de potencia eléctrica.	70
6.2.3	Condiciones de confort.	71
6.2.3.1	Temperatura promedio mensual del espacio obtenida, a todas horas, mediante los sistemas de enfriamiento.	71
6.2.3.2	Temperatura promedio mensual del espacio obtenida, durante las horas de operación de los sistemas de enfriamiento.	72
6.2.3.3	Humedad relativa del aire en el espacio vs las horas de operación de los sistemas de enfriamiento.	73
Capítulo 7	ANÁLISIS ECONÓMICO	
7.1	Introducción.	77
7.2	Valor del dinero a través del tiempo.	77
7.3	Métodos para la evaluación financiera de proyectos.	78
7.3.1	Método del valor presente neto (VPN).	78
7.3.2	Método del valor anual equivalente (AE).	80
7.4	Evaluación económica del sistema de enfriamiento mecánico vs los sistemas de enfriamiento alternativos.	81
Capítulo 8	DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES	
8.1	Discusión.	90
8.2	Conclusiones.	92
8.3	Limitaciones del trabajo.	92

8.4 Trabajos futuros.	93
BIBLIOGRAFÍA GENERAL.	94
APÉNDICE A- Cálculo de los factores de respuesta y factores de ponderación.	97
APÉNDICE B- Plano técnico de la construcción de la vivienda y su localización.	113
APÉNDICE C- Programas de los sistemas de enfriamiento para el modelado con el DOE-2.1E.	119

LISTA DE FIGURAS

<i>Figura</i>	<i>Página</i>
1.1 Esquema representativo del problema físico del programa DOE-2.1E.	6
2.1 Interacción entre el agua y el aire en un enfriamiento del aire por evaporación	11
2.2 Combinación de un proceso de enfriamiento evaporativo indirecto/ directo	14
2.3 Sistema de enfriamiento por evaporación indirectaídirecta usando una rueda rotatoria	15
2.4 Ciclo básico de refrigeración por absorción	16
2.5 Sistema de enfriamiento mecánico (PSZ)	17
2.6 Desecante sólido con deshumidificador e intercambiador de calor, sin aire precalentado para el proceso de regeneración.	18
2.7 Desecante sólido con deshumidificador y un enfriador evaporativo, sin aire precalentado para el proceso de regeneración.	19
2.8 Desecante sólido con deshumidificador e intercambiador de calor, con aire precalentado para el proceso de regeneración.	19
2.9 Desecante sólido con deshumidificador solamente.	20
2.10 Esquema de un ciclo de enfriamiento con desecante.	20
2.11 Representación psicrométrica del ciclo de enfriamiento del desecante.	21
2.12 Sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirectddirecta integrado a un sistema de enfriamiento mecánico.	22
2.13 Sistema mixto con el economizador enfrente del enfriador evaporativo indirecto.	22
2.14 Torre de enfriamiento de tiro natural.	23
2.15 Sistema de enfriamiento con desecante utilizando colector solar.	24

3.1	Esquema de un sistema de enfriamiento evaporativo	28
3.2	Ciclo básico de refrigeración de bromuro de litio-agua.	30
3.3	Estado puntual de presión y temperatura del bromuro de litio según la figura 3.2.	31
3.4	a) La bomba de calor funciona como un refrigerador extrayendo calor del depósito frío, b) la bomba de calor le suministra calor al depósito caliente.	32
3.5	Diagrama del ciclo básico de compresión de vapor.	33
3.6	Diagrama P-h del ciclo básico de compresión de vapor.	33
3.7	Diagrama T-S del ciclo básico de compresión de vapor.	33
3.8	Presión del vapor de agua en el desecante como función del contenido de humedad.	36
3.9	Presión del vapor de agua en el desecante como función de la temperatura y contenido de humedad.	36
3.10	Esquema del intercambiador de calor.	36
3.11	Esquema del quemador de gas de encendido directo.	37
3.12	Variación de la temperatura del aire y del agua en una torre de enfriamiento en contra flujo.	39
3.13	Esquema de una torre de enfriamiento.	39
3.14	Sistema de enfriamiento con desecante utilizando colector solar.	40
4.1	Diagrama de flujo del programa DOE-2.1E.	44
5.1	Modelo de la vivienda en isométrico.	54
6.1	Categorías de uso de energía eléctrica.	63
6.2	Consumo mensual de energía eléctrica.	64
6.3	Consumo anual de energía eléctrica.	65
6.4	Consumo mensual de energía térmica.	66
6.5	Consumo anual de energía térmica.	66
6.6	Costos mensuales por consumo de energía eléctrica.	67
6.7	Costos mensuales por consumo de energía eléctrica.	67
6.8	Costos mensuales por consumo de energía térmica.	68
6.9	Costos mensuales por consumo de energía térmica.	68

6.10 Costo anual por consumo de energía eléctrica y térmica.	69
6.11 Demanda máxima mensual por consumo de potencia eléctrica.	70
6.12 Distribución de las temperaturas promedio mensual obtenidas, a todas horas, mediante los sistemas de enfriamiento.	72
6.13 Distribución de las temperaturas promedio mensual obtenidas, durante las horas de operación de los sistemas de enfriamiento.	73
6.14 Humedad relativa del aire en el espacio vs las horas de operación de los sistemas de enfriamiento.	74
6.15 Humedad relativa del aire en el espacio vs el porcentaje de operación de los sistemas de enfriamiento.	75
A1 Flujo de energía a través de una pared de múltiples capas.	97
A2 Contorno de la inversión integral para el caso 1.	101
A3 Contorno de la inversión integral del problema en análisis.	101
B1 Gráfica del plano del Ecuador de la Tierra, para la definición de latitud y longitud	116
B2 Localización de la vivienda,	116
B3 Zona horaria mundial.	117

LISTA DE TABLAS

<i>Tabla</i>	<i>Página</i>
5.1 Programa de operación del sistema de enfriamiento.	56
5.2 Costos por servicio de energía eléctrica_ datos proporcionados por CFE.	59
5.3 Costos por servicio de gas natural, datos proporcionados por PEMEX.	59
7.1 Resumen de los resultados obtenidos en el análisis económico.	87
8.1 Resumen de los resultados obtenidos en la modelación.	90
8.2 Resumen de los resultados obtenidos en la modelación. en orden numérico.	91

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras latinas

a_0, a_1, a_2 = Coeficientes constantes.

A = Valores de efectivos uniformes (\$).

AE = Anualidades equivalentes (\$).

A_c = Área del colector (m^2).

A_i = Área de la pared.

A_T = Área total de todas las superficies en el espacio acondicionado.

A_Q = Razón de disponibilidad de transferencia de calor al sistema (Watts).

A_w = Razón de disponibilidad de transferencia de trabajo del sistema (Watts).

$A_1(s), A_i(s)$ = Expresiones de funciones de transferencia.

b_0, b_1, b_2 = Coeficientes constantes.

B.C.N. = Baja California Norte.

BDL = Lenguaje de descripción del edificio.

$B_1(s), B_i(s)$ = Expresiones de funciones de transferencia.

c = Calor específico.

CFE = Comisión Federal de Electricidad.

COP = Coeficiente de rendimiento.

$COP_{abs.}$ = Coeficiente de rendimiento del sistema de enfriamiento por absorción.

COP_{REF} = Coeficiente de rendimiento de un refrigerador.

COP_{BC} = Coeficiente de rendimiento de una bomba de calor.

COP_{Ran} = Coeficiente de rendimiento teórico del ciclo Rankine.

COP_{real} = Coeficiente de rendimiento de una bomba de calor real.

COP_{DESEC} = Coeficiente de rendimiento del sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación.

COP_{SOLAR} = Coeficiente de rendimiento del sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación solar.

CR_k = Constante.

C_{im} = Elementos de una matriz.

C_p = Calor específico a presión constante (J/kg K).

$C_{p,e}$ = Capacidad calorífica del aire exterior.

$C_1(s), C_i(s)$ = Expresiones de funciones de transferencia.

d = Diferencial exacta.

d = Representa el espesor de una capa de la pared.

$d_i = Q(i\Delta)$; carga de enfriamiento, calculada del pulso unitario de entrada.

D_i = Elementos de la inversa de la matriz C_{im} .

$D_1(s), D_i(s)$ = Expresiones de funciones de transferencia.

e^{st} = Función exponencial.

$e^{-\beta^* t}$ = Función exponencial.

E = Energía total (Joule).

f = Término que representa una función.

F = Valor futuro (\$).

F_{im} = Factor de vista entre las superficies i y m .

$F(s)$ = Función de un espacio s .

$F(t)$ = Función de un espacio t .

g = Gravedad (m/s^2).

g = Término que representa una función.

g_i = Factor de ponderación según ASHRAE.

$g(z)$ = Transformada-z de la función $g(t)$.

G = Datos de entrada de una función.

$$G_{im} = 4\varepsilon_i \sigma T_R^3 F_{im} A_i .$$

G_T = Energía radiante incidente sobre una superficie (J/m^2).

h = Entalpia específica (Joule/kg).

h_{agua} = Entalpia específica del agua (Joule/kg).

h_{ci} = Coeficiente convectivo de transferencia de calor de la pared i

$h_{ent.}$ = Entrada de entalpia específica (Joule/kg).

$h_{espacio}$ = Entalpia específica en el espacio acondicionado (Joule/kg).

$h_{sal.}$ = Salida de entalpia' específica (Joule/kg).

HPE =Efectividad de una bomba de calor.

HR = Humedad relativa.

HVAC = Calentamiento, Ventilación y aire acondicionado.

i = Tasa de descuento o de interés (%).

i = Constante.

I_0 = Inversión total (\$).

I_t = Componente neto del flujo de efectivo (\$).

I_T = Insolación total o energía radiante incidente total sobre la superficie en un tiempo especificado (J/m^2s).

I = Irreversibilidad (Watts).

j =Término complejo.

k = Conductividad.

k = Constante; 1,2,3,...n.

K = Función de transferencia.

K_{ci} = Función de transferencia-z.

K_{Di}, K'_{Di} = Funciones de transferencia-z

K_{Rim} = Función de transferencia-z.

K_v = Función de transferencia-z.

L = Longitud total de la pared

L^{-1} = Operación lineal, que especifica la transformada inversa de una función.

m = Flujo másico (kg/s).

m_{abs} = Flujo másico del absorbente (kg/s).

\dot{m}_{agua} = Flujo másico del agua (kg/s).

$m_{agua\ ent.}$ = Entrada del flujo másico del agua (kg/s).

$m_{agua\ repuesto}$ = Flujo másico del agua de repuesto (kg/s).

$m_{agua\ sal.}$ = Salida del flujo másico del agua (kg/s).

m_{aire} = Flujo másico del aire (kg/s).

$m_{aire\ prim.}$ = Flujo másico del aire primario (kg/s).

$m_{aire\ regen.}$ = Flujo másico del aire de regeneración (kg/s).

m_{aire_1} = Flujo másico del aire a la entrada (kg/s).

m_{aire_2} = Flujo másico del aire a la salida (kg/s).

$m_{ent.}$ = Entrada de flujo másico (kg/s).

$m_{ref.}$ = Flujo másico del refrigerante (kg/s).

$m_{ref. + abs.}$ = Flujo másico de la solución refrigerante + absorbente (kg/s).

$m_{sal.}$ = Salida de flujo másico (kg/s).

m_{vapor} = Flujo másico del vapor (kg/s).

n = Periodo (años)

n = Es una constante que representa el número de capas que componen la pared,

N = Número de superficies en el espacio acondicionado.

π_i = Factor de ponderación según ASHRAE.

P = Valor presente (\$).

P_{aire_2} = Presión del aire a la salida (N/m²)

P_{sat} = Presión de saturación del agua (N/m²).

P_{sat_2} = Presión de saturación del agua a la salida (N/m^2).

P_{vapor} = Presión del vapor (N/m^2).

PSZ = Paquete de zona simple.

q = Razón de transferencia de calor por unidad de área (J/m^2)

$q(z)$ = Ganancias de calor en el espacio acondicionado.

Q = Transferencia de calor neta (Joule).

$Q_{ent.}$ = Entrada de calor (Joule).

Q_H = Calor absorbido de un medio de baja temperatura (Joule).

Q_L = Calor desechado a un medio de alta temperatura (Joule).

Q_{Rim} = Transferencia de calor radiactiva entre dos superficies.

$Q_{sal.}$ = Salida de calor (Joule).

$Q(k\Delta)$ = Carga de enfriamiento total del espacio acondicionado para cada hora.

$Q(z)$ = Carga de enfriamiento en transformada-z.

$Q_{ci}(z)$ = Transferencia de calor convectiva entre las superficies de las paredes y el aire del interior.

$Q_{Di}(z)$ = Flujo de calor por conducción en la superficie interna de la pared i

$Q_i(k\Delta)$ = Contribución de la carga de enfriamiento en la pared i para cada hora

$Q_{si}(z)$ = Fuente de energía total en la superficie interna de la pared i (radiación solar, radiación de equipos y personas).

$Q_V(z)$ = Transferencia de calor del aire exterior al aire del espacio acondicionado.

$Q_{,}$ = Relación de transferencia de calor (Watts).

$Q_{cond.}$ = Relación de transferencia de calor en el condensador (Watts).

$Q_{enf.}$ = Relación de transferencia de calor en el humidificador (Watts).

$Q_{eva.}$ = Relación de transferencia de calor en el evaporador (Watts).

$Q_{gen.}$ = Relación de transferencia de calor en el generador (Watts).

$Q_{inter.}$ = Relación de transferencia de calor en el intercambiador de calor (Watts)

$Q_{regen.}$ = Relación de transferencia de calor de regeneración, ya sea por un

quemador o un colector solar (Watts).

$Q_{\text{útil}}$ = Relación de transferencia de calor útil (Watts)

Q_1^* = Calor transferido al depósito de mayor temperatura (Joule)

Q_2^* = Calor extraído del depósito de menor temperatura (Joule).

res = Residuos.

R_{inf} = Constante, $1/\rho_a C_{p_a} V_{\text{in}}$.

s = Entropía específica (J/kgK).

s = Parámetro que especifica un espacio o región.

S = Entropía total (J/K).

t = Tiempo (segundos, años).

t = Parámetro que especifica un espacio o región.

t_r = Temperatura del aire del espacio acondicionado.

$t(z)$ = Transformada-z de la desviación de la temperatura, $T(z) - T_R$.

T = Temperatura (°C o K).

$T_{\text{aire sec.}}$ = Temperatura del bulbo húmedo del aire secundario a la entrada (°C).

$T_{\text{húm.}}$ = Temperatura del bulbo húmedo termodinámico de la corriente de aire a la entrada (°C).

T_L = Temperatura del medio de baja temperatura (°C).

T_H = Temperatura del medio de alta temperatura (°C).

T_R = Temperatura de referencia.

$T(z)$ = Transformada-z de la temperatura del aire del espacio acondicionado.

$T_a(z)$ = Transformada-z de la temperatura del aire del espacio acondicionado.

$T_i(z)$ = Transformada-z de la temperatura de la superficie interna de la pared i .

$T_i'(z)$ = Transformada-z de la temperatura de la superficie externa de la pared i .

$T_m(z)$ = Transformada-z de la temperatura de la superficie interna de la pared m .

$T_0(z)$ = Transformada-z de la temperatura del aire exterior.

T_0 = Temperatura de los alrededores (°C o K).

v = Velocidad (m/s).

V_{in} = Flujo volumétrico del aire exterior al espacio acondicionado.

$VP_{beneficios}$ = Valor presente de los beneficios obtenidos de un equipo (\$).

VP_{costos} = Valor presente de los costos obtenidos de un equipo (\$).

VPN = Valor presente neto (\$).

w_1, w_2 = Factores de ponderación según ASHRAE.

W = Trabajo neto realizado (Joule).

$W_{ent.}$ = Entrada de trabajo (Joule).

$W_{sal.}$ = Salida de trabajo (Joule).

W_{12} = Potencia (Watts).

x = Distancia desde la superficie exterior de la pared.

X_r = Factor de respuesta del flujo de calor que fluye de la superficie exterior en $x=0$ con una temperatura de excitación en $x=0$.

$y(z)$ = Transformada-z de la función $y(t)$.

Y = Datos de salida de una función

Y_r = Factor de respuesta del flujo de calor que fluye de la superficie interior en $x=L$ por una temperatura de excitación en $x=0$.

z = Elevación (m)

z = Parámetro que especifica un espacio o región.

Z_r = Factor de respuesta del flujo de calor que fluye de la superficie interior en $x=L$ por una temperatura de excitación en $x=L$.

Letras griegas

$\eta_{eva\ indirect}$ = Rendimiento o eficiencia del sistema de enfriamiento por evaporación indirecta.

ψ = Disponibilidad de la corriente (J/kg).

ω = Humedad específica (kg H₂O/kg aire seco).

$\eta_{eva\ direc}$ = Rendimiento o eficiencia del sistema de enfriamiento por evaporación directa.

η_{colec} = Rendimiento o eficiencia del colector solar.

Y = Días de la semana.

∂ = Derivada parcial.

α = Difusividad.

ρ = Densidad.

ϕ_{T1} = Función de transferencia para la expresión de la temperatura, para cuando $x=d1$.

ϕ_{q1} = Función de transferencia para la expresión del flujo de calor, para cuando $x=d1$.

ϕ_{q0} = Función de transferencia para la expresión del flujo de calor, para cuando $x=0$.

β = Constante.

π = Constante, 3.1416.

γ = Constante

∞ = Infinito.

δ = Función delta

τ = Constante.

Δ = Incremento.

ϵ_i = Emisividad de la superficie i

σ = Constante de Stefan-Boltzman,

ρ_a = Densidad del aire exterior.

v_0, v_1, v_2 = Factores de ponderación según ASHRAE.

Subindices

aire prim. = Aire primario.

aire sec. = Aire secundario.

ent. = Entrada.

i = Dirección transversal de la pared.

sal. = Salida.

0 = Expresa las propiedades de los alrededores.

$1, 2$ = Estado inicial o de entrada, estado final o salida.

RESUMEN

La problemática **que** enfrentan los habitantes de ciertas zonas del país durante el verano, debido a las altas temperaturas que se registran, son los altos costos por consumo de energía eléctrica para el enfriamiento. Además, repercute directamente a la empresa productora de electricidad. Provocando un costo mayor de producción del suministro de la energía eléctrica pico. Y por último, y no menos importante, es el impacto ambiental **que** se tiene al producir energía eléctrica. Debido a la emisión de gases contaminantes y efluentes de energía calorífica al ambiente por las plantas generadoras de electricidad como las termoeléctricas y nucleoeeléctricas. Trayendo como consecuencia problemas ambientales como el efecto invernadero y la contaminación térmica.

De ahí la necesidad de contar con un sistema de enfriamiento que proporcione las condiciones de confort (temperatura y humedad del aire) requeridas en la vivienda. Así como también un menor consumo de energía eléctrica y/o térmica para su operación.

Para lograr esto, el presente trabajo se realizó con la finalidad de proporcionar toda la información tanto técnica como económica de una serie de sistemas de enfriamiento considerados en este estudio, para el enfriamiento de viviendas. Además, la selección del sistema de enfriamiento que cumpla las condiciones de confort en la vivienda, tomando en cuenta las condiciones atmosféricas del lugar y las características típicas de la vivienda, y el menor consumo de energía eléctrica y/o térmica para su operación. En este caso el estudio se realizó para una casa típica de la ciudad de Mexicali B.C.N..

El inicio de este trabajo, comienza con la investigación de los diversos sistemas de enfriamiento que son considerados en esta evaluación. Consiste en describir sus características tanto físicas como de operación; así como también el análisis termodinámico.

Para la evaluación de los diferentes sistemas de enfriamiento se utilizó el programa DOE-2.1E (Department of Energy. versión 2.1E), versión actual. El IIE (Instituto de Investigaciones Eléctricas), lugar donde se llevó a cabo la modelación, cuenta con la versión actual. Este programa está disponible al público; la primera versión fue desarrollada en el año de 1979 (DOE-2.1A). Este programa permite predecir el uso y costo de energía horaria de un edificio, con la necesidad de que el usuario suministre información ambiental horaria, la descripción del edificio, y la descripción del sistema de enfriamiento. De esta manera, con el uso de este programa, es posible evaluar el uso de energía en la vivienda de los diversos sistemas de enfriamiento considerados en este estudio.

Los criterios de evaluación para los diversos sistemas de enfriamiento considerados en este estudio fueron: el consumo de energía eléctrica y/o térmica; la demanda máxima por consumo de

energía eléctrica; y las condiciones de confort requeridas en la vivienda (temperatura y humedad relativa del aire en el espacio).

La evaluación económica de los diversos sistemas de enfriamiento fue realizada con los métodos del valor presente y anualidades equivalentes. Tomando como referencia el sistema de enfriamiento convencional (sistema de enfriamiento mecánico).

Considerando los resultados de la modelación y la evaluación económica de los diversos sistemas de enfriamiento, se encontró que el sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación cumple con las condiciones de confort requeridas en la vivienda y es el sistema de enfriamiento que presenta el menor costo por consumo de energía eléctrica y/o térmica.

Y además, resulta ser económicamente rentable con respecto al sistema de enfriamiento convencional. Es decir, que el incremento del costo inicial de inversión del sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación con respecto al sistema de enfriamiento mecánico convencional, es pagado con los ahorros por consumo de energía eléctrica y térmica durante su vida útil. Y además, se obtendría un ahorro en pesos durante su vida útil por instalar el sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación en lugar del convencional.

“Nadie está exento de la desgracia consistt solemnidad.”

Montaigne

, Capítulo 1

INTRODUCCIÓN**1.1 Generalidades**

En la actualidad, el tema de ahorro de energía ha tomado gran importancia en diferentes partes del mundo. En nuestro país no es la excepción: existen centros de investigación que estudian la posibilidad de desarrollar nuevos equipos más eficientes así como también en el desarrollo de nuevos programas de ahorro de energía. Las fuentes de energía, como el petróleo y la energía eléctrica, representan los problemas más importantes en cuestión de ahorro de energía y a los que se les trata de buscar soluciones rápidas,

El petróleo es una fuente, como ya se conoce, de energía no renovable que tenderá a desaparecer en algunos años. Esto ha provocado la búsqueda de equipos más eficientes u otras alternativas de uso de energía como la energía geotérmica y la solar que hoy mundialmente son una realidad.

Por su parte, la producción de energía eléctrica en nuestro país depende de la demanda del usuario según la época del año y la situación geográfica. Es decir, en una zona en que el usuario demande mayor energía eléctrica, a la empresa productora de energía eléctrica le cuesta más producir el excedente de energía requerida. Esto trae como consecuencia que el costo por suministro de energía eléctrica a los usuarios aumente y represente un impacto económico. De ahí la necesidad de encontrar nuevas alternativas tecnológicas que permitan resolver este tipo de problema.

El ahorro de energía no sólo consiste en reducir el consumo de energía, sino que el sistema de enfriamiento alternativo tenga la capacidad de proporcionar todas las necesidades requeridas por el usuario, y además que la utilización del sistema de enfriamiento alternativo sea rentable económicamente.

Otro punto muy importante que es necesario mencionar es el impacto ambiental que trae como consecuencia el uso de energía. Es decir, la necesidad de producir energía eléctrica para el suministro a la red general (como son las plantas nucleoelectricas y termoeléctricas) requiere la utilización de elementos que son contaminantes al medio ambiente y esto se hace notar con los problemas del efecto invernadero y la contaminación térmica.

De ahí que la utilización de sistemas de enfriamiento que requieran menor consumo de energía eléctrica, provoca que exista menor demanda a la red. Esto hace que se reduzca la necesidad de producir energía eléctrica y como consecuencia disminuya la producción de gases de invernadero y contaminación térmica. En cuanto a los sistemas de enfriamiento que utilizan energía térmica para

su operación, también es muy importante el ahorro (de este tipo de energía) que pueda existir, ya que los efectos que trae el producir energía térmica para la operación del sistema de enfriamiento se encuentran ligado con el medio ambiente (como son la combustión del gas natural y generación de calor).

1.2 *Objetivo del proyecto de tesis*

En México existen zonas pobladas con muy altas temperaturas durante el verano. Los habitantes de estos lugares enfrentan gastos elevados por concepto de aire acondicionado para sus viviendas. Asimismo, la empresa productora de electricidad (**CFE**) requiere de altos niveles de capacidad instalada para cumplir con la demanda global de energía eléctrica durante el verano, representándole un costo mayor por producción. Una de las maneras de mejorar estas situaciones (reducir los gastos tanto de los usuarios como de la empresa productora de electricidad), es mediante el uso de sistemas más eficientes de acondicionamiento de espacios, sistemas de menor consumo de energía eléctrica y/o térmica y que además proporcionen, las condiciones necesarias de confort requeridas en el espacio como temperatura y porcentaje de humedad relativa (HR). Las diferentes opciones dependen de las características climatológicas específicas de la zona bajo consideración [13, y para ello es necesario considerar tanto variaciones estacionales como variaciones diarias de los parámetros meteorológicos.

El caso más extremo de esta situación es la ciudad de Mexicali **B.C.N**[2]. La demanda de energía eléctrica se acerca a los límites de la capacidad de generación disponible, y durante el verano el gasto doméstico en energía eléctrica representa el gasto más grande para un hogar.

Los métodos de enfriamiento comúnmente utilizados en viviendas mexicanas de este tipo de zonas con altas temperaturas de verano son los de evaporación directa (enfriadores evaporativos) y sistemas de aire acondicionado (sistema de enfriamiento mecánico) que transfieren el calor al aire exterior [3].

Actualmente existen otras posibles alternativas como son: las bombas de calor que rechazan el calor al subsuelo somero; el sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación con calor como energía motriz; el uso de sistemas de enfriamiento mecánico que utilicen una torre enfriamiento con el condensador inmerso; sistemas de refrigeración por absorción; sistemas de enfriamiento mixto por evaporación (indirecta y/o directa) combinado con refrigeración por compresión mecánica o absorción; etc. [4]. Estas tecnologías ofrecen la posibilidad de eficientar el uso de energía y reducir los gastos domésticos y la demanda de energía eléctrica de la red pública.

Para conocer y cuantificar los posibles ahorros, tanto energéticos como monetarios, que representen cada uno de estos sistemas alternativos, es necesario llevar a cabo un estudio de cada una de estas tecnologías, aplicadas a una vivienda típica de la ciudad de Mexicali **B.C.N.** .

Por tanto, el objetivo de este proyecto consiste en determinar las diferentes tecnologías susceptibles de uso para el enfriamiento de espacios en viviendas de Mexicali **B.C.N.** sus

características térmicas, termodinámicas y económicas. De esta manera se podrá evaluar su potencial para racionalizar el uso de energía primaria.

El citado estudio será realizado mediante la ayuda del programa DOE-2.1E [5] (Department of Energy, versión 2.1E) que permite modelar sistemas de enfriamiento en casas residenciales. El programa DOE-2.1E es del dominio público, cuenta con 19 años de existencia (1979) y constantemente se está renovando. El IIE (Instituto de Investigaciones Eléctricas), institución donde se realizó el estudio, cuenta con la versión reciente (2.1E).

1.3 *Estado del arte*

En la actualidad existe una innumerable cantidad de programas de cómputo que permiten la modelación de energía de edificios ya sean aplicables a zonas residenciales, comerciales o industriales. Mediante la modelación se puede evaluar un sistema de enfriamiento en particular, para un caso aplicable a los mencionados anteriormente; otra forma de evaluar estos sistemas de enfriamiento es a través de datos obtenidos directamente de campo.

La evaluación de los sistemas de enfriamiento mediante la modelación permite obtener una aproximación directa de la realidad, y la convergencia o divergencia de los datos obtenidos de la modelación con los valores reales, dependerá del tipo de programa de cómputo que se utilice.

Desde que se creó el programa DOE-2.1E [5], se han realizado una gran cantidad de trabajos con él; desde la validación del mismo programa, la modelación de sistemas de enfriamiento aplicados a edificios residenciales y comerciales, el análisis comparativo entre otros programas de cómputo, hasta la realización de bases de datos de cargas horarias (de calentamiento y enfriamiento) de edificios para construcciones prototipos multifamiliares; trabajos que se mencionarán a continuación.

Jerry F. Kerrisk *et. al.* [6], presentaron un trabajo que describe el método del factor de ponderación para el cálculo de las cargas térmicas y temperaturas en la construcción del edificio y su implementación en el programa DOE-2.1 (primera versión). El método del factor de ponderación fue introducido primeramente por Mitalas y Stephenson [7]. El DOE-2.1 proporciona información horaria sobre la razón de extracción de calor (o suministro de calor) y la temperatura del aire del espacio por medio del uso de los factores de ponderación, que describen el comportamiento térmico del espacio. El cálculo es en dos partes (ver el apéndice A).

Primeramente, la temperatura del aire es considerada fija con respecto a un valor de referencia. Las ganancias de calor instantáneas del espacio se calculan sobre esta temperatura constante y se consideran los diferentes tipos de ganancias de calor, tales como la radiación solar que entra por las ventanas, la energía de iluminación, personas o equipos, y la conducción de energía por paredes.

Los factores de ponderación, que corresponden para cada tipo de ganancia de calor considerados, son usados para calcular las cargas de enfriamiento. Estos factores de ponderación de

ganancias de calor son una serie de parámetros que cuantitativamente determinan que porción de la energía del espacio es almacenada y qué tan rápido se libera la energía almacenada durante las horas posteriores. De esta manera, la suma de las diferentes cargas de enfriamiento de las ganancias de calor (radiación solar, energía de iluminación, personas o equipos, y, la conducción de energía por paredes), se obtiene la carga total de enfriamiento del espacio..

En el segundo paso, se usan la carga total de enfriamiento del espacio junto con los datos del sistema de enfriamiento y una serie de factores de ponderación de la temperatura del aire para calcular la razón de extracción de calor actualizado así como la temperatura del aire. Los factores de ponderación de la temperatura del aire son una serie de parámetros que relacionan la carga de enfriamiento neta con la desviación de la temperatura del aire del valor de referencia.

Finalmente en [6] concluyeron, mediante la comparación entre los valores calculados y medidos de la temperatura del aire y la razón de extracción de calor de una serie de edificios en estudio, que la técnica del factor de ponderación implementada en el DOE-2.1 para la determinación de las cargas térmicas puede con buena exactitud modelar el comportamiento térmico horario de una variedad de edificios comerciales y residenciales.

J. Huang *et. al.* [8], crearon una base de datos usando el programa DOE-2.1D para 16 edificios prototipos multifamiliares en 15 ciudades de Estados Unidos. El objetivo de esta base de datos es proveer una base consistente para estimar el rendimiento y aplicabilidad de diferentes equipos y medidas de conservación para el sector de edificios multifamiliares.

La información de las cargas horarias de calentamiento y enfriamiento (sensible y latente), del agua caliente doméstica y el consumo eléctrico estimado por apartamento fue almacenada en discos flexibles, permitiendo al usuario extraer dicha información de las cargas mensuales según sea su interés.

Por su parte B. M. Cohen [9], realiza un trabajo donde presenta un sistema de enfriamiento desecante calentado con gas en el que enfoca su estudio en la descripción de los componentes y el principio de operación del equipo. El objetivo fue calcular el rendimiento anual del sistema de enfriamiento y los consumos de energía para una variedad de aplicaciones en diferentes tipos de climas. Utiliza el programa DOE-2.1C para evaluar el potencial del sistema de enfriamiento desecante. Los resultados de la modelación son presentados en la forma de carga de enfriamiento, consumo de gas y el coeficiente de rendimiento (Coefficient of Performance, COP).

Por su parte S. Kemp *et. al.* [4], trabajaron con un sistema de enfriamiento desecante en el que realizaron el estudio y la evaluación del rendimiento de este sistema de enfriamiento en un edificio residencial situado en Canadá. El estudio se enfocó desde el punto de vista de confort para los ocupantes del edificio, usando un sistema de software de modelación de energía horaria de edificios. La modelación de las cargas de calentamiento y enfriamiento del edificio, así como también los efectos del sistema de enfriamiento desecante-*evaporativo*, fueron efectuados usando el programa DOE-2.1E. En este estudio se pretendió comprobar la factibilidad de combinar el desecante y el enfriador *evaporativo* para construcciones comerciales en Canadá.

De los resultados que se obtuvieron con el programa DOE-2.1E, los autores concluyeron que el sistema de enfriamiento desecante era capaz de satisfacer las condiciones de confort en el edificio comercial, condiciones climáticas de humedad y calor en verano en el área de Ottawa.

1.4 Alcance del proyecto de tesis

El presente trabajo de tesis pretende proporcionar la información acerca de las diferentes tecnologías para el enfriamiento de viviendas aplicables en la ciudad de Mexicali B.C.N., así como sus características tanto técnicas como económicas. Cuantificar los consumos de energía y las condiciones de confort logrados mediante la modelación en el sistema DOE-2.1E. Llevar a cabo un análisis económico comparativo entre el sistema de enfriamiento convencional (sistema de enfriamiento mecánico) con respecto a los sistemas de enfriamiento alternativos, Estos es, para identificar las tecnologías más prometedoras que resulten ser económicamente más rentables; con el fin de racionalizar el uso doméstico de energía para enfriamiento de viviendas y proporcionar las condiciones de confort requeridas en la vivienda.

1.5 Metodología

El desarrollo de la metodología empleada para este proyecto de tesis inicia con el estudio de los diferentes sistemas de enfriamiento en la literatura, diversos trabajos que se hayan realizado sobre estos sistemas de enfriamiento con aplicación residencial. Posteriormente, se determinarán sus principios de operación tanto térmicos como termodinámicos. En conjunto con esto se estudiará la teoría de la psicrometría y su aplicación en el aire acondicionado, para observar el comportamiento que tiene el aire durante el acondicionamiento de espacios y poder dimensionar un equipo en particular según las condiciones del aire que se requiera en el espacio y las condiciones exteriores.

Se determinarán cuáles de los sistemas de enfriamiento pueden modelarse o no directamente con el programa DOE-2.1E, tarea que requiere de la familiarización con el uso del programa DOE-2.1E. Para los sistemas de enfriamiento que no pueden modelarse directamente, se requieren desarrollar funciones e incorporarlas al programa DOE-2.1E. Posteriormente, se analizarán y evaluarán los resultados obtenidos del modelado tales como el consumo mensual y anual de energía eléctrica y térmica; las temperaturas promedio mensual obtenidas en el espacio; la distribución de la humedad relativa en el espacio durante el enfriamiento; la demanda máxima por consumo de energía eléctrica; y los costos por consumo de energía eléctrica y térmica.

Después del análisis de los resultados se presentará un estudio económico comparativo entre los diferentes sistemas de enfriamiento, el cual consiste en determinar si las alternativas propuestas resultan ser económicamente rentables en comparación con el sistema de enfriamiento mecánico. Los métodos de evaluación para proyectos de ahorro de energía que se utilizan en este trabajo son: el método del valor presente neto y el método de anualidades equivalentes.

Finalmente se presentarán las discusiones y conclusiones del trabajo realizado, donde se propondrá el sistema de enfriamiento que presente el menor costo por consumo de energía eléctrica

y/o térmica, cumpla con las condiciones de confort requeridas en la vivienda y sea rentable económicamente con respecto al sistema de enfriamiento mecánico convencional.

1.6 Beneficios esperados

Como beneficios se espera disponer de la información y la evaluación primaria de las diferentes tecnologías disponibles para el enfriamiento de viviendas en Mexicali B.C.N., lo cual ayudará a tomar decisiones con base en la información generada en las evaluaciones detalladas y el fomento de uso de tecnologías apropiadas.

1.7 Planteamiento del problema

El modelo físico que considera el programa DOE-2.1E para el modelado de los sistemas de enfriamiento se muestra en la figura 1.1. Como se puede observar, es un sistema (el cuerpo físico de la vivienda) que se encuentra intercambiando calor con los alrededores. El objetivo consiste en utilizar un equipo que desaloje el calor total de la vivienda. Una parte de este calor penetra por conducción en las paredes y techo al interior de la vivienda; la radiación solar es transmitida por las ventanas y el calor que se genera internamente por los equipos y el sistema de iluminación. De esta forma se busca mantener un nivel de temperatura y humedad satisfactorio en la misma. Para desalojar el calor del interior de la vivienda, el equipo de enfriamiento requiere de una fuente de energía para su operación, en este caso de la energía eléctrica y/o térmica. Lo que se pretende entonces, es determinar un equipo que requiera de menor consumo de energía eléctrica y/o térmica para realizar la función mencionada y sea capaz de proporcionar las condiciones de confort requeridas.

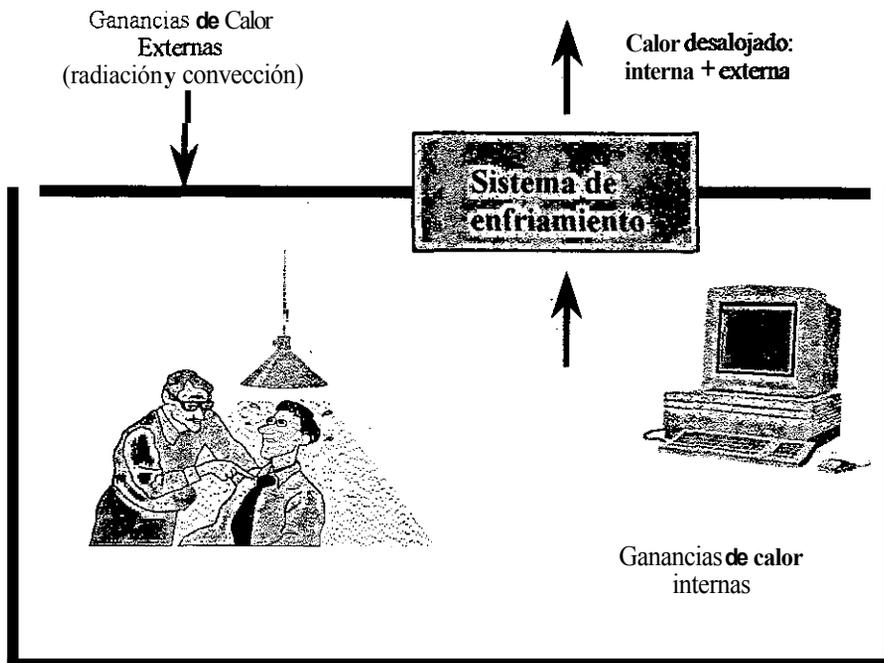


Figura 1.1 Esquema representativo del problema físico del programa DOE-2.1E.

REFERENCIAS

- [1] Myer K.. Enciclouedia de la Mecánica Ingeniería Técnica. División Científica y Técnica John Wiley & Sons, Inc., tomo 6, capítulos 75 y 76, 1990.
- [2] SMN. Servicio Meteorológico Nacional. “Banco Nacional de Datos Climatológicos”, disponible como página web en <http://smn.cna.gob.mx/productos/normales/nor51-80.html>, diciembre de 1998.
- [3] ASHRAE. The American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. “Evaporative Air-Cooling Equipment”. Inc. Handbook Equipment, capítulo 4. pp. 1-5, 1988.
- [4] Kemp S., Ben-Abdallah N., Stylianou M. and Hosatte S.. “Performance of Desiccant/ Evaporative Cooling in Canadian Office Buildings Using the Functions of DOE- 2.1E”. Alberta Energy, pp. 684-695, agosto de 1995.
- [5] Birdsall B. E., Buhl W. F., Ellington K. L. and Hirsch J. J.. “DOE-2 Basics (versión 2.1 E)”. Los Alamos Scientific Laboratory, reporte LBL-35520, 1994.
- [6] Kerrisk F. J., Moore E. J., Schnurr M. B. and HUM D. B.. “The Custom Weighting-Factor Method for Thermal Load Calculation in the DOE-2 Computer Program”. ASHRAE TRANSACTIONS, parte3, pp. 569-584, 1981.
- [7] Stephenson D. G. and Mitalas G. P.. “Cooling Load Calculations by Thermal Response Factor Method”. ASHRAE TRANSACTIONS, parte 1, 1967.
- [8] Huang Y. J., Ritschard R. L. and Fay J. M.. “DOE-2.1D Data Base of Building Loads for Prototypical **Multifamily** Buildings in the U.S.”. ASHRAE TRANSACTIONS, parte 2, pp. 786-797, 1989.
- [9] Cohen B. M. and Slosberg R. B.. “Application of Gas-fired Desiccant Cooling Systems”. ASHRAE TRANSACTIONS, parte 1, pp. 525-536, 1988.

“El hombre capaz se labra más oportunidades de las que encuentra.”

Francis Bacon

Capítulo 2

DESCRIPCIÓN DE LOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO

2.1 *Introducción*

Se llama acondicionamiento del aire al control simultáneo de la temperatura, humedad, limpieza, olor y circulación del aire requerido por los ocupantes de un recinto o espacio. Existen diversos factores que influyen para que no todos los ocupantes de un mismo espacio se encuentren confortables en un conjunto de condiciones dado. Por ello, es preciso considerar la vestimenta, edad, sexo y el nivel de actividad de cada persona. Los factores que influyen en el nivel de confortabilidad son: temperatura, radiación térmica, humedad, movimiento del aire y calidad del mismo en cuanto a olor. Con un sistema de aire acondicionado completo se puede lograr controlar de manera simultánea estos factores [1].

Para la selección de un sistema de aire acondicionado es necesario considerar las ganancias de calor internas y externas del espacio. De esta forma, se determinan las cargas de enfriamiento que se necesitan desalojar del mismo. Además, es necesario que sea accesible y de fácil mantenimiento.

Las cargas de enfriamiento internas son aquellas ganancias de calor que se obtienen dentro del espacio: debidas a iluminación, ocupantes y equipos. Estos últimos son un factor importante en el diseño de edificios' para oficinas.

Las cargas de enfriamiento externas son las ganancias de calor que provienen del sol y del aire exterior. La ganancia de calor solar varía durante el día y es un factor importante a considerar para el diseño de los sistemas de aire acondicionado. Su magnitud y razón de cambio dependerá de la ubicación, el área de los cristales y la capacidad de almacenar calor del edificio [2].

Los sistemas de aire acondicionado, por lo regular, cuentan con los mismos elementos básicos, aunque éstos pueden variar en apariencia física y arreglo. Por otro lado, para los sistemas de enfriamiento que cuentan con los mismos elementos, la forma en que son controlados y operados puede ser totalmente diferente [3].

1. Durante toda la tesis los términos edificio y construcción son sinónimos, y expresan el cuerpo del espacio que se acondiciona

2.2 Sistema todo aire (all-air)

Este tipo de sistema provee calentamiento sensible y humidificación, y enfriamiento latente y sensible mediante el suministro de aire al espacio que se acondiciona. En tales sistemas suele haber tubería entre los dispositivos refrigerantes y equipos de calentamiento y el dispositivo de manejo del aire. El sistema todo aire puede ser adaptado a todo tipo de sistemas de aire acondicionado para confort y procesos de trabajo. Estos sistemas son aplicables en construcciones donde se requiere un control individual de condiciones y donde existen espacios con requerimientos diferentes, como edificios de oficinas, escuelas, hospitales, hoteles, entre otros. También es usado en aplicaciones especiales en que se necesita un cuidadoso control de temperatura y humedad.

Los sistemas todo aire se pueden clasificar en sistemas de trayectoria única y sistemas de trayectoria dual. En los sistemas de una sola trayectoria, los serpentines principales de calentamiento y enfriamiento se encuentran en una ruta de flujo del aire en serie, con un sistema común de distribución por ductos a una temperatura común del aire para alimentar todos los aparatos terminales.

Los sistemas de trayectoria dual contienen los serpentines en una ruta de flujo en paralelo o en serie-paralelo con: 1) un sistema de ductos de distribución de aire frío y caliente que se mezcla en el aparato terminal, y 2) un sistema de suministro por un solo ducto a cada zona, con mezcla de aire caliente y frío en el ventilador principal de suministro [1].

Los sistemas de recalentamiento son una modificación de un sistema de volumen constante de zona simple. El propósito de este sistema es permitir el control por zonas o espacios en áreas con carga desigual, proporcionar calentamiento o enfriamiento de áreas periféricas con diferentes exposiciones y para aplicaciones industriales o de confort en las que se desea un estrecho control de las condiciones ambientales. El aire acondicionado es suministrado por una unidad central con una temperatura fija para contrarrestar la máxima carga de enfriamiento del espacio. El termostato activa la unidad de recalentamiento cuando la temperatura está por debajo del límite superior de la posición de ajuste del instrumento de control.

En los sistemas de volumen variable, la carga variable es compensada mediante la regulación del volumen de aire suministrado a través de un ducto único. Se tienen dos ventajas importantes:

1. El bajo costo inicial, esto se debe a que sólo se requieren tramos únicos de ductos y un control simple en la terminal del aire.
2. Y los costos reducidos de operación.

En los sistemas de zonas múltiples, las unidades de estación central de zonas múltiples alimentan un ducto único por zona. En ellas, el control zonal se efectúa mezclando aire caliente y frío en la unidad central en respuesta a los termostatos del recinto. Se usa este sistema en lugares donde existen cargas elevadas de calor sensible y requerimientos limitados de ventilación.

el calor. Cuando existe la necesidad de controlar la humedad y temperatura, se puede combinar un sistema mecánico de refrigeración con uno de enfriamiento evaporativo. En cuanto al diseño de los sistemas de enfriamiento que usan enfriamiento evaporativo, hay dos tipos: 1) los sistemas de enfriamiento que mejoran el espacio para gentes, animales o procesos sin la necesidad de tener un control de la humedad y temperatura en el espacio y 2) los sistemas de enfriamiento diseñados que mejoran las condiciones ambientales en un espacio [4].

El rendimiento de un sistema evaporativo está ligado a las condiciones climáticas. En la figura 2.1 se muestra el cambio termodinámico debido a la mezcla entre el agua y el aire durante el flujo del aire. El agua recirculada logra alcanzar una temperatura de equilibrio que es igual a la temperatura del bulbo húmedo del aire entrante [5]. Los equipos de enfriamiento de aire por evaporación se clasifican como directos e indirectos.

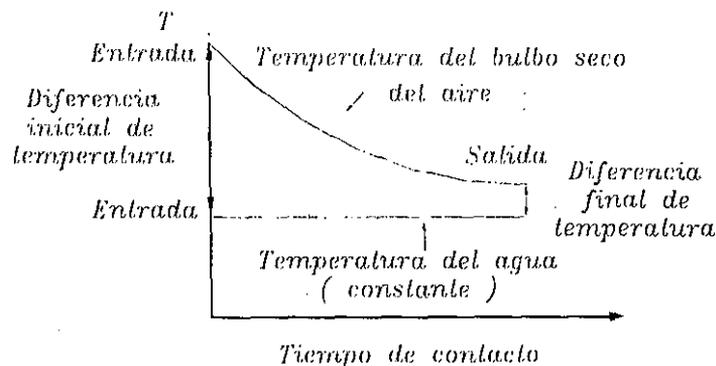


Fig.2.1 Interacción entre el agua y el aire en un enfriamiento del aire por evaporación [5].

2.5.1 *Enfriadores de aire por evaporación directa* (direct evaporative air coolers)

Los equipos de evaporación directa enfrían el aire por medio del contacto directo con el agua, ya sea por medio de la superficie húmeda de un material o con una serie de aspersores.

2.5.1.1 *Enfriador de aire con un medio humedecido* (wetted-media air coolers)

Estos enfriadores cuentan con paneles evaporativos y con una bomba para la recirculación del agua que es tomada de un sumidero² de agua por medio de un sistema de distribución. Posee un ventilador (de tipo centrífugo) que extrae el aire de los paneles evaporativos y lo suministra al espacio que se requiere enfriar. El ventilador descarga el aire ya sea por la cabina del enfriador o por el fondo del sumidero (movido por un motor de transmisión con banda).

2. Un depósito de energía se clasifica en dos tipos: un depósito que absorbe energía en forma de calor se llama sumidero y un depósito que suministra energía en forma de calor se llama fuente.

2.3 Sistema agua-aire (water-air)

Este sistema se usa para espacios con altas cargas sensibles y donde no se requiere control de la humedad. El sistema agua-aire es comúnmente usado para construcciones de oficinas, hospitales, escuelas, departamentos, entre otros. En la mayoría de los climas, estos sistemas son instalados y diseñados para proveer: 1) todo el calentamiento y enfriamiento necesarios en el espacio, y 2) el enfriamiento y calentamiento simultáneo en diferentes partes del edificio durante temporadas intermedias.

Para llevar a cabo la función de enfriamiento, se distribuye tanto aire (fluido primario) como agua (fluido secundario) en el espacio requerido. Para realizar las funciones de enfriamiento y calentamiento se modifica la temperatura del aire o del agua (o ambas), logrando así el control térmico del espacio durante todas las estaciones del año. Comparando este sistema con el sistema todo aire, el suministro de aire es menor y, por tanto, se requiere menor espacio de construcción para ubicar el sistema de distribución de enfriamiento.

Este aire en combinación con un método de alta velocidad de distribución del aire se logra la reducción del espacio requerido. La potencia que se necesita para bombear el agua por el edificio es menor comparada con la que necesita el ventilador para el suministro y retomo del aire.

Los sistemas agua-aire se pueden clasificar en instalaciones de dos, tres, y cuatro tubos. Su funcionamiento es similar y todos tienen la capacidad de enfriamiento y calentamiento durante todo el año, aunque difieren en las disposiciones de los circuitos de agua secundarios y sistemas de control [1].

2.4 Sistema todo agua (ail-water)

Este tipo de sistema cuenta con terminales de recinto de ventilador y serpentín, de ventilador unitario o de tipo compensado, en los cuales el aire de ventilación no acondicionado es suministrado por aberturas en la pared o por infiltración. Las funciones de enfriamiento y deshumectación se realizan haciendo circular agua o salmuera por un serpentín de aletas en la unidad. Para efectuar el calentamiento se puede por el mismo serpentín Suministrar agua caliente u otro empleando un sistema de distribución de agua de dos, tres o cuatro tubos desde el equipo central. Se pueden utilizar otras formas de calentamiento como la eléctrica o un serpentín de vapor separado. En los sistemas todo agua no es práctica la humidificación, a menos que se cuente con un humidificador separado en cada recinto. Una ventaja importante de este sistema es la flexibilidad para adaptarlo a diversos requerimientos de módulos para edificios [1].

2.5 Enfriamiento de aire por evaporación (evaporative air cooling)

Los sistemas de enfriamiento evaporativo han encontrado aplicación en construcciones institucionales, comerciales, plantas de potencia, de fundición y otras operaciones donde interviene

Estos equipos pueden alcanzar una eficiencia de operación del **80%** aproximadamente si se mantienen en buenas condiciones. Los paneles evaporativos pueden ser tratados químicamente para aumentar su humectabilidad. Los paneles se montan en persianas desmontables, fabricados por lo regular de acero galvanizado o plástico moldeado. Una serie de canales distribuye el agua a los paneles. Una bomba centrífuga, con la succión sumergida bombea el agua a través de los tubos con un flujo uniforme para cada canal. El tanque de agua o sumidero de agua está en conexión con una válvula flotador, una tubería de rebose y un dren. La purga del agua evita que se formen sedimentos e incrustaciones de minerales.

La cantidad de agua que se maneja depende directamente del flujo de aire, de la eficiencia del panel evaporador y de la temperatura del bulbo húmedo del aire a la entrada y a la salida. La razón de humedad (masa de vapor de agua por masa de aire seco) para la entrada y salida del aire puede ser determinada por medio de una carta psicrométrica [5].

2.5.1.2 *Enfriador de aire con un medio rígido* (rigid-media air coolers)

Estos enfriadores constan de láminas rígidas y la superficie húmeda es de un material corrugado que está en contacto con el flujo de aire. Estos materiales tienen una composición química, basado en celulosa y fibra de vidrio para evitar que se degraden por la exposición de sales. Las láminas tienen un ángulo determinado que les dan una cierta orientación para que tanto el flujo del aire como del agua se muevan en direcciones opuestas. Poseen una bomba que recircula el agua desde un depósito que se encuentra en una posición inferior del sistema. El material del depósito tiene un revestimiento resistente a la corrosión, además cuenta con conexiones de drenado y rebose. La función de la válvula flotador consiste en mantener el agua a un nivel determinado en el depósito, reconcentrar el agua evaporada y suministrar agua fresca por dilución (acción de disminuir la fuerza de un líquido) para prevenir que exista una concentración de sólidos y minerales [5].

2.5.1.3 *Enfriador de aire evaporativo de tipo anillo* (slinger-type)

Este sistema consta de dos secciones: 1) una sección de enfriamiento evaporativo y 2) la sección del ventilador. El ventilador centrífugo es de tipo curvado hacia adelante con doble entrada y doble anchura. **Y** es accionado con una banda por un motor eléctrico.

La sección de enfriamiento consta de un panel evaporativo que funciona como filtro y un panel eliminador de humedad; además incluye una válvula de drenado, una válvula flotador, una tubería de rebose y un tapón de drenado. En esta sección, el **aire** del exterior se hace pasar por un rocío de agua. El rociado es creado por un motor vertical y un disco que está parcialmente sumergido en el sumidero de agua. Este equipo puede tener una eficiencia de operación del **80%** [5].

2.5.2 *Enfriador de aire por evaporación indirecta* (indirect evaporative air coolers)

En estos sistemas el aire es enfriado por evaporación. Los enfriadores de evaporación indirecta enfrían el aire mediante un intercambiador de calor. El intercambiador de calor transfiere el calor del fluido primario al fluido secundario (la transferencia de calor se presenta sólo por conducción y convección), ya sea con una corriente de aire secundario o con agua (torres de enfriamiento). En este sistema, el fluido primario no está en contacto directo con el fluido secundario, a diferencia del sistema de evaporación directa.

A continuación, se mencionan algunos de los métodos de enfriamiento por evaporación indirecta existentes:

- 1) mojado directo de la superficie del intercambiador de calor.
- 2) flujo sobre un panel húmedo.
- 3) flujo a través de aspersores.
- 4) flujo en un disco evaporador, etc.

La corriente de aire primario (aire que se suministra al espacio acondicionado) es enfriada sensiblemente, debido a la transferencia de calor (conducción y convección) que existe del fluido primario al fluido secundario en el intercambiador de calor. En el intercambio de calor entre las dos corrientes de aire no existe suministro de humedad al aire primario. El suministro de aire primario puede ser del aire de recirculación o una mezcla de aire limpio y aire de recirculación. En este proceso, la entalpía del aire primario decrece debido a la falta de humedad; caso contrario es el de evaporación directa donde el proceso se realiza a entalpía constante. Este sistema incluye un intercambiador de calor, un aparato para el humedecimiento, un equipo de ventilación para el aire secundario, persianas para la entrada de aire y una cubierta o carcasa. El intercambiador de calor puede ser construido de láminas de metal plegadizas, o puede ser construido a base de una serie de tubos en donde se mueve un flujo de aire en el interior y la otra corriente se mueve en el exterior. Es necesario contar con filtros de aire en las entradas de las dos corrientes para evitar que se contamine el aire o haya obstrucciones por materiales sólidos. Por consiguiente, es conveniente tratar el agua para evitar la corrosión del intercambiador de calor.

El rendimiento de enfriamiento del equipo de evaporación indirecta se expresa comúnmente como el factor de rendimiento. Se define como la razón de la temperatura del bulbo seco de la corriente de aire primario entre la diferencia de la temperatura del bulbo seco inicial de la corriente de aire primario menos la temperatura del bulbo húmedo de la corriente de aire secundario a la entrada. Matemáticamente se puede expresar como sigue, [5].

$$\eta_{\text{eva. Indirec.}} = \frac{(T_1 - T_2)}{(T_1 - T_{\text{bul. húm.}})} * 100$$

Los términos T_1 y T_2 representan la temperatura del bulbo seco de la corriente de aire primario inicial y final, respectivamente, y $T_{bul. húm}$ representa la temperatura del bulbo húmedo de la corriente de aire secundario a la entrada.

2.5.3 Sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta/directa

Este sistema llamado de dos etapas resulta de la combinación de un sistema evaporativo indirecto (primera etapa) con un sistema evaporativo directo (segunda etapa). El aire de suministro entra a la primera etapa que es el sistema evaporativo indirecto. El aire sale con una reducción de su temperatura de bulbo seco sin presentar un aumento de humedad. Como se puede ver en el diagrama psicrométrico de la figura 2.2, el aire sigue una línea horizontal constante. Al pasar por la segunda etapa, que es el sistema evaporativo directo, el aire sigue la línea de temperatura de bulbo húmedo partiendo de la condición de salida de la primera etapa. Como se puede ver aquí existe un suministro de humedad al aire primario.

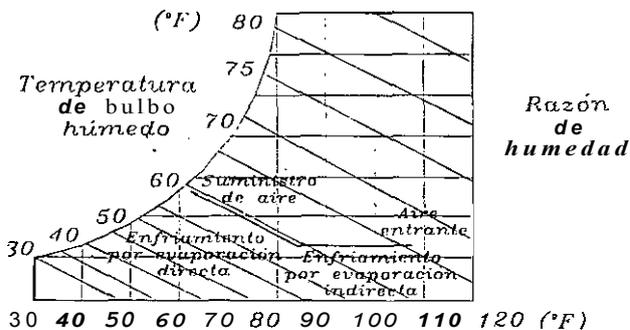


Fig.2.2 Combinación de un proceso de enfriamiento evaporativo indirecto/ directo [5].

La figura 2.3 muestra un sistema combinado usando una rueda caliente rotatoria (intercambiador de calor rotatorio). Debido a que la rueda gira, el aire primario es enfriado sensiblemente al pasar por ella (1). Al salir el aire primario de la rueda entra a un enfriador evaporativo directo (2), donde se reduce más su temperatura de bulbo seco y su humedad aumenta. El aire sale a las condiciones deseadas para el acondicionamiento del espacio (3). El aire secundario puede ser el aire del exterior o el aire desalojado del espacio (4). El aire secundario pasa por el enfriador evaporativo directo disminuyendo su temperatura de bulbo seco (5), al salir pasa por la rueda caliente lo que hace que la masa de la rueda sea enfriada a una temperatura aproximada a la temperatura del bulbo húmedo del aire secundario (6). De esta manera, se completa el ciclo cuando la rueda regenerada enfría nuevamente el aire primario.

En climas cálidos los sistemas de enfriamiento evaporativo indirecto/directo son, por lo regular, diseñados para suministrar el 100% del aire exterior al espacio del edificio. Cuando se requiere proporcionar temperaturas de aire de suministro más bajas que las que puede ofrecer un sistema combinado indirecto/directo, entonces se puede añadir una tercera etapa. Esta tercera etapa puede ser un serpentín de enfriamiento y estar localizado ya sea aguas abajo o aguas arriba de la etapa del enfriamiento evaporativo directo pero siempre aguas abajo del enfriador evaporativo indirecto [5].

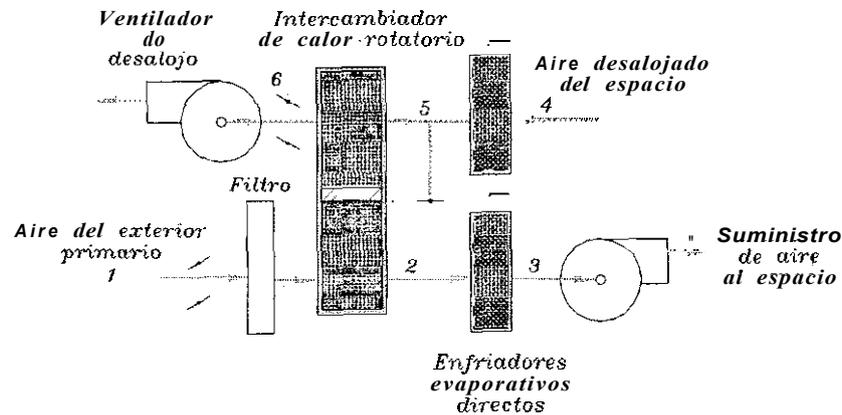


Fig. 2.3 Sistema de enfriamiento por evaporación indirecta/directa usando una rueda rotatoria [5]

2.6 Sistema de enfriamiento por absorción

Este sistema opera con un flujo continuo de calor y utiliza dos tipos de sustancias: uno que funciona como refrigerante (fluido primario) y uno como absorbente (fluido secundario), el cual puede ser bromuro de litio. El ciclo de refrigeración por absorción está constituido por 5 componentes básicos como son: generador, condensador, evaporador, absorbedor y bomba de solución, ver la figura 2.4. El refrigerante sale del evaporador en fase vapor a baja presión después de adquirir calor del exterior (1) y entra al absorbedor donde el refrigerante en fase vapor es "absorbido" por el absorbente. Esta mezcla puede llegar a ser posible si los dos fluidos tienen semejanza en su composición molecular. La energía térmica que es liberada en el proceso de absorción es transferida al agua de enfriamiento que fluye por los tubos en la envolvente del absorbedor. La mezcla refrigerante-absorbente es presurizada por la bomba de solución (2). Debido a que la mezcla resulta ser de menor volumen que el refrigerante en fase vapor (en compresión mecánica), la energía que se necesita para operar la bomba es mucho menor que la que se necesitaría en un compresor. La solución es dirigida al generador (3) y aquí el refrigerante se separa del absorbente mediante un proceso de destilación que requiere de calor para su operación. La función del intercambiador de calor que se encuentra entre el absorbedor y el generador, consiste en transferir una cantidad de calor adicional a la solución que va al generador por parte del absorbente en su retorno al absorbedor (4). Esto permite utilizar menor energía calórica para el proceso de destilación. Al salir del intercambiador el absorbente regenerado se dirige al absorbedor donde es enfriado (5); debido a la baja presión parcial del refrigerante en la solución dentro del absorbedor, se mantiene tanto en el evaporador y el absorbedor a una presión baja. Esto hace que se logre el proceso de absorción. Por su parte, el refrigerante al salir del generador entra al condensador en el que libera calor a los alrededores (6) y sale con un decremento en su temperatura en el punto (7) para entrar a una válvula de expansión y dirigirse nuevamente al evaporador en el punto (8) y así iniciar un nuevo ciclo [6].

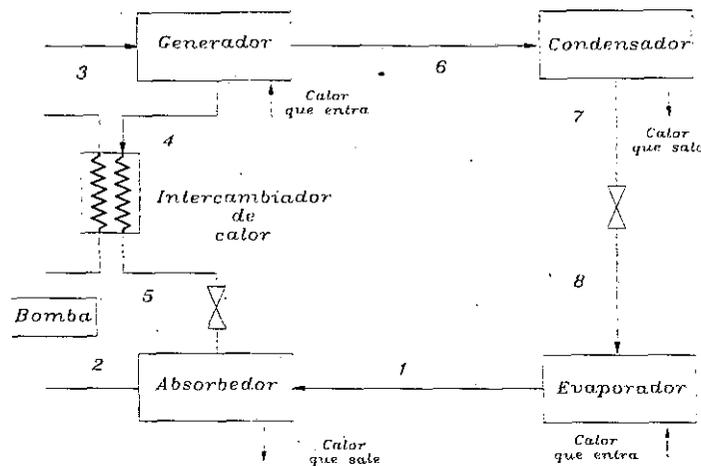


Fig.2.4 Ciclo básico de refrigeración por absorción [6].

2.7. Sistema de enfriamiento mecánico

Estos sistemas, conocidos también como sistemas de enfriamiento por compresión mecánica, funcionan como una bomba de calor y pueden proveer tanto calentamiento como enfriamiento al espacio o recinto. Pueden ser manejados eléctricamente o con gas (para el modo de calentamiento en invierno).

Una bomba de calor es un dispositivo que transfiere calor de un medio de baja temperatura (sumidero de calor) a un medio de alta temperatura (fuente de calor), mediante el suministro de energía externa. La bomba de calor es una tecnología flexible, que puede cumplir con una variedad de demandas de estilos de vida. Estas demandas son influenciadas por una serie de factores como: clima, cultura, abundancia, costos de energía, u otros.

2.7.1 Sistema de enfriamiento mecánico tipo paquete de zona simple (PSZ)

La figura 2.5 muestra un acondicionador de aire tipo paquete de zona simple. Este tipo de sistema enfría el espacio por expansión directa de un refrigerante y tiene la opción de suministrar aire de calefacción utilizando gas como combustible. Este tipo de unidad provee un volumen constante de aire a la zona de acondicionamiento y un flujo de aire constante o variable a sub-zonas opcionales. El sistema PSZ consta de un compresor, un condensador enfriado por aire, un evaporador con un ventilador de suministro de aire al espacio, un filtro (que no se muestra en la figura) y un termostato. Como se puede ver, se manejan dos tipos de fluidos: 1) el fluido primario corresponde al aire tomado del exterior para el acondicionamiento del espacio, y 2) el refrigerante o el fluido secundario, el cual se mueve en un ciclo cerrado entre el evaporador, compresor, válvula de expansión y el condensador. La trayectoria del refrigerante corresponde a un ciclo básico de compresión mecánica.

En el modo de enfriamiento, un ventilador toma aire del exterior y lo hace pasar por el evaporador (por la superficie externa) de manera tal, que existe una transferencia de calor con el refrigerante (interior del evaporador). El aire sale del evaporador a una temperatura menor y entra al espacio; el termostato por su parte tiene* la función de controlar el equipo (apagándolo o encendiéndolo), dependiendo de la temperatura del aire deseada en el recinto. Por su parte el condensador libera el calor que lleva el refrigerante al aire exterior [7]. Este sistema tiene la alternativa de mezclar el aire de retorno con el aire exterior.

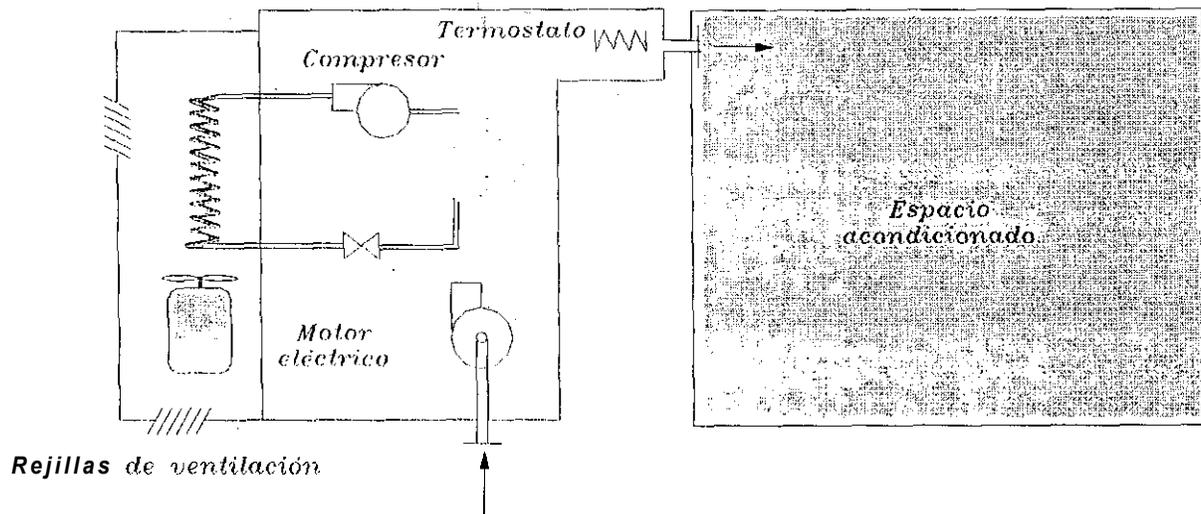


Fig. 2.5 Sistema de enfriamiento mecánico (PSZ)³ [7].

2.8. Sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación (solid desiccant)

En este sistema, el desecante está formado por una serie de materiales que poseen una alta afinidad con la humedad. Existen dos categorías de desecantes: adsorbentes y absorbentes. Los adsorbentes son usados por lo regular en supermercados y por sus características físico-químicas soportan ser saturados con moléculas de agua. De esta manera evitan que exista cambio de fase líquida del agua. Los absorbentes, por el contrario, permiten que exista el cambio de fase líquida al ser saturados con agua. Son usados básicamente para procesos industriales altamente controlados [8].

A continuación, se muestran algunos sistemas de aire acondicionado que utilizan una rueda desecante. La figura 2.6 muestra un desecante sólido con deshumidificador e intercambiador de calor sin aire precalentado para el proceso de regeneración. El aire del exterior se mezcla (1) con el aire de retorno del espacio (2) en el punto (3). Posteriormente, entra por una mitad de la sección de la rueda desecante, donde es secado y calentado por un proceso de deshumidificación del desecante.

3. En algunas figuras el espacio de acondicionamiento se coloreó con fondo gris.

Luego sale (4) con mayor temperatura y menor humedad. El aire de proceso entra a un intercambiador de calor donde transfiere calor a la corriente de aire del exterior, la cual entra por el otro lado del intercambiador (6). El aire de proceso (5), sale con una temperatura menor y es dirigido al espacio mediante un ventilador. El aire del exterior que entra en el punto (6) sale del intercambiador por el punto (7) con un aumento de temperatura y es dirigido por un ventilador al ambiente. En el punto (8), el aire del exterior es introducido a un regenerador, que puede ser de encendido directo o indirecto, para ser precalentado. El aire sale por el punto (9) con una mayor temperatura y entra por la otra mitad de la rueda que esta húmeda. Debido a que la rueda gira con una velocidad angular tal, permite que se realice tanto el proceso de deshumidificación como el de humidificación del aire, lográndose así la reactivación de la rueda para realizarse nuevamente el proceso de deshumidificación. Después de absorber la humedad de la rueda, el aire sale al exterior por medio de un ventilador a una temperatura menor (10) [9].

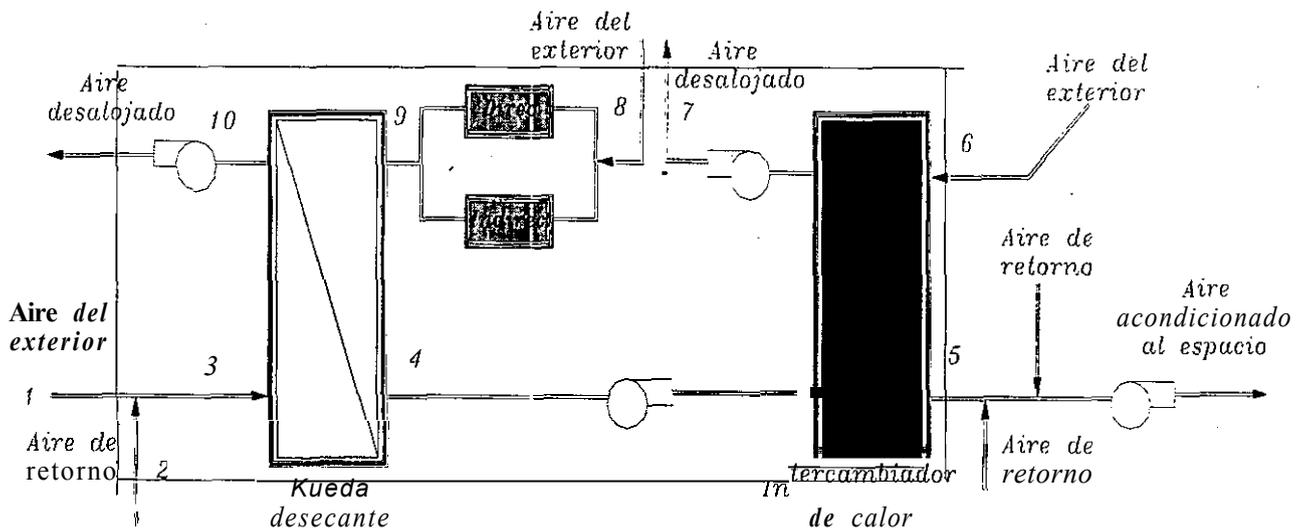


Fig. 2.6 Desecante sólido con deshumidificador e intercambiador de calor, sin aire precalentado para el proceso de regeneración [10].

La figura 2.7 presenta un desecante sólido con deshumidificador y un enfriador evaporativo indirecto, sin aire precalentado para el proceso de regeneración. La diferencia que se tiene con el sistema anterior es que se cuenta con un humidificador, que junto con el intercambiador de calor forman el equipo de evaporación indirecta. La trayectoria del aire de proceso y del aire secundario son las mismas, sólo que en el punto (6) el aire del exterior entra primeramente al humidificador donde es humidificado y enfriado para crear un sumidero de baja temperatura en el proceso de enfriamiento del aire primario en el intercambiador [9]. De esta manera, se logra bajar la temperatura del aire primario.

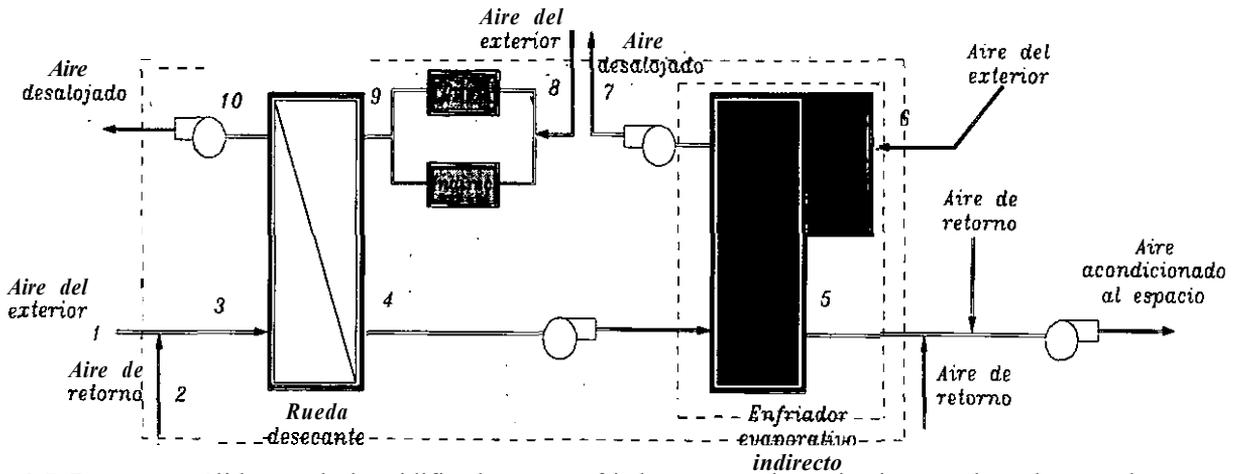


Fig. 2.7. Desecante sólido con deshumidificador y un enfriador evaporativo, sin aire precalentado para el proceso de regeneración [10].

La figura 2.8 presenta un desecante sólido con deshumidificador e intercambiador de calor, con aire precalentado para el proceso de regeneración. Es semejante al sistema de la figura 2.6 sólo que el aire del exterior que sale del intercambiador de calor una parte es introducido al regenerador (8) y el resto es desalojado al exterior (7). Lo que se intenta es aprovechar la ganancia de calor adquirida en el intercambiador [9].

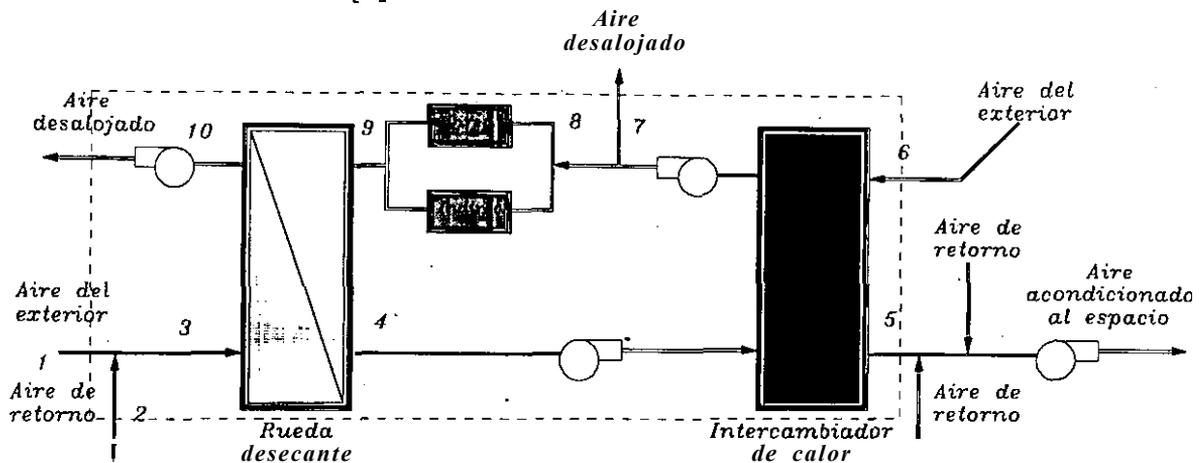


Fig. 2.8 Desecante sólido con deshumidificador e intercambiador de calor, con aire precalentado para el proceso de regeneración [10].

La figura 2.9 presenta un desecante sólido con un deshumidificador solamente. El aire del exterior (1) se mezcla con el aire de retorno del espacio (2) en el punto (3), el cual enseguida es introducido a la rueda desecante, donde es secado y calentado por el proceso de deshumidificación del desecante. Luego sale al punto (4) con mayor temperatura y menor humedad. En el punto (5), el aire del exterior entra al regenerador donde es precalentado, sale por el punto (6) con una mayor temperatura y es pasado por la rueda desecante. Ahí, la rueda transfiere la humedad al aire y éste sale al medio ambiente (7) con la ayuda de un ventilador a una menor temperatura [9]. Aquí, solo el aire primario es secado y aumenta su temperatura.

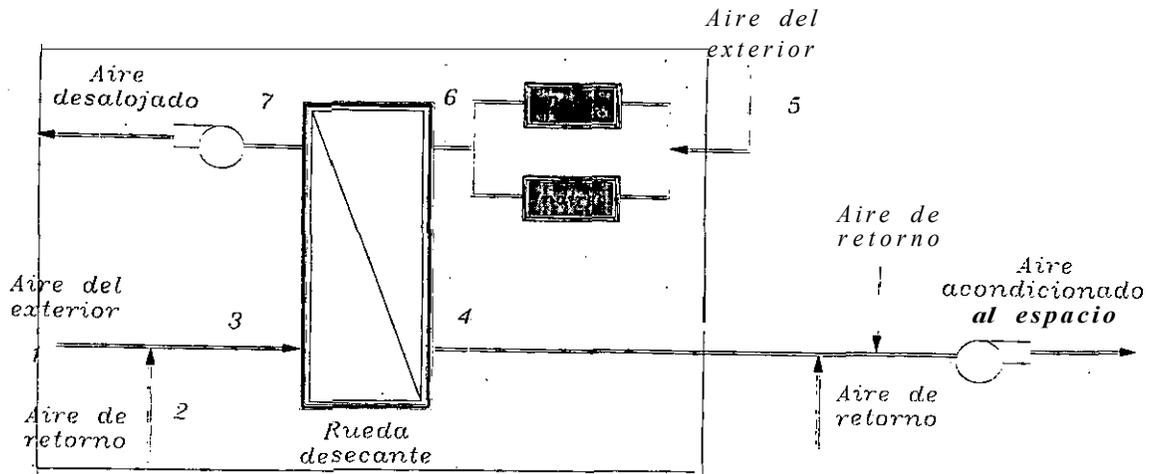


Fig 2.9 Desecante sólido con deshumidificador solamente [10]

En la figura 2.10 se muestra un diagrama de un ciclo de enfriamiento de un desecante, donde se incorpora un enfriador evaporativo indirecto y un evaporativo directo.

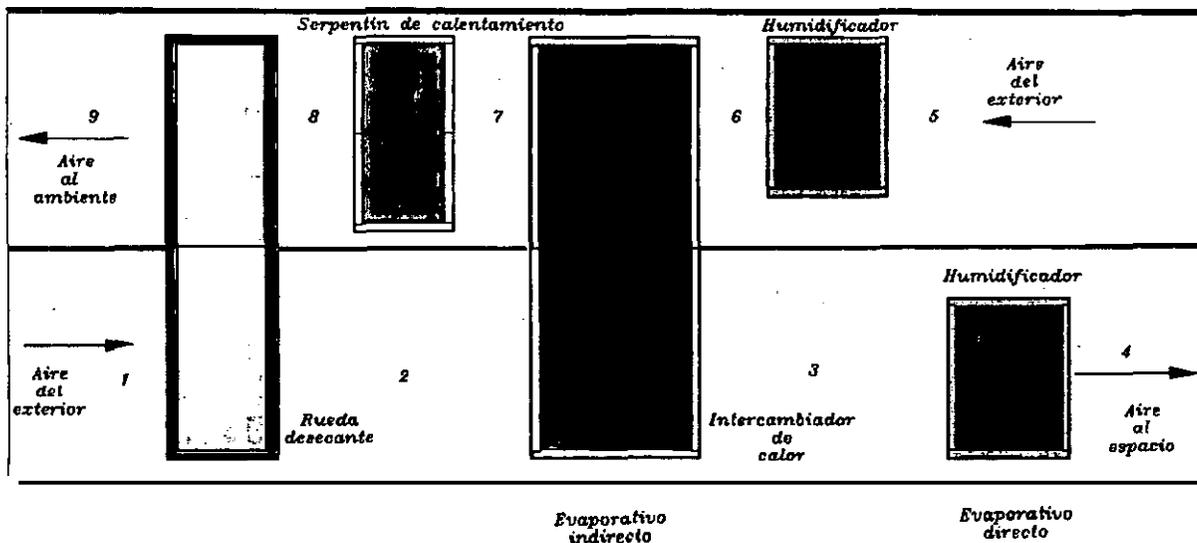


Fig. 2.10 Esquema de un ciclo de enfriamiento con desecante [9].

El aire del exterior (primario) entra en el punto (1) a la rueda desecante donde es secado y calentado por deshumidificación y sale por el punto (2) con un incremento en su temperatura y una reducción en su humedad. El aire del exterior, después de salir de la rueda, entra al intercambiador de calor para ceder su calor a la otra comente de aire (secundario) que sirve para enfriamiento, y sale en el punto (3) con una reducción en su temperatura. Por último, entra a un humidificador en el que se le adiciona humedad y su temperatura se reduce a las condiciones requeridas en el espacio acondicionado (4). El aire del exterior (5) entra al humidificador y sale (6) a menor temperatura para crear un sumidero de calor durante el enfriamiento del aire de primario de (2) a (3). En el punto (7), el aire secundario (con un incremento en su temperatura) proveniente del intercambiador de calor

entra al serpentín donde es calentado para la reactivación del desecante. El aire secundario sale del serpentín con un incremento en su temperatura (8), luego entra en la rueda húmeda y absorbe la humedad, logrando secar la rueda, para luego salir más frío y húmedo al ambiente (9). En la figura 2.11 se muestra el proceso psicrométrico, tanto del aire primario como del aire secundario [9].

El modo de ventilación se lleva a cabo mezclando el aire del exterior con el aire de retorno del espacio acondicionado. Este modo se requiere cuando se tiene una temperatura del exterior ligeramente menor que la del interior del espacio y sólo se desea remover el calor generado en el interior por equipos, iluminación y personas.

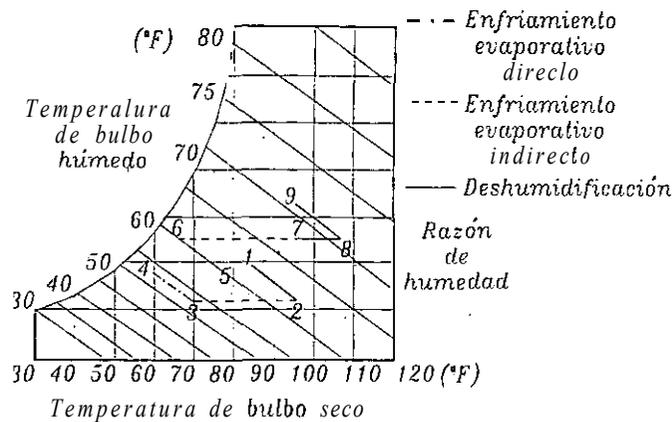


Fig. 2.11 Representación psicrométrica del ciclo de enfriamiento del desecante [9].

2.9 Sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta/directa integrado a un sistema de enfriamiento mecánico

Cuando un sistema por sí solo no satisface las condiciones de suministro del aire primario al espacio, existe la necesidad de combinar sistemas de enfriamiento. A continuación, se muestran dos sistemas de este tipo y sus descripciones correspondientes.

En la figura 2.12, el aire del exterior es tomado (1) para introducirlo al enfriador evaporativo indirecto, sale al punto (2) con una reducción de su temperatura de bulbo seco y con humedad absoluta constante. En estas condiciones, entra al enfriador evaporativo directo donde se le adiciona humedad y como consecuencia se reduce su temperatura (3). El aire pasa por un serpentín de enfriamiento donde disminuye su temperatura a las condiciones requeridas por el espacio (4). Un ventilador lo suministra al interior del espacio. También se tiene un ventilador que desaloja una parte del aire del espacio al exterior (5), y un ventilador de retorno (6) dirige la otra parte del aire ya sea al economizador (8) o al exterior (7). Cuando se tiene una temperatura aceptable del aire exterior y sólo se requiere ventilación en el espacio; entonces se utiliza el economizador, el cual permite la mezcla del aire exterior y el aire de retorno para extraer el calor generado en el interior del espacio [10].

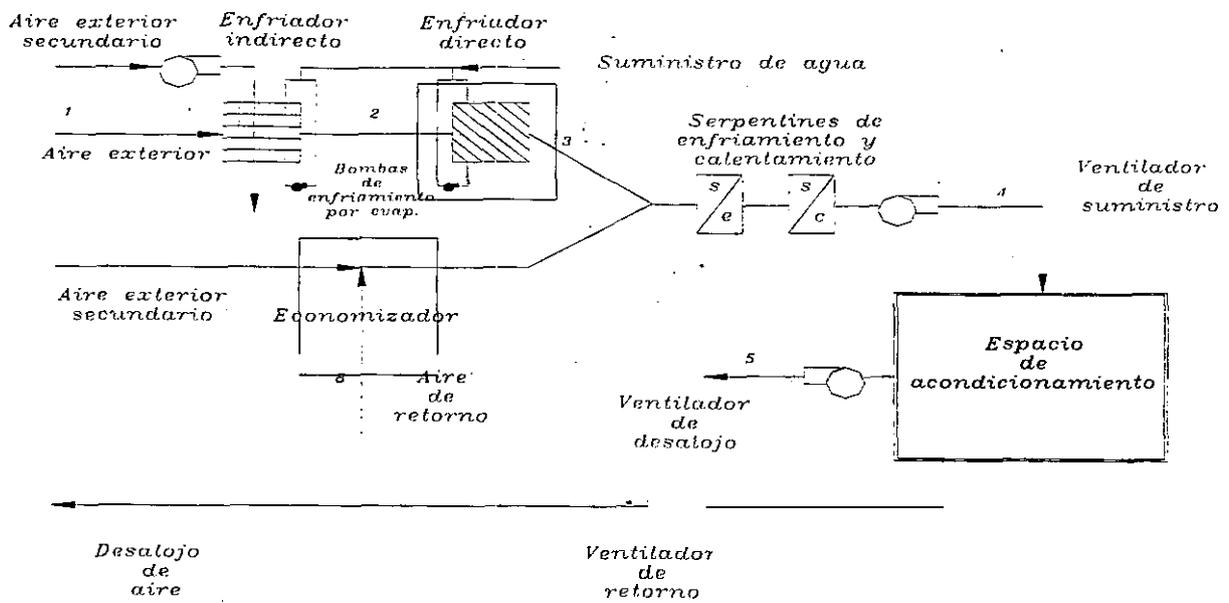


Fig. 2.12 Sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta directa integrado a un sistema de enfriamiento mecánico [10].

La figura 2.13 muestra una variante del sistema anterior. El economizador se encuentra exactamente enfrente del enfriador evaporativo indirecto. Con esto se tiene la opción de mezclar el aire del exterior (1) con el aire de retorno del espacio (2) para entrar enseguida al enfriador evaporativo indirecto o permitir que el 100 % del aire del exterior entre al enfriador evaporativo. Cuando existe la posibilidad de ventilar el espacio sin utilizar el enfriador evaporativo, entonces se mezcla aire de retorno (10) con aire del exterior (4). Para el modo de calentamiento solo opera el serpentín de calentamiento [10].

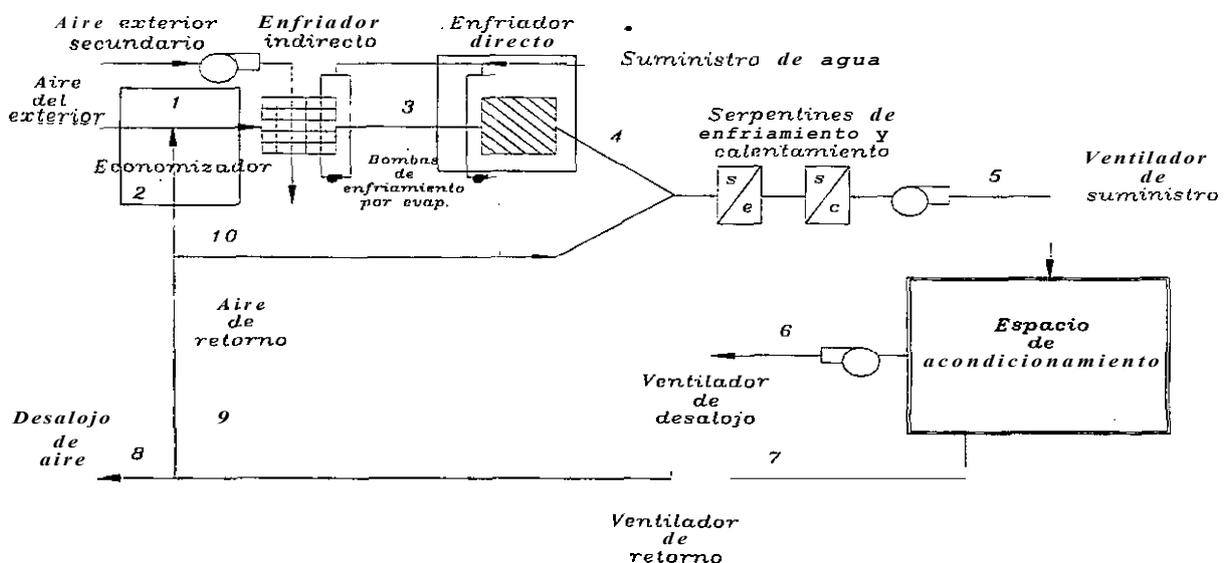


Fig. 2.13 Sistema mixto con el economizador enfrente del enfriador evaporativo indirecto [10].

2.10 Sistema de enfriamiento mecánico con torre de enfriamiento

Algunos sistemas, como los mencionados anteriormente, utilizan condensadores que manejan el aire como un medio para disipar el calor hacia los alrededores. Existe otra posibilidad para estos sistemas utilizando agua como un medio de enfriamiento. Para ello, se requiere de un dispositivo adicional como son las torres de enfriamiento.

El agua caliente proveniente del condensador, entra a la torre de enfriamiento donde es rociada o atomizada por algún dispositivo (aspersores). En su trayectoria hacia el fondo de la torre, la temperatura del agua se ve reducida, cediendo calor al aire que circula en el interior. La razón principal para que ocurra el enfriamiento en la torre es la evaporación de una porción del agua durante su trayectoria descendente. El calor que se requiere para evaporar esa cantidad de agua es obtenido del resto del agua, disminuyéndose así su temperatura. Por otro lado, el aire aumenta su temperatura y su cantidad de humedad. Por tanto la eficiencia de la torre depende de la temperatura del bulbo húmedo del aire. Mientras menor sea la temperatura del bulbo húmedo del aire que llega a la torre será más eficiente la torre de enfriamiento.

La eficiencia de un sistema de enfriamiento que utiliza un condensador enfriado por agua es mayor que un sistema de enfriamiento que utiliza un condensador enfriado por aire, esto se debe a que la condensación en un condensador enfriado por agua se lleva a cabo a una menor temperatura que en un condensador enfriado por aire.

Las torres de enfriamiento se clasifican en cuanto a su construcción en dos tipos: torres de tiro natural y torres de tiro mecánico. Las torres de tiro natural son aquellas que tienen circulación de aire por convección natural, ver la figura 2.14. Las torres de enfriamiento de tiro mecánico son aquellas a las que se les hace pasar el aire por medio de un ventilador, a su vez este tipo de torres puede ser de tiro inducido o tiro forzado [11].

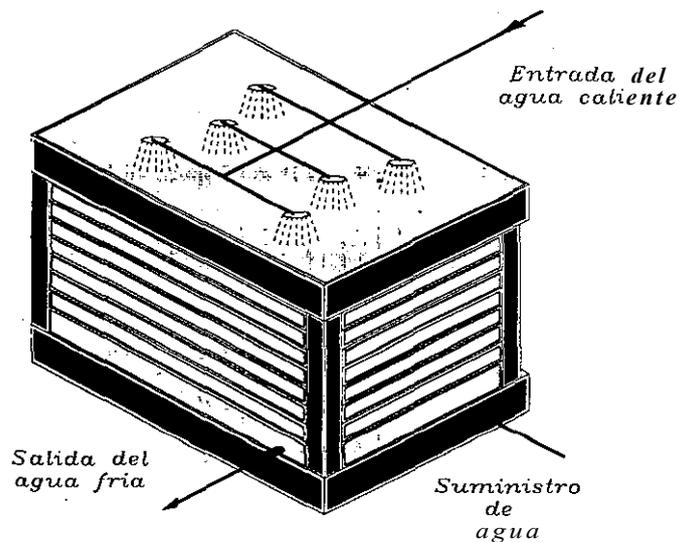


Figura 2.14 Torre de enfriamiento de tiro natural [11].

2.11 Sistema de enfriamiento que utiliza colector solar

La energía solar ha sido estudiada ampliamente y se le ha encontrado una diversidad de aplicaciones en diferentes ámbitos industriales por su costeabilidad en cuanto al consumo de energía. Los sistemas de aire acondicionado y refrigeración no han sido la excepción.

Existen sistemas de enfriamiento que aprovechan la energía solar por medio de colectores solares. Uno de estos sistemas es el sistema desecante que utiliza este tipo de energía para la regeneración de la rueda desecante, evitando el uso de un calentador que utiliza algún combustible, ver la figura 2.15. En otros sistemas, como en el de enfriamiento por absorción, el colector tiene la función del generador, la solución llega al colector y absorbe la energía solar evaporándose el refrigerante (agua) para luego ser liberado al ambiente. La solución regenerada regresa al absorbedor. El enfriamiento solar tiene un gran potencial por sus reducidas cargas eléctricas-pico en épocas de verano [12].

La función del sistema desecante con colector solar que se muestra en la figura 2.15 es similar al sistema desecante de la figura 2.10, con la única excepción de que el calentador es sustituido por el colector solar. Por tanto, no es necesario mencionar su funcionamiento.

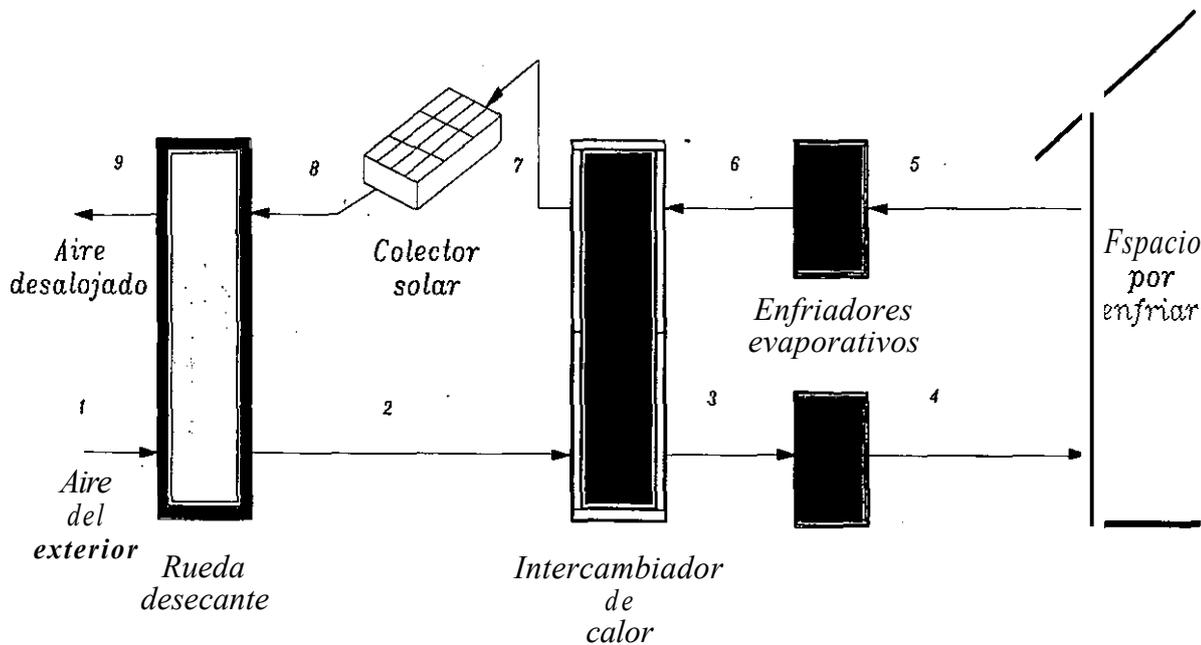


Figura 2.15 Sistema de enfriamiento con desecante utilizando colector solar [12].

REFERENCIAS

- [1] Myer K. Enciclopedia de la Mecánica. Ingeniería y Técnica. División Científica y Técnica John Wiley & Sons, Inc., tomo 6, capítulos 75 y 76, 1990.
- [2] ASHRAE. “Air-and-Water Systems”. Inc. Handboock HVAC, capítulo 3, pp. 1-3, 1987.
- [3] Faye C. and Jerald D.. Heating. Ventilating and Air Conditioning Analysis and Design. Editorial John Wiley & Sons, Inc., cuarta edición, capítulo 2, 1994.
- [4] ASHRAE. “Evaporative Air Cooling”. Inc. Handboock HVAC, capítulo 56, pp. 1-5, 1987.
- [5] ASHRAE. The American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. “Evaporative Air-Cooling Equipment”. Inc. Handbook Equipment., capítulo 4, pp. 1-5, 1988.
- [6] ASHRAE. “Thermodynamics and Refrigeration Cycles”. Inc Handbook Fundamental, capítulo 1, pp. 1-32, 1977.
- [7] Birdsall B. E., Buhl W. F., Ellington K. L. and Hirsch J. J.. “DOE-2 Basics (versión 2.1 E)”. Los Alamos Scientific Laboratory, reporte LBL-35520, 1994.
- [8] Kennet W. C., and Banks J. N.. “Controlling Rotary Desiccant Wheels for Dehumidification and Cooling”. ASHRAE TRANSACTIONS, parte 2, pp. 633-638, 1996.
- [9] Cohen B. M. and Slosberg R. B.. “Application of Gas-fired Desiccant Cooling Systems”. ASHRAE TRANSACTIONS, parte 1, pp. 525-536, 1988.
- [10] Winkelmann F. C., Birdsall B. E., Buhl W. F., Ellington K. L. and Hirsch J. J.. “DOE-2 Supplement (versión 2.1 E)”. Los Alamos Scientific Laboratory, reporte LBL-34947, 1993.
- [11] Roy J. D.. Principios de Refrigeración. Editorial Continental S.A. de C. V., tercera edición, capítulo 14, 1984.
- [12] Ahmad A. P. and Keith B. W.. “Use of Unglased Transpired Solar Collectors for Desiccant Cooling”. Solar Energy, vol. 52, N° 5, pp. 419-427, 1994.

*“El precio de la grandeza es la
responsabilidad.”*

Winston Churchill

Capítulo 3

MODELOS TERMODINÁMICOS DE LOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO

3.1 *Introducción*

En este capítulo se presenta la descripción termodinámica de los sistemas de enfriamiento que se presentaron en el capítulo anterior. Se inicia con una breve introducción de la primera y la segunda ley de la termodinámica, continúa con un análisis de los ciclos de refrigeración por las dos leyes. Como siguiente paso se procede con la descripción termodinámica de los sistemas de enfriamiento, los balances de energía de cada sistema, así como también se mencionan las ecuaciones de eficiencia, los niveles de presión y temperatura de las sustancias de trabajo, los diagramas de presión y temperatura de los ciclos.

3.2 *Primera ley de la termodinámica*

La primera ley de la termodinámica se puede expresar para sistemas cerrados y para sistemas abiertos. Para un sistema cerrado se tiene:

$$Q_{12} - W_{12} = E_2 - E_1 \quad (2)$$

donde:

Q_{12} es la transferencia neta de calor a través de las fronteras del sistema.

$E_2 - E_1$ es el cambio de energía en el sistema.

W_{12} es el trabajo neto realizado de todas formas.

El subíndice 1 denota las propiedades de los fluidos que entran al sistema y el subíndice 2 las que salen del sistema.

Para un sistema abierto existe transferencia de masa y energía entre el sistema y los alrededores. Considerando un sistema de flujo permanente de una sola comente, se tiene entonces que:

$$\dot{Q}_{12} - \dot{W}_{12} = \dot{m} \left[h_2 - h_1 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \right] \quad (3)$$

Todas las formas de energía, de la ecuación anterior, están expresadas por unidad de tiempo (son aquellos términos **que** tienen el punto arriba, J/s).

3.3 Segunda ley de la termodinámica

La disponibilidad es una función que resulta útil para la evaluación del rendimiento de los sistemas. La disponibilidad depende de las propiedades e interacciones del sistema y de las condiciones de los sumideros y fuentes de calor con los que intercambia energía. Expresando la segunda ley de la termodinámica en términos de disponibilidad para un sistema abierto, se tiene que:

$$\dot{A}_Q + m\psi_1 = m\psi_2 + \dot{A}_w + I \quad (4)$$

donde:

\dot{A}_Q es la razón de disponibilidad de transferencia de calor al sistema (ver referencia [1]).

\dot{A}_w es la razón de disponibilidad de transferencia de trabajo del sistema.

ψ es la disponibilidad de la corriente.

I es la irreversibilidad.

La disponibilidad de la corriente es el trabajo máximo que puede ser obtenido en una unidad de masa del fluido en movimiento que se encuentra en equilibrio con los alrededores y está expresado de la siguiente manera:

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + g(z - z_0) + \frac{(v^2 - v_0^2)}{2} \quad (5)$$

El subíndice 0 expresa las propiedades de los alrededores.

3.4 Análisis de la primera y la segunda ley de la termodinámica de los ciclos de refrigeración

La termodinámica dice que el calor fluye de un medio de alta temperatura a uno de baja temperatura, este proceso ocurre de manera natural en los alrededores. Sin embargo, el proceso inverso no es posible que ocurra, a menos que se utilicen dispositivos llamados máquinas térmicas, y en este caso los refrigeradores o bombas de calor. Los ciclos en los cuales operan éstos se llaman ciclos de refrigeración.

Por medio de la primera ley de la termodinámica el rendimiento para los sistemas de refrigeración es el coeficiente de rendimiento (COP), definido como sigue:

$$\text{COP} = \frac{\text{Efecto de refrigeración}}{\text{Trabajo neto de entrada}} = \frac{Q_2^*}{Q_1^* - Q_2^*} \quad (6)$$

donde Q_1^* es el calor transferido al depósito de mayor temperatura, y Q_2^* es el calor extraído del depósito de baja temperatura.

Por medio de la segunda ley de la termodinámica se puede demostrar que: 1) el ciclo de Carnot reversible es un ciclo ideal estándar; 2) la energía disponible es degradada debido a la fricción del fluido o la salida de calor del sistema; y 3) las desviaciones de energía antes mencionadas requieren que el trabajo de entrada por el ciclo de refrigeración sea más grande que el mínimo ideal [2].

3.5 Descripción termodinámica de los sistemas de enfriamiento

En esta sección se mencionan las relaciones de energía de los ciclos básicos de refrigeración, como son los de compresión mecánica y los de absorción, que forman parte de los ciclos cerrados. Los sistemas de enfriamiento restantes son de ciclo abierto (los sistemas de enfriamiento considerados para el análisis del modelado).

3.5.1 Sistema de enfriamiento por evaporación directa

Este tipo de dispositivos es muy común en zonas desérticas (calientes y secas). El proceso de enfriamiento evaporativo es similar al proceso de saturación, debido a que la transferencia de calor entre la corriente de aire y los alrededores es despreciable. A continuación, se presenta el análisis termodinámico del sistema evaporativo, ver la figura 3.1.

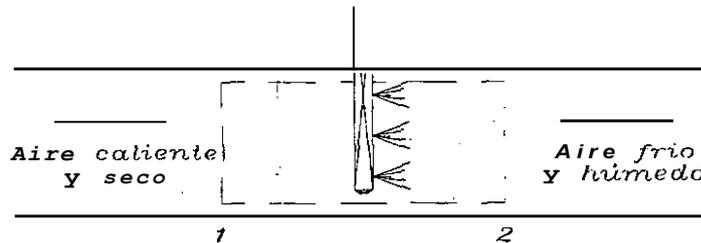


Figura 3.1 Esquema de un sistema de enfriamiento evaporativo [1].

3.5.1.1 Relaciones de energía para el sistema de enfriamiento por evaporación directa

De la ecuación de conservación de masa para el aire se tiene que el flujo másico del aire es constante, de aquí que:

$$\dot{m}_{\text{aire}_1} = \dot{m}_{\text{aire}_2} = \dot{m}_{\text{aire}} \tag{7}$$

La ecuación de conservación de masa para el agua en el proceso de humidificación es:

$$\dot{m}_{\text{aire}} \omega_1 + \dot{m}_{\text{agua}} = \dot{m}_{\text{aire}} \omega_2 \tag{8}$$

De aquí que:

$$m_{\text{agua}} = \dot{m}_{\text{aire}}(\omega_2 - \omega_1) \quad (9)$$

Los términos ω_1, ω_2 son la humedad específica en los estados 1 y 2. La humedad específica se define como la relación de la masa de vapor de agua con respecto a la masa de aire seco, y considerando al aire atmosférico y al vapor de agua como una mezcla de gases ideales, dicha relación se puede expresar de la siguiente manera:

$$\omega = \frac{m_{\text{vapor}}}{m_{\text{aire}}} = 0.622 \frac{P_{\text{vapor}}}{P_{\text{aire}}} \quad (10)$$

Para determinar la cantidad de vapor de agua contenida en una cantidad de aire saturado a una presión y temperatura especificadas se sustituye P_{sat} por P_{vapor} en la ecuación anterior, donde P_{sat} es la presión de saturación del agua. De esta manera, considerando la figura 3.1 se puede calcular la humedad específica en el punto 2, como sigue:

$$\omega_2 = 0.622 \frac{P_{\text{sat}_2}}{P_{\text{aire}_2}} \quad (11)$$

De la ecuación de conservación de la energía se tiene que el trabajo es despreciable y como se mencionó anteriormente la transferencia de calor también es despreciable, así la ecuación se reduce a:

$$\sum \dot{m}_{\text{ent.}} h_{\text{ent.}} = \sum \dot{m}_{\text{sal.}} h_{\text{sal.}} \quad (12)$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} h_1 + m_{\text{agua}} h_{\text{agua}} = m_{\text{aire}} h_2 \quad (13)$$

Sustituyendo la ecuación (9) y dividiendo entre m_{aire} , se obtiene la entalpía del punto 2.

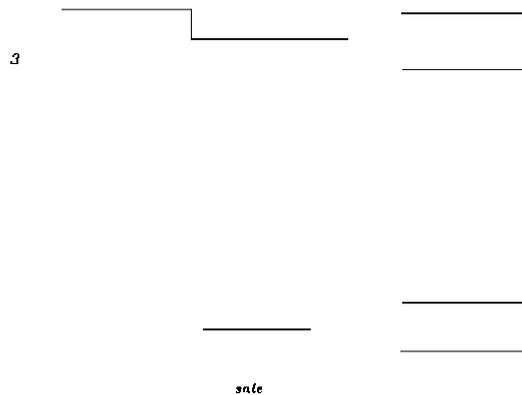
$$h_2 = h_1 + (\omega_2 - \omega_1) h_{\text{agua}} \quad (14)$$

El término h_{agua} es la entalpía del agua líquida saturada bajo las condiciones del punto 2.

La eficiencia del sistema evaporativo está definida como la relación entre la diferencia de temperaturas del bulbo seco de la corriente de aire a la entrada y a la salida del sistema y la diferencia de la temperatura del bulbo seco y del bulbo húmedo saturado de la corriente de aire a la entrada, y está expresado de la siguiente manera:

$$\eta_{\text{eva. direc.}} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{\text{húm.}}} \quad (15)$$

El término $T_{\text{húm.}}$ es la temperatura del bulbo húmedo termodinámico de la corriente de aire a la entrada [3].



- 1) Fase sólida: no debe existir formación de fase sólida dentro del rango de composición y temperatura a que están sujetos.
- 2) Volatilidad: el refrigerante debe ser más volátil que el absorbente para facilitar el proceso de separación.
- 3) Afinidad: es necesario que exista una fuerte afinidad del absorbente sobre el refrigerante para que se lleve a cabo la absorción.
- 4) Presión: es necesario que la presión de operación establecida por las propiedades del refrigerante sea moderada, es decir no manejar altas ni bajas presiones, porque traería como consecuencia utilizar equipos de paredes más gruesas o equipos de mayor volumen respectivamente.
- 5) Estabilidad: es necesario que la estabilidad química absoluta se mantenga durante varios años de operación. Una inestabilidad provocaría formación de gas, un sólido o un agente corrosivo.
- 6) Corrosión: es importante que no exista corrosión en los materiales por las sustancias (debido al resultado de una inestabilidad no deseada).
- 7) Seguridad: los fluidos que se manejan no deben de ser tóxicos ni inflamables.
- 8) Viscosidad: una baja viscosidad de los fluidos sería deseable, así se evitan problemas de bombeo (desgaste del equipo, requeriría mayor potencia, etc.).
- 9) Calor latente: es necesario que el calor latente del refrigerante sea alto para que la circulación del absorbente permanezca al mínimo [2].

3.5.2.2 Relaciones de energía para el ciclo básico de refrigeración por absorción

En este ciclo se realiza sólo el análisis mediante la primera ley de la termodinámica, correspondiente a balances de materia, de energía y relaciones de equilibrio. El análisis de la segunda ley no es comúnmente realizado, debido a que no hay una conversión substancial entre energía térmica y trabajo, no obstante es útil para determinar las mayores fuentes de ineficiencia. La figura 3.3 muestra los puntos de presión y temperatura del bromuro de litio para el ciclo básico de absorción.

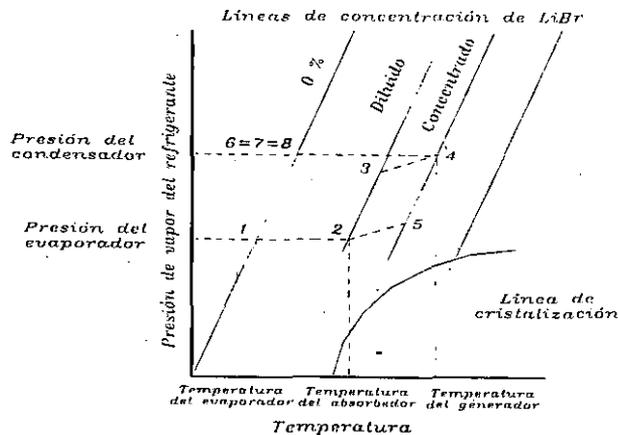


Figura 3.3 Estado puntual de presión y temperatura del bromuro de litio según la figura 3.2 [4].

Para el análisis del ciclo básico de absorción se considera que existe equilibrio entre las dos fases y las pérdidas de presión son nulas excepto en las válvulas de expansión.

1) Intercambiador de calor. Si se considera que no existe trabajo, y que las energías potencial y cinética son despreciables, entonces de la ecuación de conservación de la energía se tiene que la transferencia de calor en el intercambiador es:

$$\dot{Q}_{\text{inter.}} = \dot{m}_{\text{abs.}} (h_4 - h_5) \quad (16)$$

donde $\dot{Q}_{\text{inter.}}$ es el calor transferido en el intercambiador y $\dot{m}_{\text{abs.}}$ es el flujo másico del absorbente. En este equipo prevalece la transferencia de calor por convección y por conducción

2) Condensador. Si se considera que no existe trabajo, y que las energías potencial y cinética son despreciables; entonces la transferencia de calor en el condensador se obtiene a través de la ecuación de energía:

$$\dot{Q}_{\text{cond.}} = -\dot{m}_{\text{ref.}} (h_6 - h_7) \quad (17)$$

donde $\dot{Q}_{\text{cond.}}$ es el calor transferido en el condensador y $\dot{m}_{\text{ref.}}$ es el flujo másico del refrigerante.

3) Generador. El calor neto a la entrada del generador, se calcula mediante un balance de energía como sigue. La entalpía de la solución refrigerante+absorbente en el punto 3 (h_3) está dada por:

$$h_3 = h_2 + (h_4 - h_5) \cdot \frac{m_{abs.}}{m_{ref.+abs.}} \quad (18)$$

donde $m_{ref.+abs.}$ es el flujo másico de la solución refrigerante+absorbente.

Entonces el calor neto a la entrada del generador se expresa de la siguiente manera:

$$Q_{gen.} = m_{ref.} h_6 + m_{abs.} h_4 - m_{ref.+abs.} h_3 \quad (19)$$

4) Evaporador. La energía calorífica que recibe el refrigerante en el evaporador por el fluido que está siendo enfriado es:

$$\dot{Q}_{eva.} = \dot{m}_{ref.} (h_1 - h_8) \quad (20)$$

El coeficiente de rendimiento para este sistema está definido por la relación que existe entre el enfriamiento logrado en el evaporador y la entrada de calor en el generador.

$$COP_{abs.} = \frac{\dot{Q}_{cva.}}{\dot{Q}_{gen.}} \quad (21)$$

3.5.3 Sistema de enfriamiento mecánico (PSZ)

Los refrigeradores (ver la figura 3.4 a) y las bombas de calor (ver la figura 3.4 b) operan bajo el mismo ciclo de refrigeración (por compresión mecánica), el cual consta de un evaporador, un condensador, un compresor y una válvula de expansión, aunque el objetivo los hace diferentes. Una bomba de calor puede operar en forma similar como un refrigerador [1].

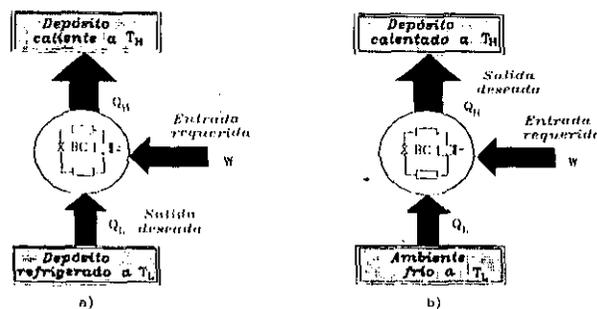


Figura 3.4 a) La bomba de calor funciona como un refrigerador extrayendo calor del depósito frío, b) la bomba de calor le suministra calor al depósito caliente [1].

3.5.3.1 Relaciones de energía para el ciclo básico de refrigeración ideal

El diagrama de los cuatro elementos que constituyen el ciclo se muestra en la figura 3.5. Los correspondientes diagramas P-h y T-S se muestran en las figuras 3.6 y 3.7. La primera ley se aplica a cada componente, de manera individual, para el balance de energía.

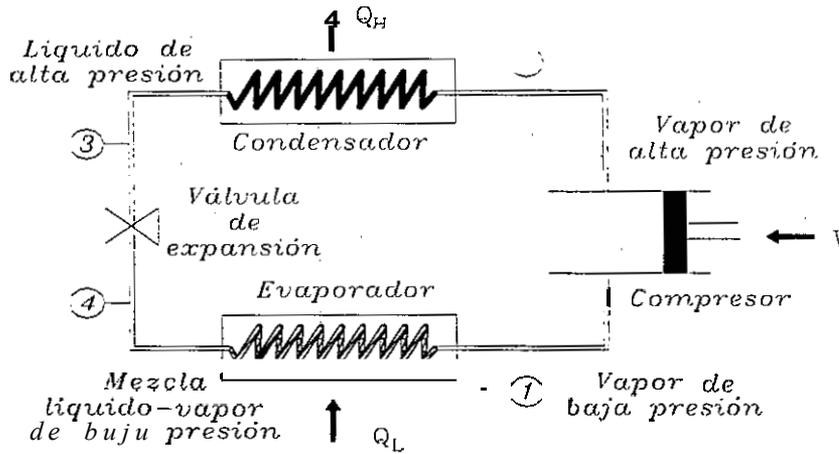


Figura 3.5 Diagrama del ciclo básico de compresión de vapor [5].

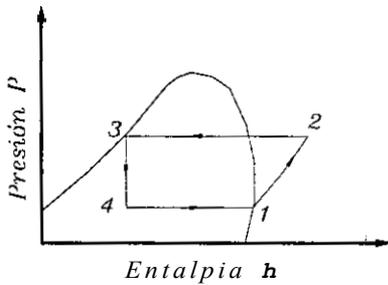


Figura 3.6 Diagrama P-h del ciclo básico de compresión de vapor [2].

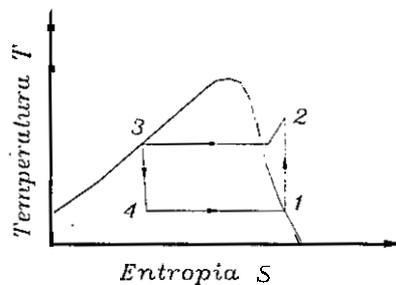


Figura 3.7 Diagrama T-S del ciclo básico de compresión de vapor [2].

1) Compresor. En estado estable, la razón de energía que entra al compresor por medio del refrigerante es igual a la razón de energía que sale durante la operación. De aquí que:

$$m_{ref} \cdot h_1 - m_{ref} \cdot h_2 - W_{12} = 0 \tag{22}$$

o bien :

$$W_{12} = -m_{ref} \cdot (h_2 - h_1) \tag{23}$$

donde $\dot{m}_{ref.}$ es el flujo másico del refrigerante y h_1, h_2 son las entalpías del refrigerante a la entrada y a la salida, respectivamente.

2) Condensador. El calor que libera el refrigerante dentro del condensador debe ser igual al calor absorbido por el fluido que lo recibe. De aquí que:

$$\dot{Q}_{23} = -\dot{m}_{ref.}(h_2 - h_3) \quad (24)$$

3) Válvula de expansión. La función de este dispositivo es reducir la presión del refrigerante, y se considera que el flujo es adiabático y no se efectúa trabajo. Entonces, la ecuación de conservación de la energía se reduce de la siguiente manera:

$$h_3 = h_4 \quad (25)$$

4) Evaporador. En este dispositivo prevalece sólo la transferencia de calor por convección y por conducción, de un fluido a otro por medio de la superficie metálica del mismo. De aquí **que**, la ecuación de la conservación se reduce de la siguiente forma:

$$\dot{Q}_{41} = \dot{m}_{ref.}(h_1 - h_4) \quad (26)$$

El coeficiente de rendimiento de un refrigerador está expresado como:

$$COP_r = \frac{Q_L}{W} \quad (27)$$

Para una bomba de calor está definido como:

$$COP_{BC} = \frac{Q_H}{W} \quad (28)$$

En las ecuaciones anteriores, el término Q_L representa el calor extraído del depósito frío, el término Q_H el calor suministrado al depósito caliente y W es el trabajo neto suministrado al refrigerador o a la bomba de calor. Los términos Q_L y Q_H pueden ser sustituidos por los términos Q_{23} y Q_{41} respectivamente y el término W por W_{12} .

La efectividad de una bomba de calor puede ser definida como la relación del COP de una bomba real con respecto al COP teórico del ciclo Rankine de una bomba de calor (COP) [6].

$$HPE = \frac{COP_{real}}{COP_{Ran.}} \quad (29)$$

El COP teórico del ciclo Rankine de una bomba de calor está definida como la **razón** de la diferencia de entalpías a la entrada y a la salida del condensador entre la diferencia de entalpías a la entrada y a la salida del compresor.

3.5.4 *Sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación*

Como se mencionó en el capítulo anterior, este sistema de enfriamiento utiliza un elemento que tiene la capacidad de absorber humedad de un fluido y retenerla. Este tipo de sistema tiene la particularidad de ser un ciclo abierto. A continuación, se detallan algunas características del material desecante.

3.5.4.1 *Aplicaciones del desecante*

Virtualmente todos los materiales tienen la propiedad de absorber humedad de algún fluido, sólo que estos materiales logran absorber un porcentaje limitado de humedad, a diferencia de los desecantes comerciales. Éstos logran absorber vapor de agua entre un 10 y 110% de su peso y dejan de atraer humedad hasta que logran alcanzar el equilibrio con el aire de los alrededores. Por otro lado, además de absorber vapor de agua, estos materiales remueven los contaminantes de la corriente de aire para así mejorar su calidad.

Los desecantes son utilizados comúnmente en los sistemas de aire acondicionado cuando: (1) el calor latente es mayor que el calor sensible o (2) el costo de energía para regenerar el desecante es menor cuando es comparado con el costo de energía de algún método de deshumidificación [7]

3.5.4.2 *Ciclo del desecante*

Todos los desecantes funcionan bajo el mismo mecanismo. La figura 3.8 muestra la relación que existe entre el contenido de humedad del desecante y la presión de vapor de su superficie. El desecante alcanza su máxima capacidad de absorción de humedad cuando la presión de vapor en el desecante es la misma que la del aire. Para remover el contenido de humedad, se necesita de una fuerza externa (proporcionado por un motor eléctrico). Usualmente, la temperatura de la corriente de aire que se usa para remover la humedad del desecante varía **entre 50 y 260 °C**.

La figura 3.9 muestra el ciclo completo del desecante. El proceso de 1 a 2 consiste en la absorción del vapor de agua del aire primario cuando pasa por el desecante hasta alcanzar el equilibrio con el aire. El proceso de 2 a 3 consiste **en** la regeneración del desecante haciéndole pasar una corriente de aire caliente, permaneciendo alta su presión de vapor en la superficie. En el proceso de enfriamiento de 3 a 1 se reduce su presión de vapor, tal que puede una vez más volver a adquirir humedad [7].

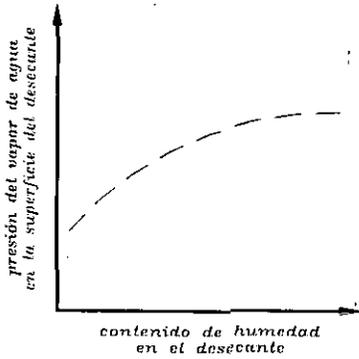


Figura 3.8 Presión del vapor de agua en el-desecante como función del- contenido de humedad [7].

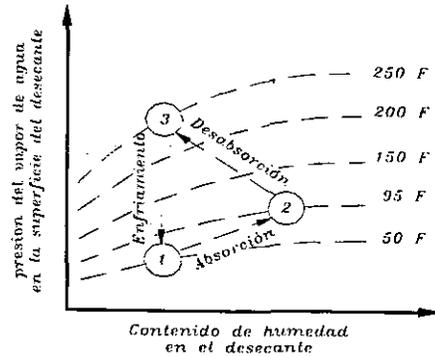


Figura 3.9 Presión del vapor de agua en el-desecante como función de la-temperatura y contenido de humedad [7].

3.5.4.3 Relaciones de energía del sistema de enfriamiento *por* secado y rehumidificación

Para el análisis de este sistema se considera el mencionado en el capítulo anterior (figura 2.10).

1) Intercambiador de calor. Este elemento maneja dos corrientes de aire, una es la corriente de aire primario; la otra es la corriente de aire secundario tomado del exterior para después utilizarla en el proceso de regeneración. La corriente de aire primario cede calor a la corriente de aire de regeneración (secundario). Se considera que en este equipo no hay pérdidas de calor entre las dos corrientes, ver la figura 3.10.

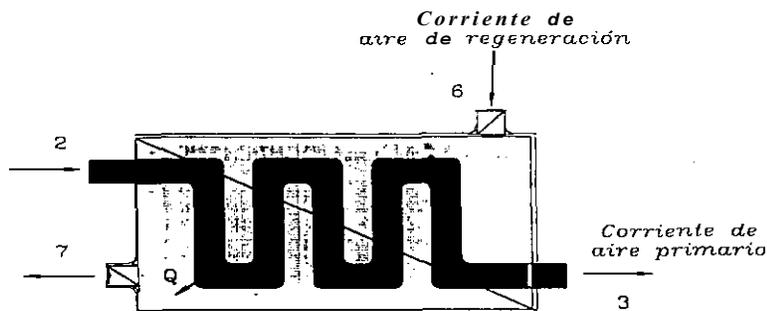


Figura 3.10 Esquema del intercambiador de calor [1].

Para el análisis se considera un flujo permanente en el que el trabajo y la transferencia de calor del intercambiador al exterior son despreciables. De aquí, la ecuación de conservación de la energía queda como sigue:

$$\sum \dot{m}_{ent.} h_{ent.} = \sum \dot{m}_{sal.} h_{sal.} \tag{30}$$

$$\dot{m}_{aire_{regen.}} h_6 + \dot{m}_{aire_{prim.}} h_2 = \dot{m}_{aire_{regen.}} h_7 + \dot{m}_{aire_{prim.}} h_3 \tag{31}$$

Rearreglando,

$$\dot{m}_{\text{aire}_{\text{regen}}} (h_7 - h_6) = \dot{m}_{\text{aire}_{\text{prim}}} (h_2 - h_1) \quad (32)$$

Los términos $\dot{m}_{\text{aire}_{\text{regen}}}$ y $\dot{m}_{\text{aire}_{\text{prim}}}$ son los flujos másicos del aire de regeneración y primario, respectivamente. Además, el flujo másico de la corriente de aire de regeneración y la corriente de aire primario se consideran iguales.

Para determinar la transferencia de calor de la corriente de aire primario al aire de regeneración, se utiliza la ecuación de la energía para un flujo de una sola corriente y se tiene:

$$\dot{Q}_{\text{inter}} = \dot{m}_{\text{aire}_{\text{regen}}} (h_7 - h_6) \quad (33)$$

2) Quemador de gas de encendido directo. La descripción de este elemento se encuentra en la figura 3.11. En este equipo, se le suministra una cantidad de calor a la corriente de aire de regeneración para posteriormente secar la rueda desecante.

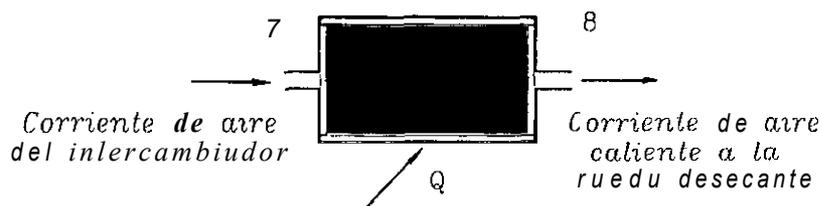


Figura 3.11 Esquema del quemador de gas de encendido directo [8]

De la ecuación de conservación de la energía se determina el calor suministrado al sistema, despreciando el término de trabajo [8]:

$$\dot{Q}_{\text{regen}} = \dot{m}_{\text{aire}_{\text{regen}}} (h_8 - h_7) \quad (34)$$

3) Humidificador. Este tipo de equipo ya fue analizado anteriormente al inicio de esta sección con el sistema de enfriamiento por evaporación directa. La capacidad de enfriamiento está definida por:

$$\dot{Q}_{\text{enf}} = \dot{m}_{\text{aire}_{\text{prim}}} (h_{\text{espacio}} - h_3) \quad (35)$$

donde h_{espacio} es la entalpía del espacio acondicionado.

El coeficiente de rendimiento del sistema es:

$$\text{COP}_{\text{DESEC}} = \frac{\dot{Q}_{\text{enf}}}{\dot{Q}_{\text{regen}}} \quad (36)$$

3.5.5 Sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta/directa integrado a un sistema de enfriamiento mecánico

Los sistemas mixtos que se muestran en las figuras 2.12 y 2.13 del capítulo 2 están compuestos por una combinación de un sistema de evaporación directa e indirecta. Además, cuentan con un serpentín de enfriamiento adicional.

3.5.5.1 Relaciones de energía para el sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta/directa

El análisis del sistema es igual al sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación que se presenta en este capítulo. El equipo de enfriamiento por evaporación indirecta consta de un intercambiador de calor y un humidificador; y el equipo de enfriamiento por evaporación directa lo representa el humidificador (ver la figura 2.10).

- 1). Equipo de enfriamiento por evaporación directa. Este equipo ya fue analizado al principio del capítulo.
- 2). Equipo de enfriamiento por evaporación indirecta. Su eficiencia está definida como la relación existente entre la diferencia de temperaturas del bulbo seco de la corriente de aire primario a la entrada y a la salida dividido por la diferencia de la temperatura del bulbo seco de la corriente de aire primario a la entrada y la temperatura del bulbo húmedo de la corriente de aire secundario a la entrada del intercambiador [3].

$$\eta_{\text{eva. indirect.}} = \frac{(T_{\text{ent.}} - T_{\text{sal.}})_{\text{aire prim.}}}{(T_{\text{ent.}} - T_{\text{aire sec.}})} \quad (37)$$

donde las temperaturas T_{ent} y T_{sal} son las temperaturas del bulbo seco del aire primario a la entrada y a la salida del intercambiador y $T_{\text{aire sec}}$ es la temperatura del bulbo húmedo del aire secundario a la entrada del intercambiador (que viene del humidificador).

3.5.6 Sistema de enfriamiento mecánico con torre de enfriamiento

Tanto un sistema de enfriamiento por absorción, como un sistema que funciona como bomba de calor utilizan un intercambiador de calor que es enfriado por aire. Otra forma de remover el calor del sistema es utilizar agua como elemento refrigerante. Para ello, se requiere una torre de enfriamiento para desalojar el calor al ambiente y suministrar agua fría al sistema.

3.5.6.1. Relación entre la corriente de aire y el agua en la torre de enfriamiento

Estos equipos enfrían el agua por transferencia de calor y masa. La figura 3.12 muestra la variación de la temperatura del agua y del aire al pasar a través de una torre de enfriamiento a contra flujo. La curva A-B muestra la caída de la temperatura del agua y la curva C-D el crecimiento de la temperatura del bulbo húmedo del aire.

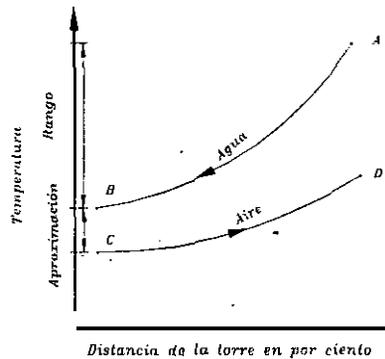


Figura 3.12 Variación de la temperatura del aire y del agua en una torre de enfriamiento en contra flujo [9].

La diferencia de temperaturas del agua que hay a la entrada y a la salida de la torre de enfriamiento es el rango (A-B). Para un sistema que opera en estado estable, el rango corresponde a la elevación de la temperatura del agua al pasar por el intercambiador de calor o condensador. La diferencia entre la temperatura del agua y la temperatura del bulbo húmedo del aire a la entrada es la aproximación de la torre. La aproximación es una función de la capacidad de la torre [9].

3.5.6.2 Relaciones de energía en una torre de enfriamiento

En el proceso de enfriamiento del agua en el interior de la torre existe una pérdida de agua debido a la evaporación y al arrastre de gotas de agua por la corriente de aire, por lo que se necesita suministrar una cantidad equivalente a la torre, ver la figura 3.13. Este hecho se considera en el siguiente análisis.

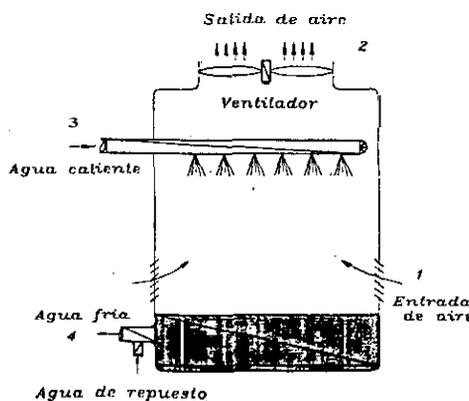


Figura 3.13 Esquema de una torre de enfriamiento [10].

A continuación, se presenta el análisis termodinámico de la torre. La ecuación de conservación de la masa para el aire seco y el agua se expresa de la siguiente forma:

$$\dot{m}_{\text{aire}_1} = \dot{m}_{\text{aire}_2} = \dot{m}_{\text{aire}} \quad (38)$$

$$\sum \dot{m}_{\text{agua}_{\text{ent.}}} = \sum \dot{m}_{\text{agua}_{\text{sal.}}} \rightarrow \dot{m}_{\text{agua}_3} + \dot{m}_{\text{aire}_1} \omega_1 = \dot{m}_{\text{aire}_2} \omega_2 + \dot{m}_{\text{agua}_4} \quad (39)$$

Ordenando,

$$\dot{m}_{\text{agua}_3} - \dot{m}_{\text{agua}_4} = \dot{m}_{\text{aire}} (\omega_2 - \omega_1) = \dot{m}_{\text{agua}_{\text{reposito}}} \quad (40)$$

Si se considera que no hay transferencia de calor a los alrededores y el trabajo del ventilador es despreciable, la ecuación de la conservación de energía queda de la siguiente manera:

$$\sum \dot{m}_{\text{ent.}} h_{\text{ent.}} = \sum \dot{m}_{\text{sal.}} h_{\text{sal.}} \quad (41)$$

$$\dot{m}_{\text{aire}_1} h_1 + \dot{m}_{\text{agua}_3} h_3 = \dot{m}_{\text{aire}_2} h_2 + \dot{m}_{\text{agua}_4} h_4 \quad (42)$$

Los subíndices 1 y 2 indican la entrada del aire fresco y la salida del aire caliente en la torre de enfriamiento, respectivamente, y los subíndices 3 y 4 indican la entrada del agua caliente y la salida del agua fría en la torre de enfriamiento (retorna al condensador).

3.5.7 Sistema de enfriamiento *por* secado y rehumidificación solar

La energía solar es una fuente de energía variable con respecto al tiempo. Por tanto, la eficiencia de un colector solar es variable para cada tiempo dado. La figura 3.14 muestra este sistema.

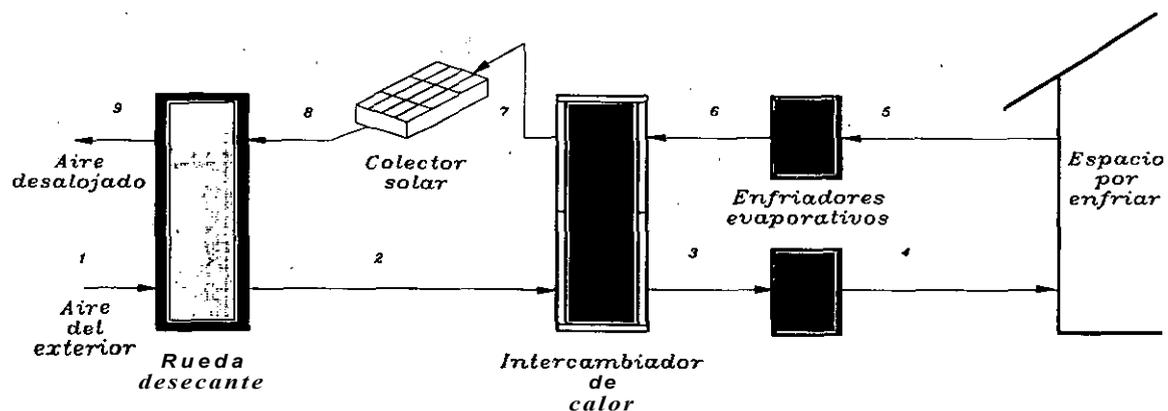


Figura 3.14 Sistema de enfriamiento con desecante utilizando colector solar [11].

3.5.7.1 Relaciones de energía del sistema de enfriamiento solar

1) Colector solar. Para determinar el calor recibido (calor de regeneración) del sol al aire circundante en el sistema, se parte de la ecuación de conservación de la energía. Se considera un flujo permanente, y se desprecian el término de trabajo, la energía potencial y la energía cinética. Además, el aire se considera como un gas ideal.

La ecuación queda de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{\text{regen.}} = \dot{m}_{\text{aire, regen.}} (h_8 - h_7) \quad (43)$$

Como la entalpía de un gas ideal está en función de la temperatura, entonces la ecuación anterior se puede expresar en función de sus temperaturas, de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{\text{regen.}} = \dot{m}_{\text{aire, regen.}} C_p (T_8 - T_7) \quad (44)$$

Una forma de medir el rendimiento de un colector es con base a su eficiencia, que está definida como la razón de la ganancia útil sobre un tiempo especificado con respecto a la energía solar incidente en el mismo periodo de tiempo [12]:

$$\eta_{\text{colec.}} = \frac{\int \dot{Q}_{\text{útil}} dt}{A_c \int G_T dt} \quad (45)$$

El término G_T (J/m^2) es la energía radiante incidente sobre una superficie por unidad de área y A_c es el área del colector.

Para determinar la eficiencia del colector para una hora determinada, la ecuación anterior queda de la siguiente forma:

$$\eta_{\text{colec.}} = \frac{Q_{\text{regen.}}}{A_c I_T}$$

El término I_T es la insolación total o la energía radiante incidente total sobre la superficie en el tiempo especificado. Si se quiere conocer la eficiencia del colector por día, se usa la ecuación anterior y se determina la suma total de calor de regeneración obtenida y la suma de la energía radiante total dentro de las horas que opera el colector en el día.

La eficiencia del sistema solar es igual al sistema por secado y rehumidificación.

$$\text{COP}_{\text{SOLAR}} = \frac{\dot{Q}_{\text{enf.}}}{\dot{Q}_{\text{regen.}}} \quad (47)$$

REFERENCIAS

- [1] Yunus A. C. y Boles A. M.. Termodinámica. Editorial Mc Graw Hill, México, segunda edición, tomo 1, capítulo 7, 1996.
- [2] ASHRAE. “Thermodynamics and Refrigeration Cycles”. Inc Handbook Fundamental, capítulo 1, pp. 1-32, 1977.
- [3] ASHRAE. The American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. “Evaporative Air-Cooling Equipment”. Inc. Handbook Equipment, capítulo 4, pp. 1-5, 1988.
- [4] ASHRAE. “Thermodynamics and Refrigeration Cycles”. Inc Handbook Fundamental, capítulo 1, pag. 2, 1989.
- [5] Ronald H. H.. Heat Pump System. Editorial Willey-Interscience Publication John Wiley & Sons, capítulo 2, 1983.
- [6] Holland F. A. and Watson F. A.. Heat Pump Theory. Editorial Pergamon Press, primera edición, capítulo 1, 1982.
- [7] ASHRAE. “Sorbents and Desiccants”. Inc Handbook Fundamental, capítulo 19, pp. 1-3, 1989.
- [8] Chau C. K. and Worek M. W.. “Interactive Simulation Tools for Open-Cycle Desiccant Cooling Systems”. ASHRAE TRANSACTIONS, pp. 725-734, 1995.
- [9] ASHRAE. “Cooling towers”. Inc. Handbook Equipment, capítulo 20, pp. 1-2; 1988.
- [10] Yunus A. C. y Boles A. M.. Termodinámica. Editorial Mc Graw Hill, México, segunda edición, tomo 2, capítulo 13, 1996.
- [11] Ahmad A. P. and Keith B. W.. “Use of Unglazed Transpired Solar Collectors for Desiccant Cooling”. Solar Energy, vol. 52, Nº 5, pp. 419-427, 1994.
- [12] Duffie A. J. and Beckman A. W.. Solar Engineering of Thermal Processes. Editorial Wiley-Interscience Publication John Wiley & Sons, Inc., segunda edición, capítulo 6, 1991.

“Nadie puede hacer que te sientas inferior, sin que tú lo consientas.”

E. Roosevelt

Capítulo 4

**DESCRIPCIÓN DEL PROGRAMA DE MODELADO DE EDIFICIOS Y
SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO DOE-2.1E***4.1 Introducción*

En este capítulo se da a conocer la importancia que tiene el programa de cómputo DOE-2.1E en el proyecto de tesis y se describen con detalle los subprogramas que los componen. Este es un programa de cómputo bien documentado y elaborado recientemente para el dominio público; sirve para el análisis de energía en edificios, predice el uso y costo de energía horaria de un edificio proporcionando información ambiental horaria, una descripción del edificio y los datos del equipo de aire acondicionado así como también la forma de operar del equipo.

El programa DOE-2.1E tiene 19 años de existencia, y constantemente se le adicionan nuevas capacidades; está documentado con 7 manuales que proporcionan la información necesaria para manejarlo, ya que cuenta con una gran cantidad de variables de entrada y salida. DOE-2.1E ha sido validado mediante verificación con mediciones realizadas en edificios existentes y con manuales de cálculo; mediante un proyecto realizado por el Laboratorio Nacional de los Alamos de Nuevo México, E.U.A. [1].

4.2 Importancia del programa DOE-2.1E en el proyecto de tesis

La evaluación de las diferentes alternativas tecnológicas, mencionadas en secciones anteriores, con respecto al sistema de enfriamiento convencional (sistema de enfriamiento mecánico), requiere utilizar un programa de cómputo como el DOE-2.1E o el TRANSYS; cuya función es la de analizar el consumo de energía en el edificio. Por ello, para evaluar los diferentes sistemas de enfriamiento, se requirió el uso del programa DOE-2.1E.

4.3 Descripción de los subprogramas principales del programa DOE-2.1E

El programa DOE-2.1E está compuesto por cinco subprogramas principales como se puede ver en la figura 4.1, y son los siguientes:

1. BDL- procesador de lenguaje de descripción del edificio.
2. LOADS- subprograma para la modelación de cargas térmicas.
3. SYSTEMS- subprograma para la modelación de sistemas W A C secundarios¹.
4. PLANT- subprograma para la modelación de sistemas HVAC primarios¹.
5. ECONOMICS- subprograma para el análisis económico.

1. Los sistemas secundarios se refieren a equipos como ventiladores, ductos y serpentines. Los sistemas primarios se refieren a equipos de conversión de energía como calentadores (boilers) y heladores (chillers) entre otros.

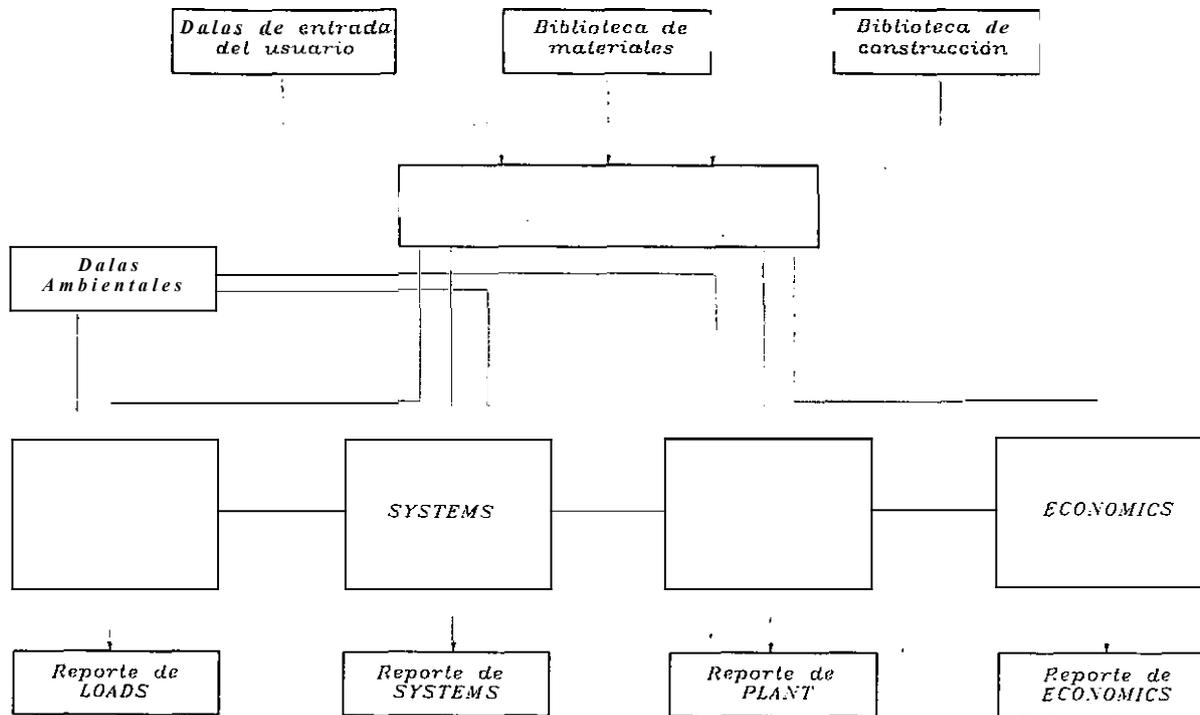


Figura 4.1 Diagrama de flujo del programa DOE-2.1E [1].

4.3.1 Descripción del subprograma BDL

El procesador BDL (lenguaje de descripción del edificio) lee los datos suministrados por el usuario y los transfiere al programa en forma reconocible. Verifica secuencialmente cada instrucción BDL en cuanto a forma, sintaxis y contenido, y chequea los valores de las variables de entrada suministrados por el usuario que están dentro del rango establecido. Si algún valor no es suministrado, el procesador BDL asigna un valor por default. El procesador BDL también toma todos los datos que desea el usuario de las bibliotecas que se encuentran de manera permanente en el programa DOE-2.1E (la biblioteca de construcción y la biblioteca de materiales).

En el procesador BDL se calculan los factores de respuesta, valores que son utilizados posteriormente en los subprogramas LOADS y SYSTEMS, para determinar el flujo de calor transitorio a través de paredes exteriores y techos. Además, se calculan los factores de ponderación; estos factores son tomados en cuenta por los retardos térmicos que se presentan en el enfriamiento y calentamiento en accesorios y estructuras (el procedimiento de cálculo de los factores de respuesta y de ponderación se encuentra en el apéndice A) [1].

Las Instrucciones BDL. Una instrucción BDL es una oración en inglés que incluye siempre un comando que especifica el tema con un terminador que finaliza el comando. Como ejemplo se muestra a continuación la instrucción BDL que define el periodo de la corrida de la modelación:

```
RUN-PERIOD   JAN 1 1974 THRU DEC 31 1974 ..
```

El terminador. El símbolo del terminador es .. (punto punto sin un espacio entre ellos). Si no se coloca un terminador al final de cada instrucción, aparece un mensaje de error en los resultados.

Los comentarios. Si se quiere hacer algún comentario en cualquiera de las líneas de los datos de entrada, la oración comienza con un signo de pesos (\$) y un espacio entre el terminador y el signo de pesos como mínimo. Por ejemplo:

```
HWG = PLANT-EQUIPMENT   TYPE = HW-BOILER
                          SIZE = -999 .. $ Especifica el tamaño del equipo
```

El comando INPUT. Antes de comenzar a introducir los datos de entrada de cualquier subprograma es necesario escribir el comando INPUT seguido con el nombre del subprograma. Por ejemplo:

```
INPUT LOADS ..
```

El comando END. El comando END anuncia al BDL que los datos de entrada del subprograma establecido por el comando INPUT están completos. Por ejemplo:

```
INPUT LOADS ..
RUN-PERIOD   JAN 1 1974 THRU DEC 31 1974 ..
```

```
END ..
COMPUTE LOADS ..
```

El comando COMPUTE. El comando COMPUTE ordena la ejecución de la modelación, usando los datos establecidos entre los comandos INPUT y END. Ver el ejemplo anterior.

Palabras claves (keywords). Para describir un edificio se necesita una serie de comandos introducidos entre los comandos INPUT y END. Cada comando está compuesto por un número determinado de palabras claves (keywords) que describen o dan información del contenido del comando. Las palabras claves siempre aparecen en la forma keyword = valor o valores. Por ejemplo, se quiere especificar la localización del edificio:

```
BUILDING-LOCATION   LATITUDE = 42   LONGITUDE = 88
                   ALTITUDE = 610  TIME-ZONE = 6 ..
```

donde las palabras claves son: LATITUDE, LONGITUDE, ALTITUDE y TIME-ZONE.

Programas horarios (schedules). El programa DOE-2.1E conoce como programas

Representativo para los fines de semana.

LTG-2 = DAY-SCHEDULE (1,24) (0) ..

Ejemplo:

U-NAME = WEEK-SCHEDULE (WD) LTG-1 (WEH) LTG-2' ..

semana respectivamente.

- 3) SCHEDULE. Define el tipo de semana en el año. De esta forma permite definir periodos del calendario como vacaciones de verano.

U-NAME = WEEK-SCHEDULE (THRU Y) (U-NAME del WEEK-SCHEDULE referenciado) ..

donde Y es el periodo del calendario considerado.

Ejemplo:

```
LIGHTS = SCHEDULE   THRU JUN 10 (WD) LTG-1 (WEH) LTG-2
                   THRU SEP 5  (WD) LTG-2
                   THRU DEC 31 (WD) LTG-1 (WEH) LTG-2 .
```

Como se mencionó anteriormente, cada subprograma cuenta con una gran cantidad de comandos y variables; y para poder comprenderlos, se elaborará un programa como ejemplo en el que se incluyan las variables más importantes que se utilizan durante el modelado de los sistemas de enfriamiento, lo cual se incluye al final de este capítulo.

4.3.2 Descripción del subprograma LOADS

Calcula las componentes sensibles y latentes de las cargas de enfriamiento y calentamiento horarias en cada espacio del edificio designado por el usuario, considerando inicialmente que cada espacio se mantiene a una temperatura constante (temperatura suministrada por el usuario).

Las ganancias de calor y las pérdidas a través de paredes, techos, pisos, ventanas y puertas se calculan por separado. La transferencia de calor por conducción y radiación por todo el cuerpo del edificio se calcula usando los factores de respuesta generados en BDL. Los factores de ponderación, que son también generados en BDL, consideran los efectos de masa térmica, colocación del aislamiento, ángulo del sol, localización y orientación del edificio.

Las ganancias de calor internas, generadas en el edificio por iluminación y equipos, se calculan de acuerdo a los programas horarios asignados por el usuario. Las ganancias de calor internas por los ocupantes se calculan en función de la ocupación hora por hora del edificio [1].

4.3.3 Descripción del subprograma SYSTEMS

Este subprograma contiene algoritmos para simular el funcionamiento de los sistemas de enfriamiento que se usan para controlar la temperatura y la humedad de cada zona del edificio. El subprograma SYSTEMS utiliza la información de salida del subprograma LOADS y una serie de características del sistema de enfriamiento que proporciona el usuario (por ejemplo, la razón del flujo de aire, el control de un termostato, perfiles horarios del equipo o para controlar la temperatura del espacio acondicionado). El subprograma SYSTEMS modifica las cargas térmicas (que se calculan por el subprograma LOADS primeramente), basándose en una condición de temperatura variable para cada zona [1].

4.3.4 Descripción del subprograma **PLANT**

El subprograma PLANT calcula el rendimiento de los equipos de conversión de energía primaria. El usuario selecciona el tipo de equipo que se modela, la capacidad del equipo (si no se especifica la capacidad del equipo el subprograma PLANT lo dimensiona automáticamente basándose en los picos de demanda calculados por SYSTEMS), el número de unidades y la disponibilidad simultánea de los mismos. El subprograma PLANT utiliza los resultados de los subprogramas LOADS y SYSTEMS y las instrucciones proporcionadas por el usuario para calcular el consumo de energía térmica y eléctrica del edificio (energías consumidas por el sistema de enfriamiento, equipos, e iluminación) [1].

4.3.5 Descripción del subprograma **ECONOMICS**

Este subprograma ECONOMICS utiliza los resultados de los subprogramas SYSTEMS y PLANT y los datos proporcionados por el usuario (como son el costo de la energía eléctrica y del gas natural), para calcular los costos de la energía consumida por el edificio [1].

4.4 Ejemplo representativo del programa DOE-2.1.E

INPUT LOADS

RUN-PERIOD JAN 1 1974 THRU DEC 31 1974 .. Especifica el periodo de la corrida de modelación del programa, del 1 de enero al 31 diciembre de 1974.

LOADS-REPORT VERIFICATION =(LV-D) |
 SUMMARY =(LS-C,LS-D) .. Reporta los valores de salida del subprograma LOADS de:
 -Los detalles de las superficies exteriores (LV-D).
 -Las componentes de las cargas pico del edificio (LS-C).
 -El sumario de las cargas mensuales del edificio (LS-D).

\$ Localización del edificio

BUILDING-LOCATION LATITUDE = 42.0 LONGITUDE = 88.0 Especifica la localización del edificio.
 ALTITUDE = 620 TIME-ZONE = 6
AZIMUTH = 30 .. Indica la orientación del edificio 30° con respecto al eje norte.

\$ Construcciones y tipos de vidrios

WA-1-2 =LAYERS MATERIAL =(WD01,PW01,IN02) .. Especifica los materiales, tomados de la biblioteca de materiales, que componen un número de capas.

WALL-I =CONSTRUCTION LAYERS = WA-1-2 .. Especifica un tipo de construcción compuesta por un numero de capas, que fueron referidas en la linea anterior con WA-1-2.

WINDOW-I =GLASS-TYPE SHADING-COEF = 0.9 PANES = 2 .. Especifica un tipo de vidrio con las características señaladas.

\$ Perfil horario de los ocupantes

OCCUPY-I =SCHEDULE THRU DEC 31 (WD) (1,14) (0.8) (15,24) (1) |
 (WEH) (1,24) (0) .. Indica el perfil horario de los ocupantes durante el periodo especificado; los valores serán multiplicados por el numero máximo de personas que ocupan el espacio (23) especificado en la linea de abajo.

\$ Condiciones generales del espacio

OFFICE-ENV =SPACE-CONDITIONS PEOPLE-SCHEDULE = OCCUPY-I
 NUMBER-DE-PEOPLE = 23
 PEOPLE-HEAT-GAIN = 400 .. Especifica la máxima ganancia de calor sensible y latente por persona en el espacio en BTU/Hr.

OFFICE =SPACE SPACE-CONDITIONS = OFFICE-ENV |
 AREA = 500 VOLUME = 4000 .. Especifica el espacio (SPACE) que será acondicionado con las condiciones referidas por el U-Name OFFICE-ENV en la linea anterior.

\$Detalles de paredes, ventanas y puertas

FRONT-I = EXTERIOR-WALL	HEIGHT = 8 AZIMUTH = 180	WIDTH = 100 CONSTRUCTION = WALL-I ..	Especifica un tipo de pared exterior del edificio con un tipo de construcción referenciado con WALL-I en líneas anteriores.
--------------------------------	-----------------------------	---	---

WF-1 = WINDOW	WIDTH = 45 GLASS-TYPE = WINDOW-I ..	HEIGHT = 4	Especifica un tipo de ventana con un tipo de vidrio referenciado con WINDOW-1 en líneas anteriores.
----------------------	--	------------	---

END ..	Indica la terminación de entrada de valores para el edificio.
COMPUTE LOADS ..	El comando COMPUTE ordena al BDL la ejecución de los valores de entrada introducidos en subprograma LOADS,

INPUT SYSTEMS ..

FANS-ON = SCHEDULE THRU DEC 31	(WD) (1,7) (0) (8,18) (1) (19,24) (0) (WEH) (1,24) (0) ..	Indica el perfil horario de la operación del ventilador, el valor (1) indica que estará encendido en las horas especificadas y el valor (0) indica que estará apagado.
---------------------------------------	--	--

COOLSETPT = SCHEDULE THRU DEC 31	(WD) (1,7) (99) (8,18) (76) (19,24) (99) (WEH) (1,24) (99) ..	Indica el perfil horario del control de temperatura en el espacio.
---	--	--

OFFICE = ZONE	DESIGN-COOL-T = 74 COOL-TEMP-SCH = COOLSETPT	Especifica la temperatura del espacio para calcular el flujo de aire de suministro, El U-Name del comando ZONE es igual al U-Name del comando SPACE en LOADS.
----------------------	---	---

AC-SYST = SYSTEM	SYSTEM-TYPE = VAVS MAX-SUPPLY-T = 110 MIN-SUPPLY-T = 55 FAN-SCHEDULE = FANS-ON ZONE-NAMES =(OFFICE) ..	Un sistema de volumen de aire variable ha sido seleccionado. Son la temperatura más alta y más baja permisibles para la entrada del aire al espacio acondicionado respectivamente.
-------------------------	--	--

SYSTEMS-REPORT SUMMARY=(SS-A) ..	Reporta los valores de salida del subprograma SYSTEMS de: -El sumario mensual de las cargas del sistema de enfriamiento.
---	---

END ..
COMPUTE SYSTEMS ..

INPUT PLANT ..

HWG = PLANT-EQUIPMENT TYPE = HW-BOILER Declara en PLANT un calentador de gas de agua caliente (boiler).
SIZE = -999 .. Indica que el subprograma PLANT automáticamente dimensionará el equipo basado en los picos de demanda calculados en SYSTEMS.

AB-CHLR = PLANT-EQUIPMENT TYPE = ABSOR1-CHLR
 SIZE = -999 ..

CTOW = PLANT-EQUIPMENT TYPE = COOLING-TWR
 SIZE = -999 ..

PLANT-REPORT SUMMARY =(BEPS) .. Reporta los valores de salida del subprograma PLANT de:
 -El sumario del rendimiento de energía del edificio (BEPS).

END ..
 COMPUTE PLANT

INPUT ECONOMICS

BLC = BLOCK-CHARGE BLOCKI-TYPE = ENERGY Especifica los cargos por consumo de energía eléctrica:
 BLOCKI-DATA = (800, 0.5 -Los primeros 800 kWh consumidos cuesta \$ 0.5 cada kWh.
 1200, 0.95 -Los siguientes 1200 kWh consumidos cuesta \$0.95 cada kWh.
 , 1, 1.1) .. -El consumo después de 1200 kWh cuesta \$ 1.1 cada kWh.

ELECT-RATE = UTILITY-RATE RESOURCE = ELECTRICITY Especifica el tipo de energía que está siendo evaluado.
BLOCK-CHARGES =(BLC) ..

GAS-RATE = UTILITY-RATE RESOURCE = NATURAL-GAS
ENERGY-CHARGES = 0.62 .. Indica el cargo o costo por consumo de gas natural.

ECONOMICS-REPORT SUMMARY =(ES-D) .. Reporta los valores de salida del subprograma ECONOMICS de:
 -Sumario del costo de energía (ES-D).

END ..
 COMPUTE ECONOMICS ..
 STOP ..

REFERENCIAS

- [1] Birdsall B. E., Buhl W. F., Ellington K. L. and Hirsch J. J.. "DOE-2 Basics (versión 2.1 E)". Los Alamos Scientific Laboratory, report BL-35520,1994.

“Lo que no me destruye me hace más fuerte.”

Friedrich Nietzsche

Capítulo 5

**DESCRIPCIÓN Y MODELADO DE LOS DIVERSOS SISTEMAS DE
ENFRIAMIENTO CON EL DOE-2.1E***5.1 Introducción*

En este capítulo se presenta, en primer término, la descripción de la vivienda que se va a modelar (las características de la vivienda se declaran en el subprograma **LOADS**); su descripción física; su ubicación en la ciudad de Mexicali B.C.N.; el tipo de construcción (materiales de construcción y tipos de vidrios); la definición del espacio por acondicionar (equipos, iluminación y personas que lo habitan); la descripción de los 'sistemas de enfriamiento (se declaran en los subprogramas **SYSTEMS Y PLANT**) y la descripción económica (se considera en el subprograma **ECONOMICS**) debido a los consumos de energía eléctrica y térmica.

5.2 Descripción de la vivienda

Es importante mencionar que el tipo de vivienda que se utilizó en el programa **DOE-2.1E** para el modelado, fue para una familia de posición social media. El considerar este tipo de vivienda radica en que el grupo social que puede comprar los sistemas de enfriamiento mencionados anteriormente, está formado por familias de mediana y alta posición social.

5.2.1 Descripción física de la vivienda

En la figura 5.1 se muestra una vivienda que consta de dos plantas. La planta baja está formada por la sala, el comedor, la cocina y un 1/2 baño; y en la planta alta se encuentran tres recámaras y un baño (ver el apéndice B).

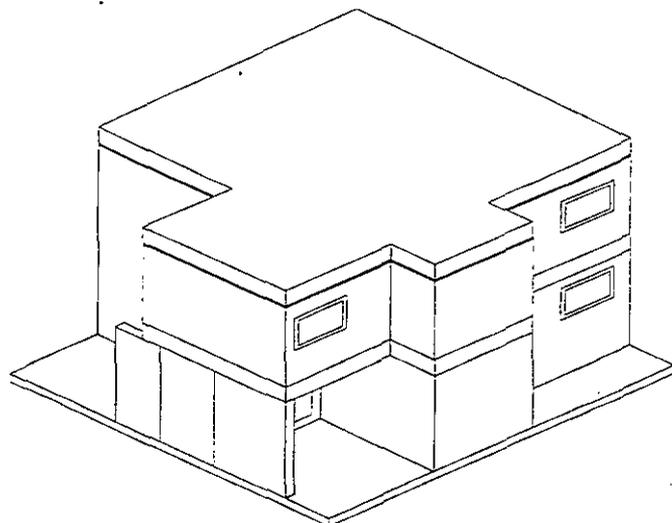


Figura 5.1 Modelo de la vivienda en isométrico.

5.2.2. Localización de la vivienda

La vivienda tiene una distancia angular (latitud) de 32.4° desde el plano del ecuador con respecto al origen del sistema coordenado de la construcción y una distancia angular (longitud) de $115.6''$ del primer meridiano oeste al origen del sistema coordenado de la construcción. Se encuentra a 4 m sobre el nivel del mar (altitud) y su localización se especifica basándose en la zona horaria de la ciudad donde se encuentra la vivienda. En este caso, la ciudad de Mexicali B.C.N. se encuentra en la zona oeste del primer meridiano, por tanto, le corresponde el valor de 8 (el programa DOE-2.1E utiliza de -1 a -12 para la zona este del primer meridiano y 1 a 12 para la zona oeste del primer meridiano). La orientación relativa de la vivienda con respecto al eje norte (azimutal) es de $0''$. Éste es el ángulo que existe entre el eje Y de la vivienda y el eje norte, ver el apéndice B.

5.2.3 Tipos de construcción y vidrios de la vivienda

A continuación, se mencionan los tipos de materiales que componen la construcción de la vivienda como son: las paredes externas, las paredes internas, el techo, el piso, las puertas y las ventanas.

Las paredes externas están compuestas de: mortero, un tipo de aislante, tabique y yeso.

Las paredes internas están compuestas de tres tipos de paredes y se componen como sigue:

- yeso, tabique, aplanado, tabique y yeso
- yeso, tabique y yeso.
- loseta, colado y yeso.

El techo está compuesto de: un impermeabilizante, un tipo de aislante, concreto y yeso.

El piso está compuesto de: colado y loseta.

Las puertas están compuestas de: madera, aire y madera.

Las ventanas tienen vidrio del tipo sencillo (de una sola capa).

Las propiedades físicas de cada material se pueden ver en el apéndice C.

5.2.4 Definición del espacio

El periodo **que** abarca el acondicionamiento de la vivienda es a partir del día **1 de mayo al 31 de octubre de 1998**. Para el modelo de la vivienda, se considera una familia de cuatro personas. El tipo de vida normal de un día de la semana es como sigue: tanto los padres (se dirigen al trabajo) como los hijos (se dirigen a la escuela) salen de la casa **a** las **7:40 hrs.**. Los hijos llegan **a** su casa a las **13:00 hrs.** y los padres a las **16:00 hrs.**. En los fines de semana, se considera que se encuentran en su casa todo el día excepto de **15:00 a 20:00 hrs.** (salen de paseo o de visita). Se supone que salen de vacaciones del **24 al 30 de agosto**, ver apéndice C. El apéndice C, presenta los programas de los diversos sistemas de enfriamiento para el modelado. Y detalla las características de la vivienda y de los sistemas de enfriamiento.

La tabla 5.1 muestra, lo descrito en esta sección, el programa de operación del sistema de enfriamiento.

	L A S 2 4 H O R A S D E L D Í A																							
Días de la semana	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Lunes	█																█							
Martes	█																█							
Miércoles	█																█							
Jueves	█																█							
Viernes	█																█							
Sábado	█																		█					
Domingo	█																		█					

Tabla 5.1 Programa de operación del sistema de enfriamiento.

Para considerar la ganancia de calor interna, generada por los equipos e iluminación, se estableció un programa horario del consumo en kW, tomando como referencia el equipo de mayor consumo (ver el apéndice C).

5.3. Modelado de los sistemas de enfriamiento con el DOE-2.1E

Como se mencionó en el capítulo anterior, el subprograma SYSTEMS está formado por una serie de programas horarios que controlan, tanto la operación del sistema de enfriamiento como la temperatura del aire en el espacio; así como también contiene los elementos necesarios para definir el sistema de enfriamiento. A continuación, se detallan cada uno de los sistemas que fueron modelados con el programa DOE-2.1E.

5.3.1 Descripción de operación de los sistemas de enfriamiento con el DOE-2.1E

El subprograma SYSTEMS contiene un programa horario para el funcionamiento de los ventiladores, los cuales distribuyen el aire de suministro al espacio. Este programa está definido basándose en la vida diaria normal de la familia (estando apagado el sistema de enfriamiento cuando hay ausencia de personas y prendido cuando se encuentra ocupado, ver el apéndice C). Contiene un programa horario para el control de operación del sistema de enfriamiento y es el mismo que el programa horario del funcionamiento de los ventiladores. Cuenta con un programa horario para el control de la temperatura del aire en el espacio acondicionado, siendo 23.9°C la temperatura calibrada del termostato durante el periodo de modelación (mayo-octubre).

5.3.1.1 Sistema de enfriamiento por evaporación directa

Opera un sistema de enfriamiento evaporativo directo, el cual proporciona un flujo de aire al espacio y cuya dimensión es necesario proporcionar al programa DOE-2.1E. El valor que se utilizó

fue el que determinó automáticamente el programa DOE-2.1E en el modelado con el sistema de enfriamiento mecánico, basándose en las cargas de enfriamiento pico. Este valor sirvió para dimensionar el sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación (2915 pies³/min.). Y se hizo con el fin de poder comparar y evaluar los sistemas de enfriamiento que fueron modelados, usando un mismo valor de flujo de aire de suministro. Además, se considera un flujo de aire 100% puro a la entrada del sistema evaporativo (no hay flujo de aire de retorno) y que la eficiencia del sistema evaporativo directo es de **80%** (ver el apéndice C).

5.3.1.2 *Sistema de enfriamiento por absorción*

Un sistema de volumen de aire variable (VAVS) proporciona el flujo de aire a la vivienda. El flujo de aire al espacio (dimensión del equipo) se calcula con el programa DOE-2.1E basándose en las cargas de enfriamiento pico. Este sistema permite la mezcla de aire fresco con el aire de retorno. Por tal motivo, se considera una mezcla de: 50 % de aire fresco y un 50 % de aire de retorno. Los ventiladores de suministro tienen un controlador de velocidad. Un humidistato controla la humedad del aire a 40% (HR) en el espacio por acondicionar. El enfriador de absorción (absorption chiller) de dos etapas, la torre de enfriamiento y el calentador de agua (boiler) son declarados en el subprograma PLANT y el programa DOE-2.1E dimensiona automáticamente los tres equipos mencionados con base en la demanda máxima calculada en el subprograma SYSTEMS.

5.3.1.3 *Sistema de enfriamiento mecánico*

Consiste de un paquete completo de enfriamiento mecánico definido por el programa DOE-2.1E como un sistema PSZ (sistema de volumen constante de zona simple) y proporciona el flujo de aire necesario para el acondicionamiento del espacio. Este sistema permite la mezcla de aire fresco con el aire de retorno. Por tal motivo, se considera una mezcla de: 50 % de aire fresco y un 50 % de aire de retorno. El control de humedad relativa definido fue de 40%. Este tipo de sistemas, también se llaman sistemas convencionales de compresión mecánica por los componentes que integran.

5.3.1.4 *Sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación*

El programa DOE-2.1E modela una unidad paquete que consiste de una rueda desecante impregnada de cloruro de litio, enfriadores evaporativo indirecto y directo, y un calentador encendido por gas natural. Este sistema proporciona volúmenes de aire variable, lo cual requiere utilizar ventiladores de velocidad variable. Para declarar este tipo de sistema es necesario dimensionarlo (a excepción de los demás sistemas de enfriamiento que son dimensionados automáticamente por el programa DOE-2.1E basándose en las cargas de enfriamiento pico), proporcionando la capacidad de los ventiladores de suministro de aire al espacio por acondicionar. Este dato se tomó de lo obtenido en los demás sistemas de enfriamiento. El control de la humedad relativa en el espacio es de **40%**. De este tipo de sistemas descritos en el capítulo 2, se modeló el sistema de la figura 2.10. Este sistema permite solamente entrada de aire fresco.

5.3.1.5 Sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta/directa integrado a un sistema de enfriamiento mecánico

Un sistema de volumen constante (PSZ) definido por el DOE-2.1E proporciona el flujo de aire a la vivienda. Este sistema proporciona volúmenes de aire constantes a la zona y tiene la opción de proporcionar flujos de aire constante o variable a subzonas. Este sistema permite la mezcla de aire fresco con el aire de retorno. Por tal motivo, se considera una mezcla de: 50 % de aire fresco y un 50 % de aire de retorno. Un humidistato controla la humedad del aire a 40% (HR) en el espacio por acondicionar. Las eficiencias que se manejaron para los enfriadores de evaporación directa e indirecta son de 80%, según datos obtenidos de [3]. El flujo de aire al espacio se calcula con el programa DOE-2.1E basándose en las cargas de enfriamiento pico. Se pudo ver en los resultados del modelado que el sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta/directa consumió un 37.7 % de la energía total para el enfriamiento del espacio y el sistema de enfriamiento mecánico un 62.3 %; para poder hacer estas aseveraciones fue necesario modelar el sistema de enfriamiento mixto por si solo, (ver el apéndice C). De este tipo de sistemas descritos en el capítulo 2, se modeló el sistema de la figura 2.13.

5.3.1.6 Sistema de enfriamiento mecánico con torre de enfriamiento

Un sistema de volumen constante (PSZ) definido por el DOE-2.1E proporciona el flujo de aire a la vivienda. Este sistema permite la mezcla de aire fresco con el aire de retorno. Por tal motivo, se considera una mezcla de: 50 % de aire fresco y un 50 % de aire de retorno. El condensador del sistema PSZ es enfriado por agua utilizando una torre de enfriamiento y se declara en el subprograma PLANT. El ventilador de la torre, de enfriamiento es programado de manera igual que los ventiladores de suministro. La torre de enfriamiento se dimensiona basándose en el sistema de enfriamiento utilizado. Un humidistato controla la humedad del aire a 40% (HR) en el espacio por acondicionar.

5.4 Descripción económica del consumo de energía eléctrica y térmica de los sistemas de enfriamiento.

Los precios por el consumo de energía eléctrica (kWh) y energía térmica por gas natural (m^3), son tomados de la lista de precios mensuales proporcionados por CFE [1] y PEMEX [2]. Los meses correspondientes son del mes de mayo al mes de octubre de 1998. Los datos correspondientes de los precios se detallan en las tablas siguientes:

COSTOS DE LA ENERGÍA ELÉCTRICA (PESOS/kWh)

FUENTE: CFE

TIPO DE SERVICIO: Servicio doméstico para localidades con temperatura media mínima en verano de 32 grados centígrados (**Tarifa doméstica 1-E (1997 - 1998)**).

RANGO	DIC/97	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC/98
Básico													
1-300	0.224	0.226	0.228	0.230	0.232	0.234	0.236	0.238	0.240	0.242	0.244	0.246	0.248
Inter. Bajo													
301-1200	0.278	0.281	0.284	0.287	0.290	0.293	0.297	0.301	0.305	0.309	0.313	0.317	0.321
Inter. Alto													
1201-2500	0.655	0.663	0.671	0.679	0.687	0.695	0.703	0.711	0.720	0.729	0.738	0.747	0.756
Excedente	1.036	1.048	1.061	1.074	1.087	1.100	1.113	1.126	1.140	1.154	1.168	1.182	1.196

Tabla 5.2 Costos por servicio de energía eléctrica, datos proporcionados por CFE [1].

PRECIO DEL GAS NATURAL 1998
PESOS/m³ SIN IVA
FUENTE: PEMEX

PRODUCTO	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre
NOROESTE	0.719	0.670	0.757	0.780	0.769	0.709	0.835	0.703	0.647	0.732
NORESTE	0.620	0.569	0.653	0.675	0.665	0.604	0.726	0.595	0.532	0.624
OCCIDENTE	0.639	0.589	0.673	0.696	0.685	0.625	0.747	0.616	0.555	0.645
CENTRO	0.608	0.589	0.640	0.663	0.653	0.592	0.713	0.582	0.518	0.611
SUR	0.539	0.487	0.568	0.590	0.580	0.518	0.637	0.506	0.438	0.535

Tabla 5.3 Costos por servicio de gas natural, datos proporcionados por PEMEX [2].

Los precios que se tomaron para el gas natural son para la zona noroeste del país de México.

El programa DOE-2.1E maneja en unidades THERMS' la energía térmica consumida por gas natural, por lo que no es posible suministrar directamente los datos de la tabla al programa; para ello se hizo la siguiente conversión:

$$\left(\frac{\$}{m^3}\right) \times \left(\frac{1}{37.9 MJ/m^3}\right) \times (105.5 MJ/1 THERMS) = \frac{\$}{THERMS}$$

El segundo término corresponde al valor calorífico del gas natural.

1. El término THERMS es una unidad de E.U.A., que especifica la energía térmica, 1 THERMS = 105.5 MJ.

REFERENCIAS

- [1] CFE. Comisión Federal de Electricidad. “Tarifas para el Suministro y Venta de Energía Eléctrica”, disponible como página web en <http://www.cfe.gob.mx/gercom>, diciembre de 1998.
- [2] CONAE. Comisión Nacional para el Ahorro de Energía. “Precios de los Combustibles”, disponible como página web en <http://www.conae.gob.mx/precios/precombustibles.html>, diciembre de 1998.

“El deber de un hombre está allí donde es más útil.”

José Martí

Capítulo 6

RESULTADOS DEL MODELADO

6.1 *Introducción*

Para la vivienda descrita en el capítulo 5, se modelaron los siguientes sistemas de enfriamiento:

El sistema de enfriamiento por evaporación directa.

El sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta directa.

El sistema de enfriamiento por absorción.

El sistema de enfriamiento mecánico.

El sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación.

El sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta directa integrado a un sistema de enfriamiento mecánico.

El sistema de enfriamiento mecánico con torre de enfriamiento.

Para la selección de un sistema de enfriamiento en particular, de las diferentes alternativas consideradas en el presente estudio, requiere éste cumplir con:

- 1.- Las condiciones de confort (temperatura y humedad relativa): requeridas en la vivienda según el tipo y la forma del espacio por acondicionar y las condiciones climáticas de la región.
- 2.- La menor demanda de potencia eléctrica.
- 3.- El menor consumo de energía eléctrica y/o térmica: energías consumidas por los sistemas de enfriamiento, para cumplir con las condiciones de confort requeridas en el espacio.
- 4.- Económicamente rentable con respecto al sistema de enfriamiento convencional: **qué** tan rentable es el instalar un equipo que inicialmente cuesta más caro y que posteriormente significa ahorros en cuanto al consumo de energía eléctrica y/o térmica para su operación, con respecto al sistema de enfriamiento convencional.

El programa DOE-2.1E proporciona los datos de las primeras 3 condiciones, como resultado de la modelación. La última condición se evalúa en el siguiente capítulo. A continuación, se analizan los resultados obtenidos de la modelación de los sistemas de enfriamiento.

6.2 *Análisis de resultados*

El programa DOE-2.1E proporciona reportes de salida como resultado de la modelación de los sistemas de enfriamiento. Estos reportes dan información sobre: el diseño del sistema de

enfriamiento; las cargas mensuales de la vivienda; las temperaturas promedio mensuales obtenidas en el espacio; el consumo eléctrico del sistema de enfriamiento; el consumo eléctrico de los ventiladores; el consumo eléctrico por iluminación y equipos; la humedad relativa obtenida en el espacio; la demanda por consumo de potencia eléctrica; y los costos por consumo de energía eléctrica y térmica (gas natural), entre otros.

Para el análisis de los sistemas de enfriamiento se discutieron tres características importantes:

- 1.- Consumo de energía (energía eléctrica y/o energía térmica).
- 2.- Demanda máxima.
- 3.- Condiciones de confort (temperatura y humedad relativa del aire en el espacio)

6.2.1 *Consumo de energía eléctrica y térmica*

Como se ha visto en capítulos anteriores, existen sistemas de enfriamiento como el sistema de enfriamiento por absorción y el sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación que utilizan tanto energía eléctrica como energía térmica, para efectuar el acondicionamiento del espacio; y sistemas de enfriamiento que sólo requieren de energía eléctrica para la misma función. A continuación, se detallan los resultados obtenidos de la modelación.

6.2.1.1 *Categorías de uso del consumo de energía eléctrica anual*

La figura 6.1 detalla las categorías de uso del consumo eléctrico anual de cada sistema de enfriamiento. La energía eléctrica se compone en 5 tipos de consumo o categorías de uso y se presentan como sigue:

- 1.- Equipo e iluminación: es la energía eléctrica consumida por los equipos e iluminación dentro de la vivienda.
- 2.- Enfriamiento del espacio: es la energía eléctrica requerida para el enfriamiento del espacio.
- 3.- Calor rechazado: es la energía eléctrica consumida por los ventiladores en la torre de enfriamiento para el desalojo del calor del agua caliente proveniente del condensador.
- 4.- Equipo de bombeo: es la energía consumida por los equipos de bombeo.
- 5.- Ventiladores: es la energía consumida por los ventiladores.

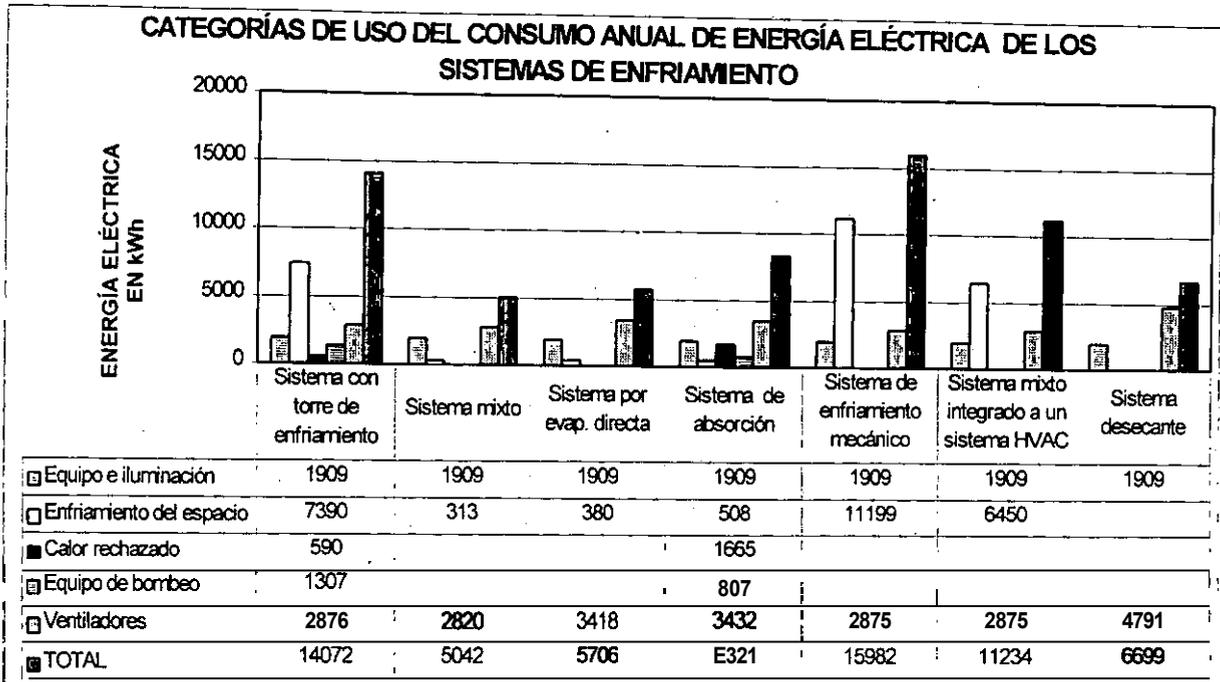


Figura 6.1 Categorías de uso de energía eléctrica.

6.2.1.2 Consumo mensual de energía eléctrica

En la figura 6.2 se presentan los consumos mensuales de energía eléctrica promedio en kWh de cada sistema de enfriamiento. Los datos presentados en todas las figuras, corresponden al periodo mayo-octubre.

Los meses de julio y agosto son los meses más críticos durante el verano, ya que se registran las temperaturas ambientales más altas. La figura 6.2 muestra que el consumo de energía eléctrica de los sistemas es mayor en los 2 meses mencionados (en el mes de agosto se consideró una semana de vacaciones).

Los sistemas de enfriamiento que registran un aumento considerable de energía eléctrica en los meses de julio y agosto son: el sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta directa integrado a un sistema de enfriamiento mecánico, el sistema de enfriamiento mecánico y el sistema de enfriamiento mecánico con torre de enfriamiento.

Estos 3 sistemas consumen mayor energía eléctrica durante todos los meses que los sistemas restantes (la energía eléctrica que consume el compresor de estos sistemas de enfriamiento, es mayor que lo que pueden consumir cualquier elemento del resto de los sistemas de enfriamiento). Por su parte, el sistema de enfriamiento por absorción y el sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación tienen un comportamiento regular durante el periodo de enfriamiento; diferente a los sistemas mencionados anteriormente. Esto se debe a que, no dependen totalmente de la energía eléctrica para su operación.

Para poder conocer el consumo de energía eléctrica de manera separada, del sistema de enfriamiento por evaporación indirecta/directa integrado a un sistema de enfriamiento mecánico, tanto del sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta/directa como del sistema de enfriamiento mecánico; que trabajaron de manera conjunta. Se modeló sólo el sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta/directa.

De la figura 6.1, el consumo mensual de energía eléctrica para el enfriamiento del espacio del sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta/directa es de 313 kWh. Para el sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta/directa integrado a un sistema de enfriamiento mecánico es de 6450 kWh.

Los datos obtenidos con el modelado, del sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta/directa integrado a un sistema de enfriamiento mecánico; se encuentra de manera separada la información del consumo de energía eléctrica de los dos sistemas. Para el sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta/directa (no se muestra en ninguna figura) consume 118 kWh anuales y el sistema de enfriamiento mecánico consume 6332 kWh anuales, dando un total de 6450 kWh.

De aquí, se puede decir que el sistema mixto (que trabajó con el sistema de enfriamiento mecánico) operó el 37.7 % durante el año (comparándolo con respecto al sistema mixto operando sólo) y el sistema de enfriamiento mecánico operó el 62.3 %. Por tanto,

$$\% \text{ operación del sistema mixto (que operó con el sistema de enf. mecánico)} = \frac{118 \text{ kWh}}{313 \text{ kWh}} \times 100 = 37.7\%$$

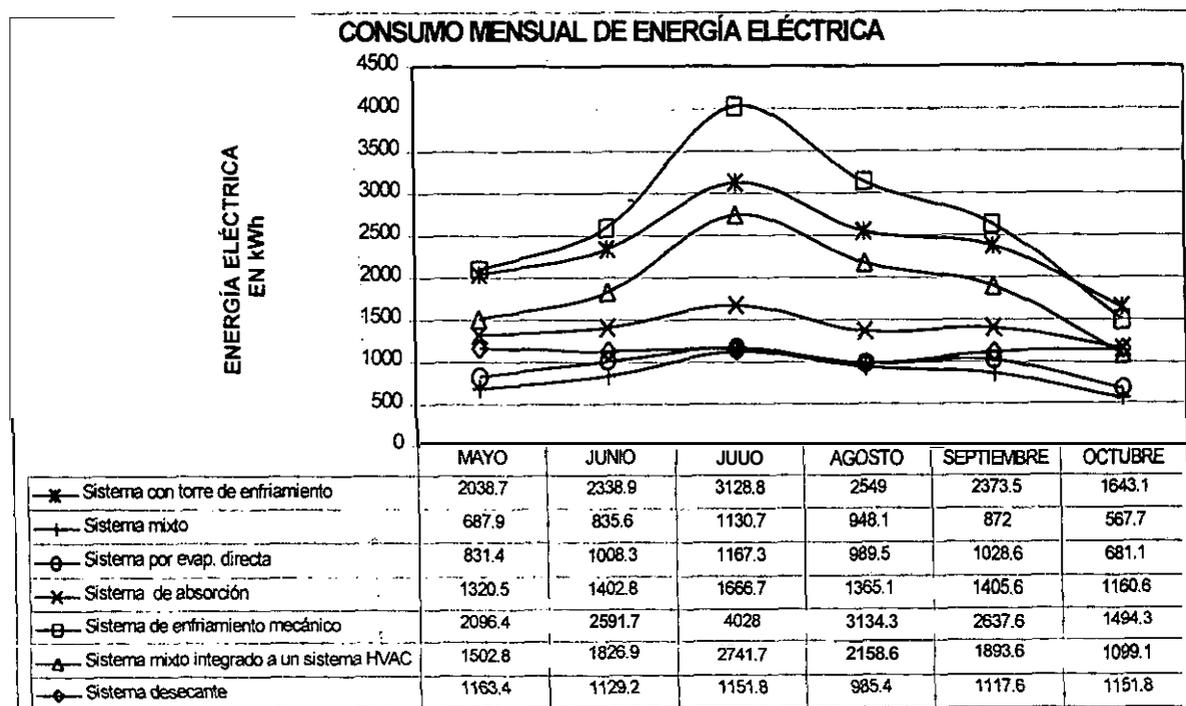


Figura 6.2 Consumo mensual de energía eléctrica.

6.2.1.3 Consumo anual de energía eléctrica

En la figura 6.3 se presenta el consumo total de energía eléctrica por año de cada uno de los sistemas de enfriamiento. Como se puede ver, el sistema de enfriamiento de menor consumo de energía eléctrica es el sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta con **5042 kWh**, mientras que el sistema de enfriamiento mecánico registra el mayor consumo con **15982 kWh**.

La figura 6.3, sirve para poder tener un conocimiento general del consumo anual de energía eléctrica de los sistemas de enfriamiento. Y de esta manera, se pueda llevar a cabo la evaluación tanto técnica como económica de los sistemas.

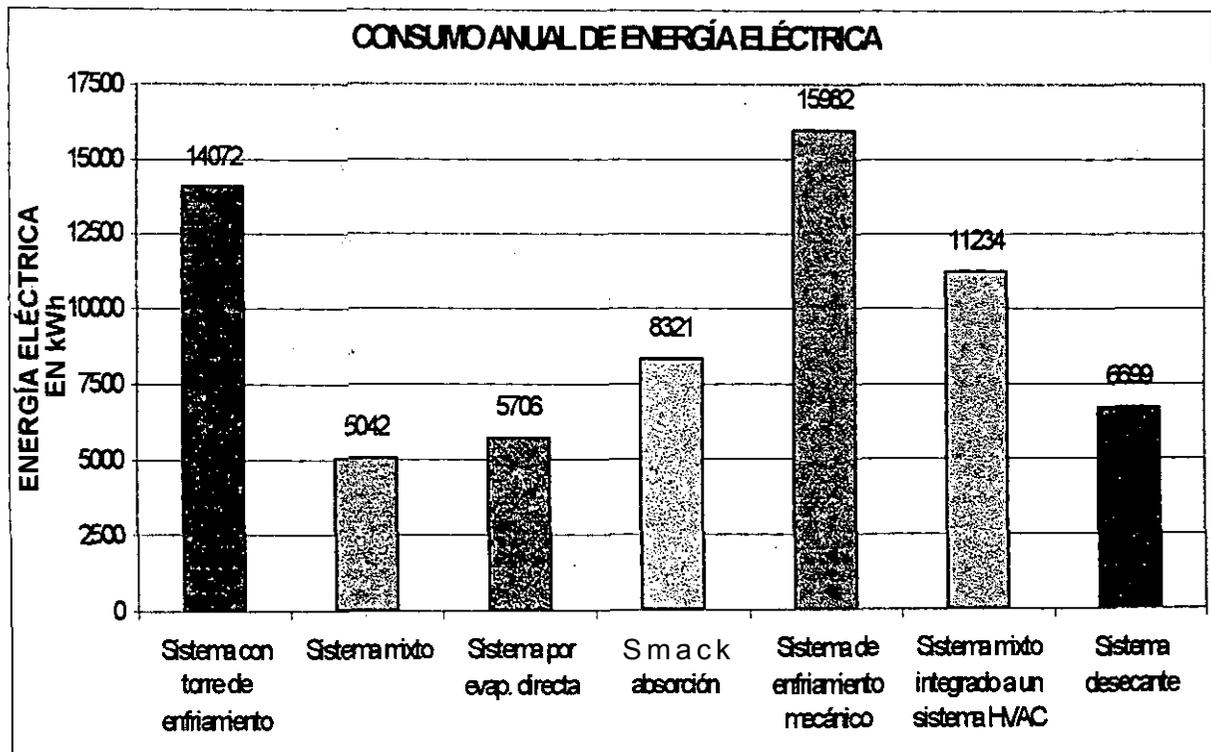


Figura 6.3 Consumo anual de energía eléctrica

6.2.1.4 Consumo mensual de energía térmica

La figura 6.4 representa el consumo mensual de energía térmica del sistema de enfriamiento por absorción y el sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación. El sistema de enfriamiento por absorción consume mayor gas natural en todo los meses que el sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación. Esto se debe a que, el sistema de enfriamiento por absorción utiliza más gas natural para realizar el proceso de separación de la solución agua-bromuro de litio que, en el proceso de regeneración del aire en el sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación.

Aquí, también se puede apreciar el incremento en el consumo de gas natural de estos dos sistemas en los meses críticos. La tendencia que tienen, cada uno, es irregular durante el periodo mayo-octubre. Esto se debe, a la respuesta que tienen a los requerimientos de demanda de temperatura en el espacio, durante el periodo de enfriamiento mayo-octubre.

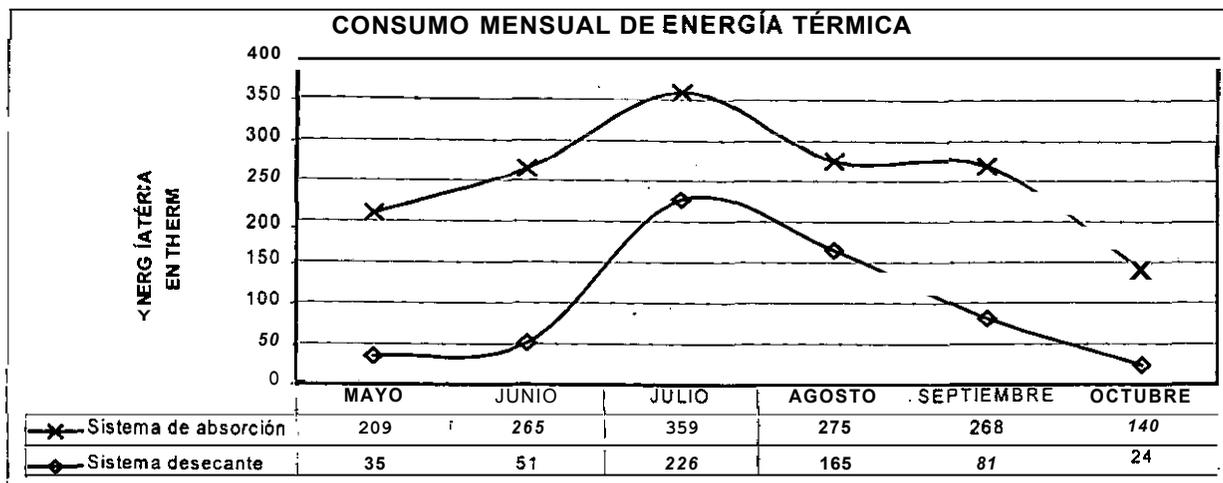


Figura 6.4 Consumo mensual de energía térmica.

6.2.1.5 Consumo anual de energía térmica

La figura 6.5 presenta el consumo anual de energía térmica del sistema de enfriamiento por absorción y del sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación. Se puede observar que el sistema de enfriamiento por absorción consumió **1516** Therms y el sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación consumió **582** Therms de energía térmica anual. Esta figura, sirve para conocer el consumo anual de energía térmica de estos sistemas, y de esta manera realizar la evaluación tanto técnica como económica. Estos sistemas, son los únicos que consumen tanto energía eléctrica como energía térmica.

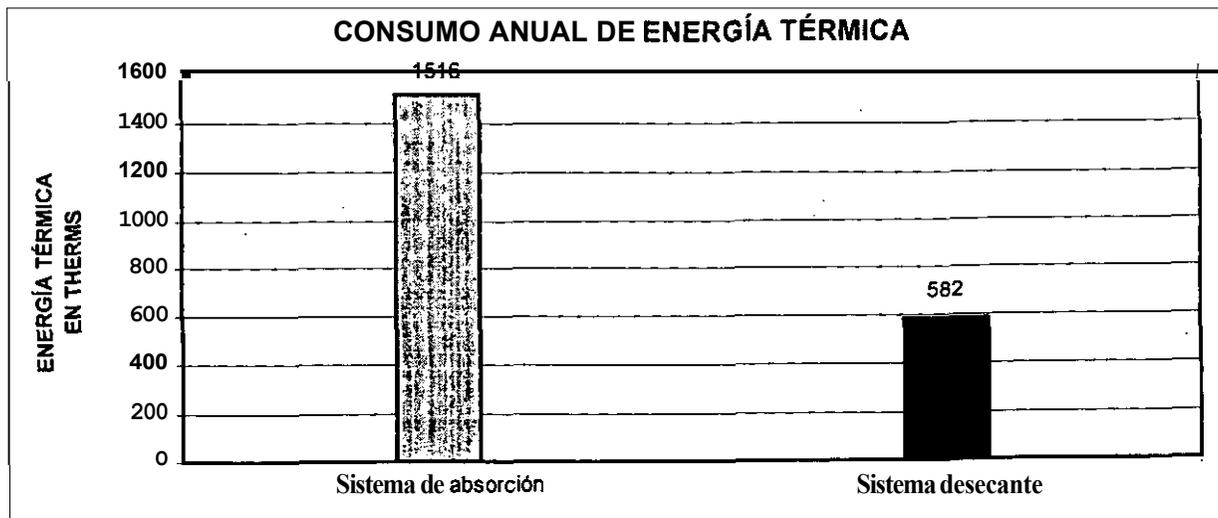


Figura 6.5 Consumo anual de energía térmica.

6.2.1.6 Costos mensuales por consumo de energía eléctrica

En las figuras 6.6 y 6.7 se muestran los costos mensuales por consumo de energía eléctrica, tomando en cuenta los costos por consumo de kWh presentados en el capítulo anterior. Se puede ver que el sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta resulta ser el de menor costo por consumo de energía eléctrica anual con \$ 1424.00 y el sistema de enfriamiento mecánico representa el mayor costo anual con \$ 7717.00. El comportamiento de los costos mensuales de los sistemas en la figura 6.6 es la misma que en la figura 6.2. Todos los datos de costos que se expresan en esta tesis están en moneda nacional.

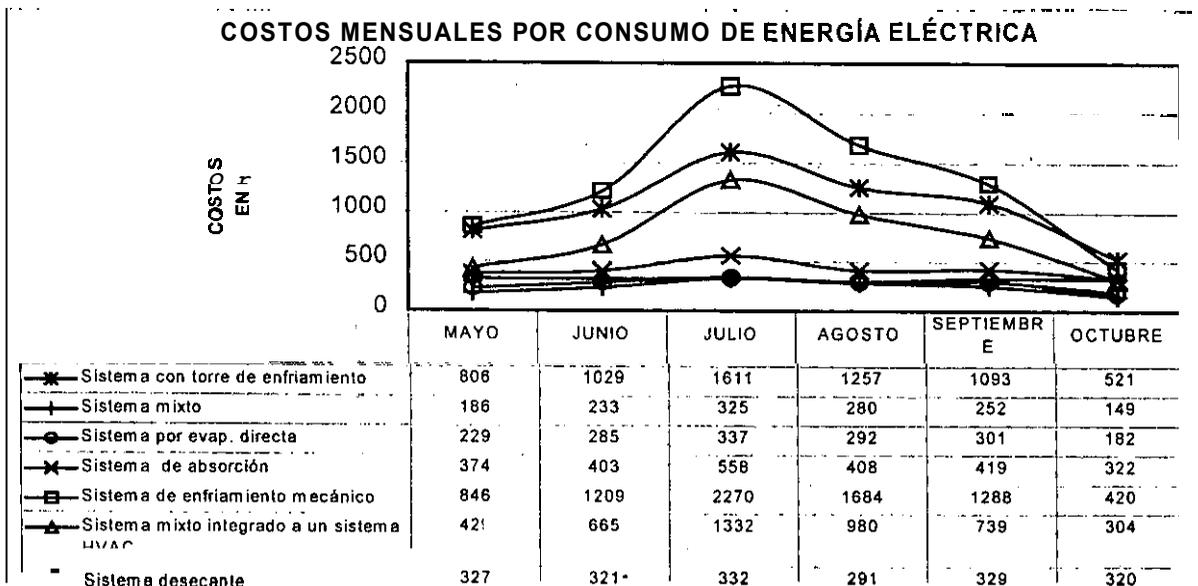


Figura 6.6 Costos mensuales por consumo de energía eléctrica.

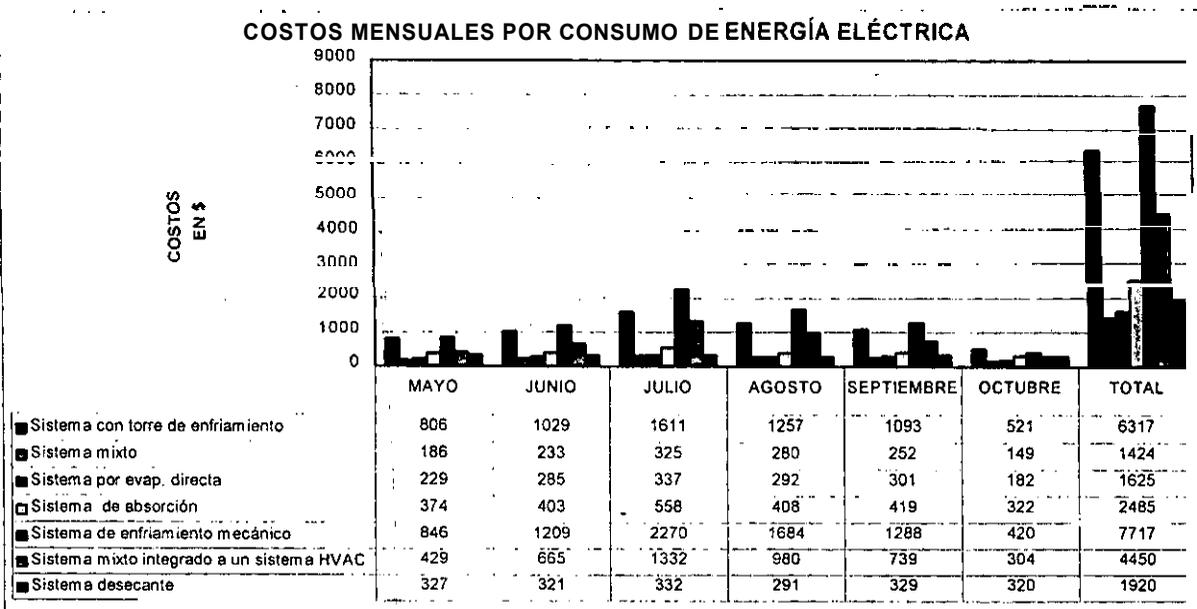


Figura 6.7 Costos mensuales por consumo de energía eléctrica.

6.2.1.7 Costos mensuales por consumo de energía térmica

Las figuras 6.8 y 6.9 muestran los costos mensuales por consumo de gas natural (mensual y anual, respectivamente), del sistema de enfriamiento por absorción y del sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación. El sistema de enfriamiento por absorción presenta el mayor costo anual con \$ 3112.00 y el sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación el menor costo con \$ 1218.00. El comportamiento de estos dos sistemas en la figura 6.8 es el mismo que en la figura 6.4.

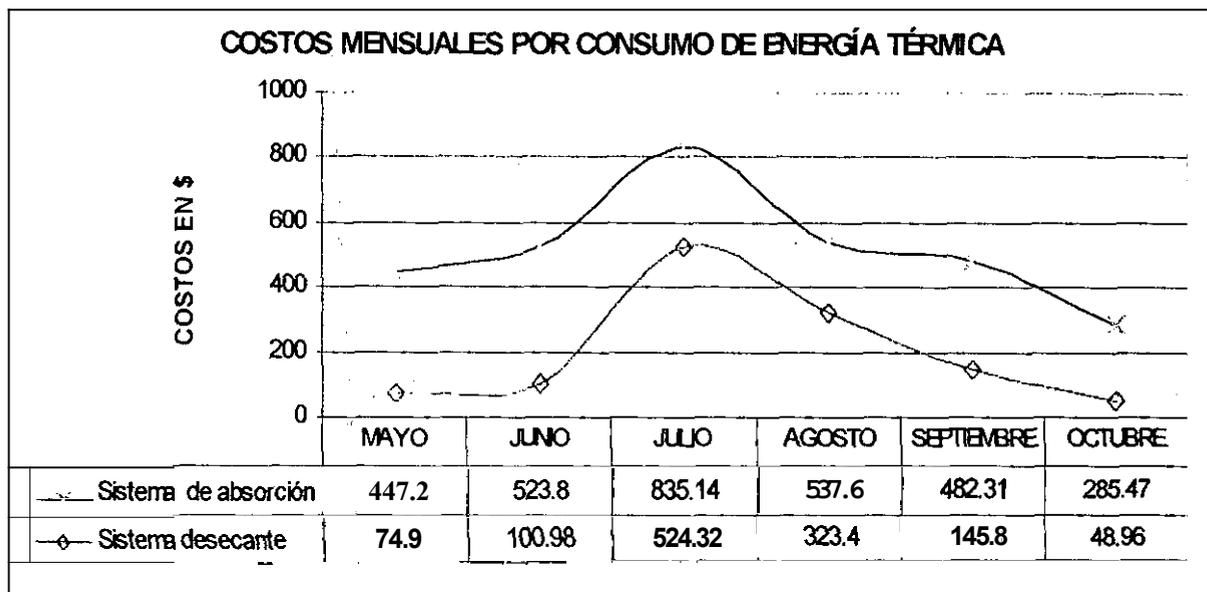
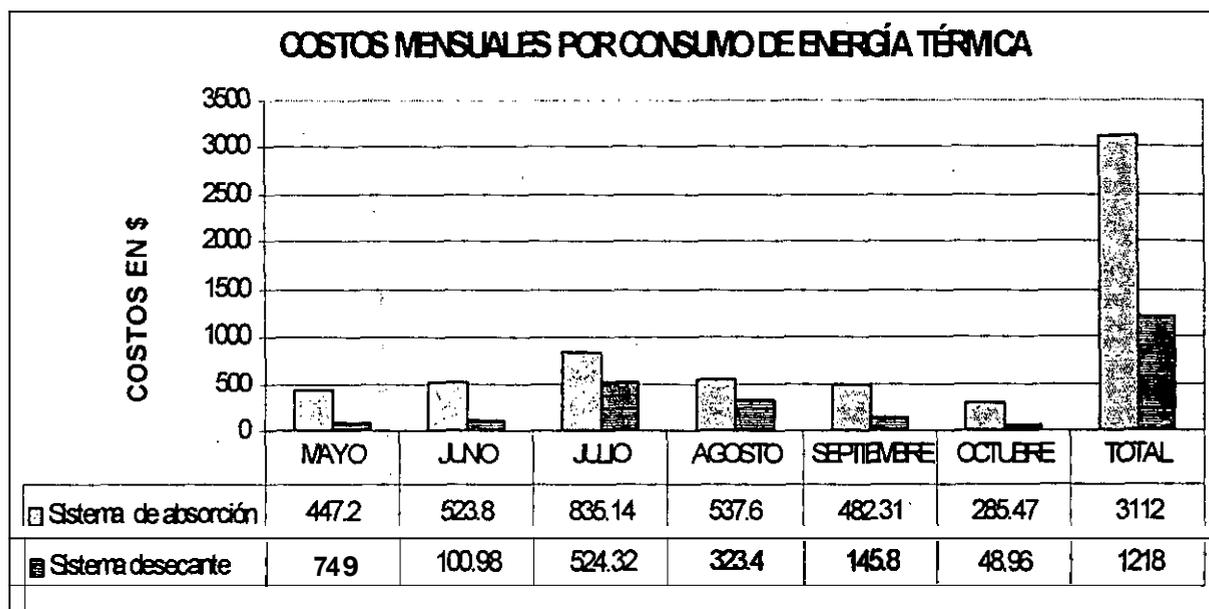


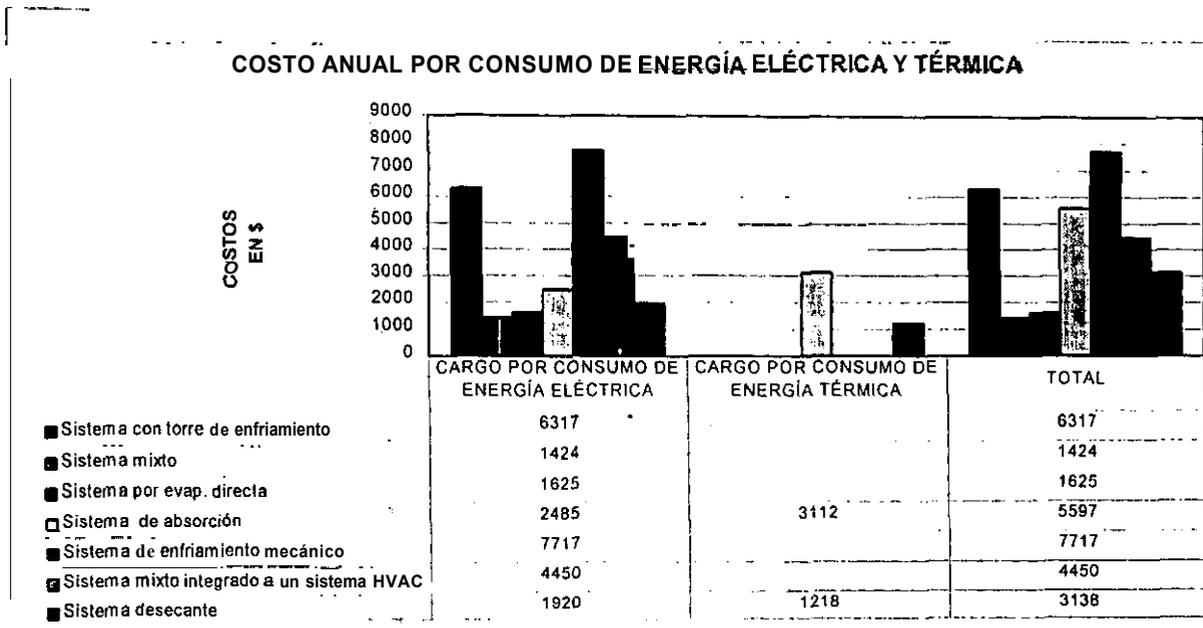
Figura. 6.8 Costos mensuales por consumo de energía térmica.



6.2.1.8 Costo anual por consumo de energía eléctrica y térmica

En la figura 6.10 se presenta el costo total por consumo de energía eléctrica y térmica (gas natural) de los sistemas de enfriamiento. Como se puede observar, el sistema que presenta el menor costo anual por consumo de energía eléctrica es el sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta/directa con \$ 1424.00, y el de mayor costo anual es el sistema de enfriamiento mecánico con \$ 7717.00.

El sistema de enfriamiento por absorción y el sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación, que utilizan tanto energía eléctrica como gas natural, resultaron ser el tercero y cuarto menos costoso con respecto al sistema de enfriamiento mecánico con \$5597.00 y \$3138.00, respectivamente. La figura 6.10 sirve para la evaluación económica, que se realizará en el capítulo siguiente.



6.2.2.1 Demanda máxima mensual por consumo de potencia eléctrica

La figura 6.11 presenta la demanda máxima mensual contra el tiempo, durante los meses mayo-octubre para los sistemas de enfriamiento. Estos valores corresponden a la demanda máxima mensual por consumo de energía eléctrica (*es* la energía eléctrica total consumida por **los** sistemas de enfriamiento, detallado por categorías de uso en la figura 6.1) para cada sistema de enfriamiento. El sistema de enfriamiento que demanda mayor potencia eléctrica es el sistema de enfriamiento mecánico. Mientras que el sistema que demanda menor potencia eléctrica es el sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación. Esto se debe a que, para cubrir **los** requerimientos de temperatura y humedad relativa del aire en el espacio, el sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación depende en la mayor parte de la energía térmica para **su** operación.

Los sistemas de enfriamiento: por evaporación directa; mixto por evaporación indirecta, y por secado y rehumidificación, tienen un comportamiento lineal constante durante el periodo mayo-octubre. El comportamiento de **los** dos primeros sistemas se debe a que no responden a **los** requerimientos de temperatura que demanda el espacio, debido las condiciones climatológicas del lugar. Por **su** parte el sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación, la respuesta se manifiesta en el consumo de energía térmica (ver la figura 6.4); el consumo de la energía eléctrica se debe sólo al uso de los ventiladores que suministran el aire al espacio.

El resto de **los** sistemas de enfriamiento tienen un comportamiento variable. Este comportamiento, depende de los requerimientos de temperatura en el espacio tanto en **los** meses críticos (julio-agosto) como en el resto de los meses.

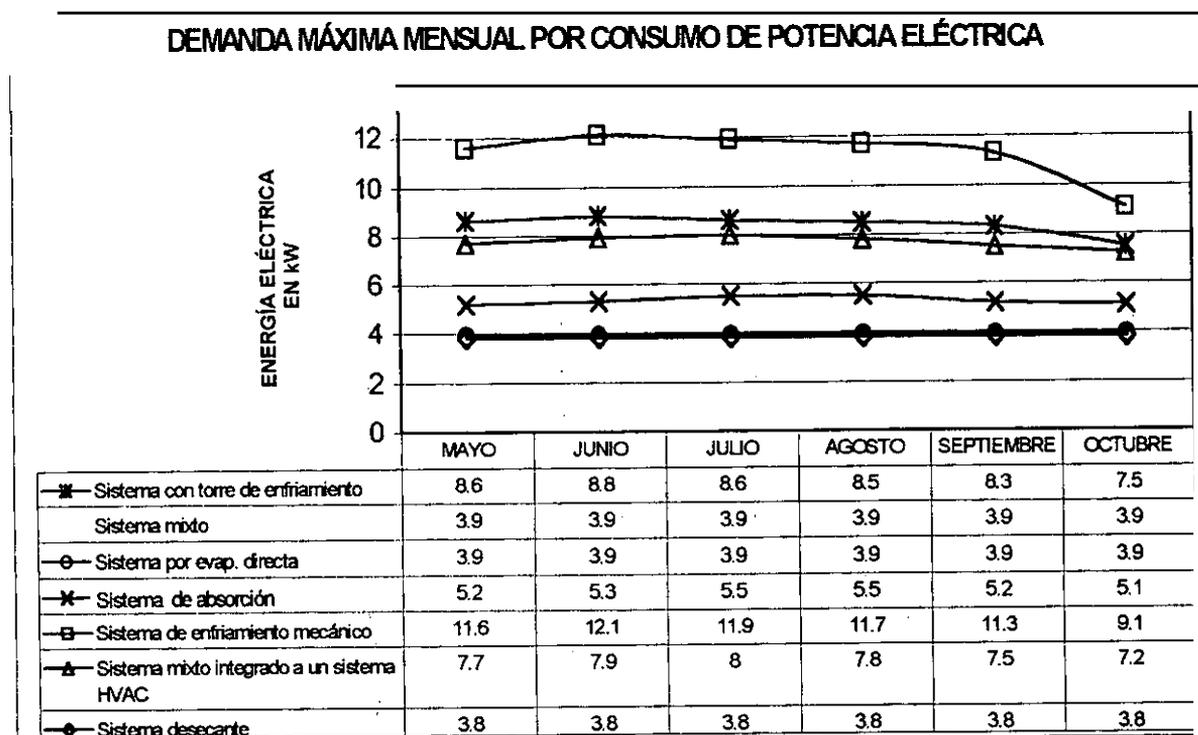


Figura 6.11 Demanda máxima mensual por consumo de potencia eléctrica.

6.2.3 Condiciones de confort

Un sistema de enfriamiento debe de tener la capacidad de proporcionar las condiciones necesarias de confort como temperatura y humedad del aire en el espacio; para este estudio las condiciones son: 23.9 °C y 30-60% (rango de humedad relativa del aire en el espacio, recomendado por ASHRAE [1] para el enfriamiento). Las condiciones obtenidas mediante la modelación con el DOE-2.1E, de los diferentes sistemas de enfriamiento, se discuten a continuación.

Considerando el programa de operación para el sistema de enfriamiento, establecido para la modelación (como se muestra en la tabla 5.1, del capítulo 5). No todas las horas de operación establecidas en el programa (2855 Hrs.), el sistema de enfriamiento las trabaja. Esto se debe a que el sistema de enfriamiento es controlado por el termostato. Que apaga o enciende el sistema de enfriamiento según la temperatura de calibración del termostato.

Por tanto, el sistema de enfriamiento opera sólo una fracción de las horas establecidas en el programa (esta fracción depende del sistema de enfriamiento que se considere). Y la otra parte del tiempo permanece apagado.

Considerando lo anterior, el programa DOE-2.1E proporciona dos valores de temperaturas promedio del aire en el espacio; y se definen a continuación:

1.- Temperatura promedio mensual, obtenida a todas horas: es la temperatura promedio mensual del aire en el espacio, obtenida tanto en las horas en que opera el sistema de enfriamiento como en las horas en que permanece apagado.

2.- Temperatura promedio mensual, obtenida en las horas de operación: es la temperatura promedio mensual del aire en el espacio, obtenida durante las horas en que opera el sistema de enfriamiento. A continuación, se analizan estos 2 tipos de temperatura.

6.2.3.1 *Temperatura promedio mensual del espacio obtenida, a todas horas, mediante los sistemas de enfriamiento*

La figura 6.12 muestra las temperaturas promedio mensual del aire en el espacio, obtenidas a todas horas (tanto en las horas de operación de los sistemas de enfriamiento como en las horas en que permanecen apagados), en el periodo mayo-octubre.

En los meses críticos de julio y agosto, como se puede observar en la figura 6.12, todas las curvas de temperatura (temperatura del aire en el espacio) divergen varios grados con respecto a la línea horizontal de la temperatura de referencia- (temperatura requerida en el espacio). Este comportamiento se debe, a que, los valores de las temperaturas fueron promediados con los datos de temperatura obtenidos, tanto en las horas de operación de los sistemas de enfriamiento como en las horas en que estuvieron apagados.

El sistema de enfriamiento por evaporación directa, es el que menos proporciona la temperatura del aire requerida en el espacio; el sistema de enfriamiento mecánico, es el que mejor proporciona la temperatura del aire requerida en el espacio.

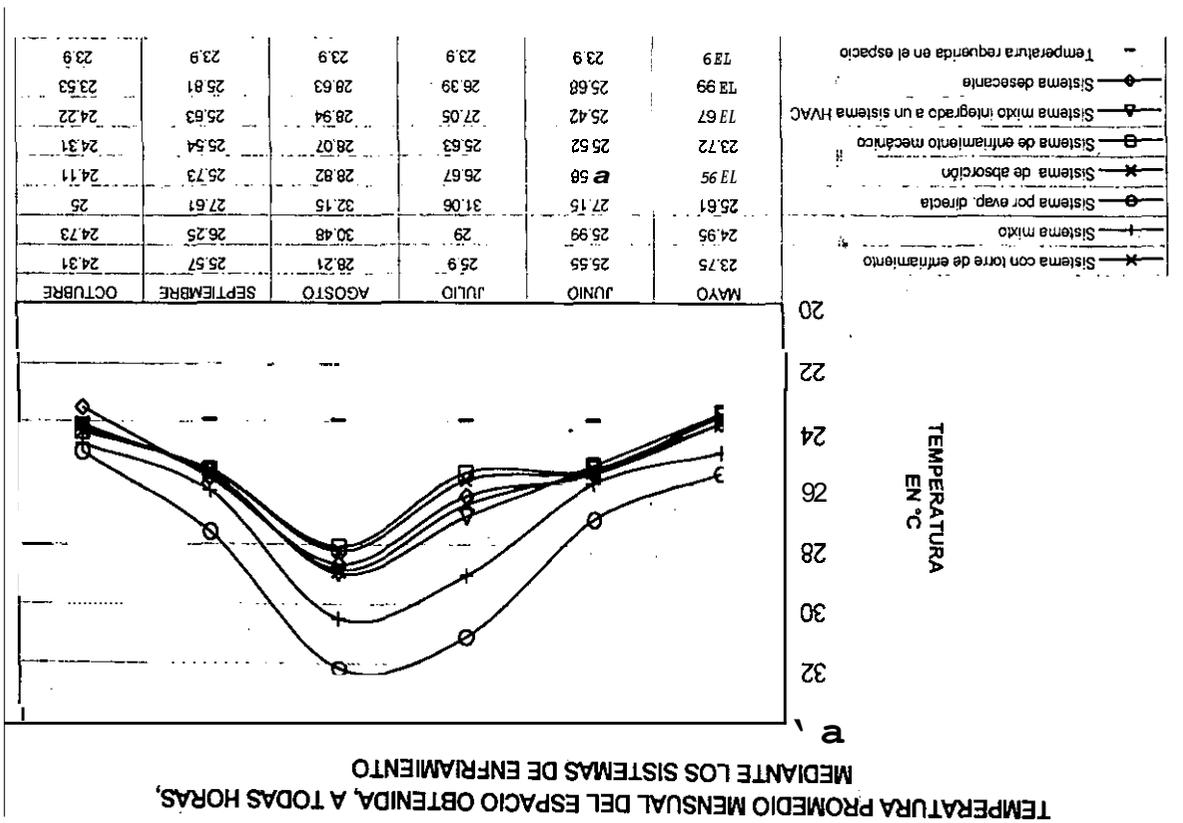


Figura 6.12 Distribución de las temperaturas promedio mensual obtenidas, a todas horas, mediante los sistemas de enfriamiento.

6.2.3.2 Temperatura promedio mensual del espacio, obtenida durante las horas de operación de los sistemas de enfriamiento

La figura 6.13 muestra las temperaturas promedio mensual del aire en el espacio, obtenidas durante las horas de operación, en el periodo mayo-octubre.

El sistema de enfriamiento mecánico que utiliza una torre de enfriamiento, el sistema de enfriamiento mecánico, y el sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación son los que más se aproximan a la temperatura requerida en la vivienda. Como se observa en la figura 6.13, estos sistemas tienen una fácil respuesta para las condiciones de temperatura ambiente críticas como en los meses de julio y agosto, aunque repercuta en un exceso de consumo de energía eléctrica (sólo es en el caso para los dos primeros sistemas).

Por otro lado, el sistema de enfriamiento por evaporación directa y el sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta/directa son los que más se alejan de la condición de temperatura requerida en la vivienda.

Comparando el sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta/directa con el sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta/directa integrado a un sistema de enfriamiento mecánico. Se puede observar en la figura 6.13 la diferencia que existe entre estos dos sistemas, en los meses de julio y agosto. Donde el sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta/directa integrado a un sistema de enfriamiento mecánico reduce, los valores máximos de temperatura que presenta en la figura 6.13 el sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta/directa; mediante la operación del sistema de enfriamiento mecánico que tiene integrado.

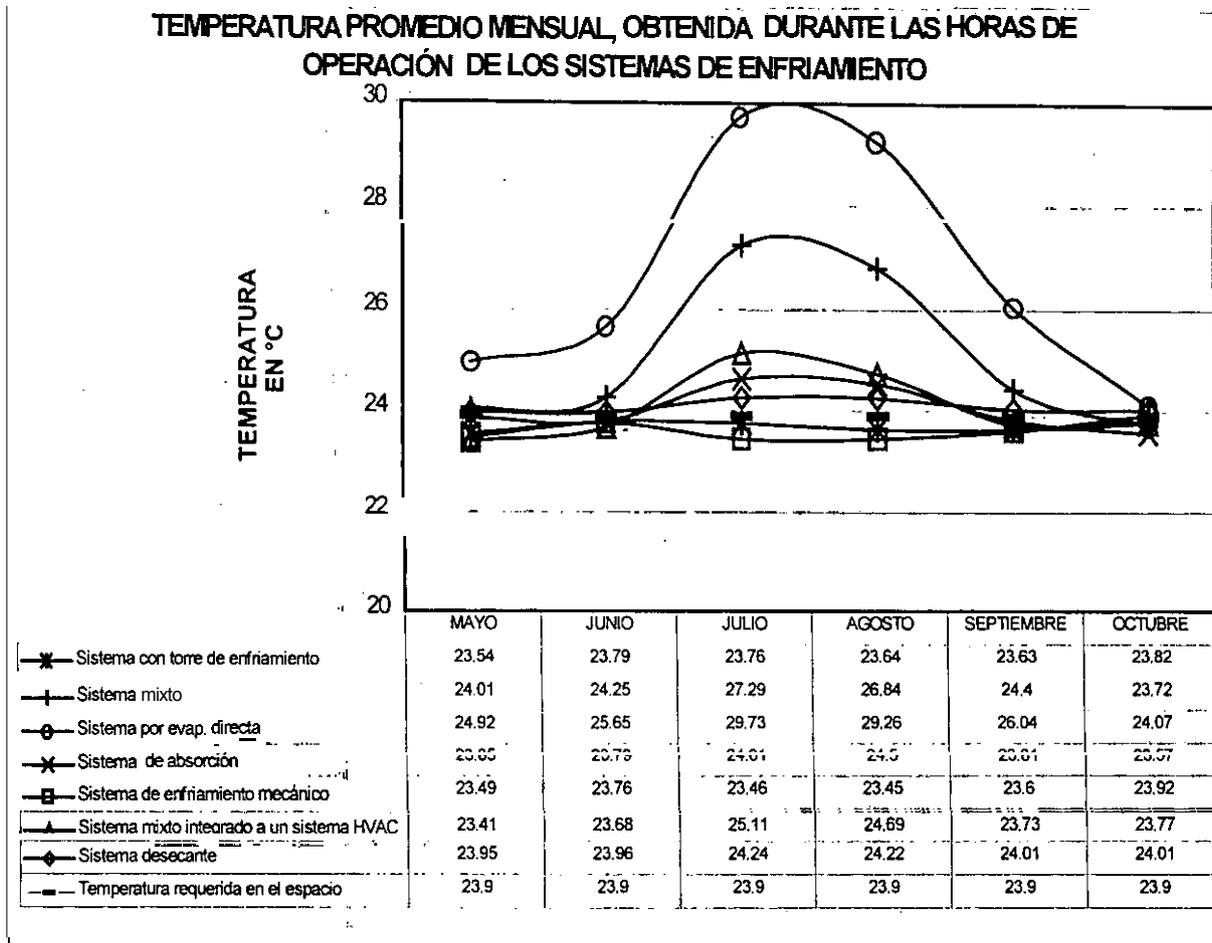


Figura 6.13 Distribución de las temperaturas promedio mensual obtenidas, durante las horas de operación de los sistemas de enfriamiento.

6.2.3.3. Humedad relativa del aire en el espacio vs las horas de operación de los sistemas de enfriamiento

La figura 6.14 muestra la humedad relativa del aire en el espacio vs las horas de operación de los sistemas de enfriamiento, en el periodo mayo-octubre.

Basándose en información obtenida del ASHRAE [1], se encontró que el rango satisfactorio de la humedad relativa en un espacio acondicionado es de 30-60 % HR. Fuera de este rango el aire en el espacio está propenso a bacterias y al mal olor. Como se puede observar en la figura 6.14, el

sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación, el sistema de enfriamiento por evaporación directa, y el sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta/directa trabajan la mayor parte de su tiempo suministrando aire al espacio acondicionado dentro del rango de humedad relativa especificado.

El nivel de confort requerido, que proporciona una sensación agradable en nuestro cuerpo dentro del espacio acondicionado, resulta de una combinación entre la temperatura y la humedad relativa del aire en el espacio. De ahí, es necesario realizar la comparación entre los datos de temperatura y humedad relativa del aire obtenidos en el espacio mediante los sistemas de enfriamiento. Y de esta manera, se determina el sistema de enfriamiento que logra cumplir las condiciones de confort requeridas en la vivienda. Dicha comparación, se llevará a cabo en el capítulo 8.

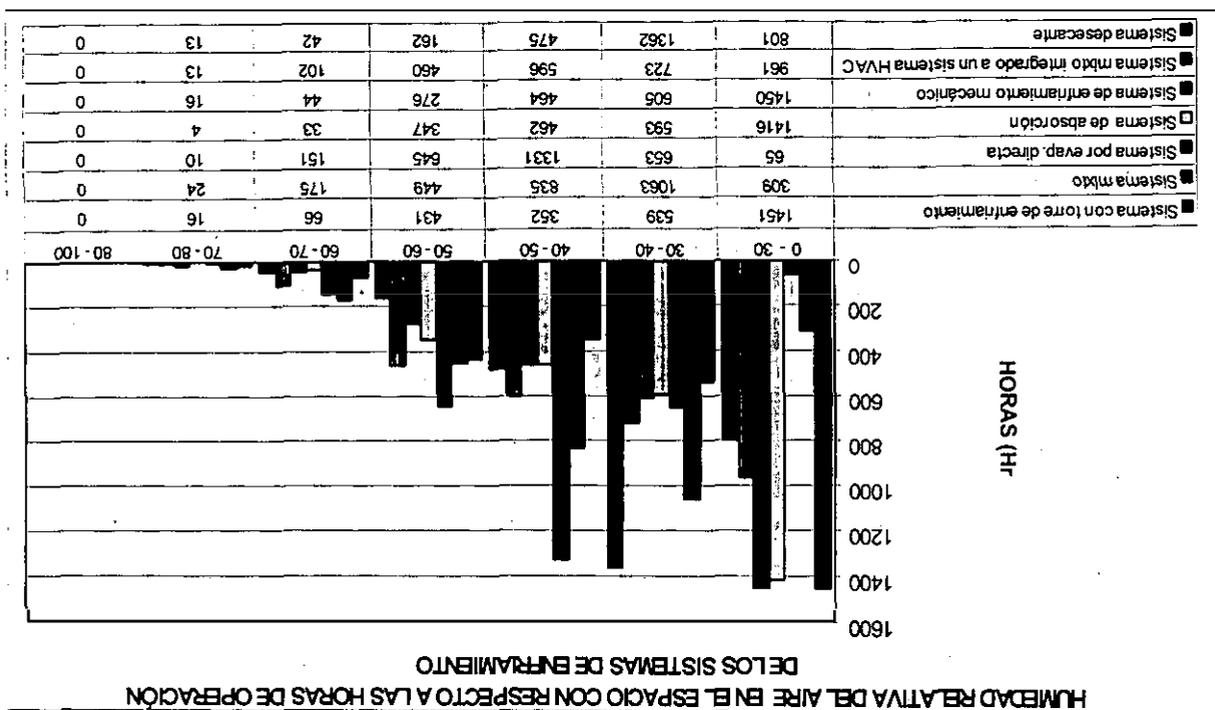


Figura 6.14 Humedad relativa del aire en el espacio vs las horas de operación de los sistemas de enfriamiento.

En la figura 6.15 se muestra la humedad relativa del aire en el espacio vs el porcentaje de operación de los sistemas de enfriamiento, en el periodo mayo-octubre. Expresando en porcentaje las horas de operación de los sistemas de enfriamiento, se puede establecer el porcentaje de las horas de operación en que los sistemas de enfriamiento lograron satisfacer el rango de la humedad relativa del aire en el espacio, (para enfriamiento de espacios) recomendado por ASHRAE [1].

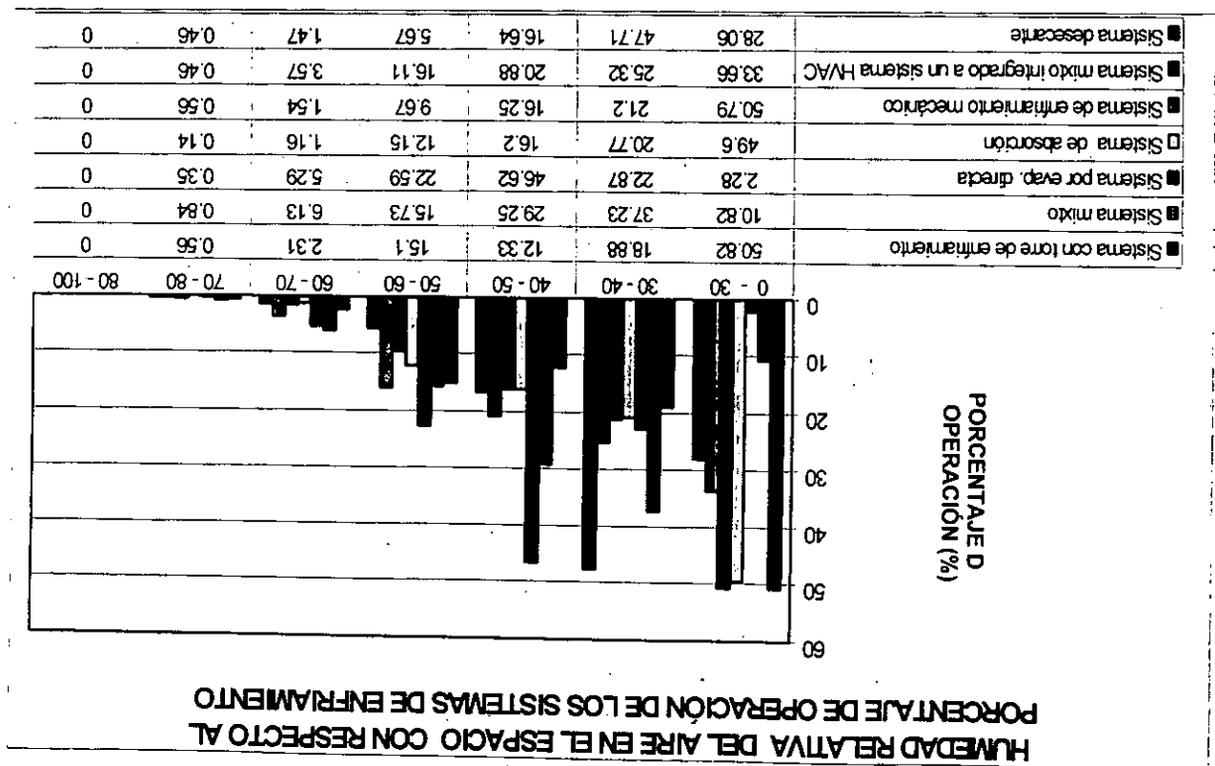


Figura 6.15 Humedad relativa del aire en el espacio vs el porcentaje de operación de los sistemas de enfriamiento.

A continuación, se presentan los porcentajes de operación de los sistemas de enfriamiento que estuvieron dentro del rango de 30-60 % de HR.

El sistema de enfriamiento mecánico que utiliza una torre de enfriamiento es el 46,31 %.

El sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta/directa es el 82,21 %.

El sistema de enfriamiento por absorción es el 49,12 %.

El sistema de enfriamiento mecánico es el 47,12 %.

El sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta/directa integrado a un

sistema de enfriamiento mecánico es el 62,31 %.

El sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación es el 70,02 %.

Como se puede observar el sistema de enfriamiento por evaporación directa trabajó el mayor tiempo con un 92,08 % dentro del rango de 30-60 % de HR. El sistema de enfriamiento mecánico con torre de enfriamiento es el que trabajó el menor tiempo con un 46,31 % dentro del rango establecido.

REFERENCIAS

- [1] ASHRAE. The American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. "Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality". ANSI/ASHRAE Standard 62, 1989.

“Nunca hay viento favorable para el que no sabe hacia donde va.”

Séneca

Capítulo 7

ANÁLISIS ECONÓMICO

7.1 *Introducción*

En este capítulo, se realiza el análisis económico de los diferentes sistemas de enfriamiento considerados en el modelado. Se inicia con el tema del valor del dinero a través del tiempo; se continúa con la definición de los métodos del valor presente neto y anualidades equivalentes que se utilizarán para evaluar los sistemas de enfriamiento; y se concluye con la evaluación económica de los mismos.

7.2 *Valor del dinero a través del tiempo*

La evaluación económica de proyectos se sustenta en el concepto del valor del dinero a través del tiempo, es decir, un peso disponible hoy tiene un valor mayor que un peso que se reciba en el futuro. Esto se debe a que el dinero disponible hoy, ganará un cierto interés o rendimiento al ser invertido (esto es válido aún cuando no existiera inflación). El valor del dinero a través del tiempo se mide mediante una tasa, denominada tasa de descuento. Según sea el caso, ésta puede definirse como: (a) la tasa de interés que se obtendría al depositar el dinero en el banco (tasa pasiva), (b) la tasa de rendimiento mínima que se desea obtener del proyecto o (c) algún otro criterio.

Un proyecto de inversión puede representarse a través de su flujo de efectivo, que muestra la serie de desembolsos requeridos (inversión inicial, costos de operación y mantenimiento, costo de la energía consumida, etc.) e ingresos generados (beneficios) en cada periodo de su vida útil. Como los flujos se realizan en diferentes puntos del tiempo, es atractivo manejar los montos de dinero en moneda constante, es decir, descontados de la inflación. Esto significa, por ejemplo, que si el precio de la energía que se prevea va a crecer al mismo ritmo que la inflación, entonces es válido manejar un precio de la energía constante a través de la vida útil del equipo. **Aún** cuando los flujos de efectivo se expresen en moneda constante, el dinero debe valorizarse en el tiempo; en este caso mediante una tasa de interés en términos reales, es decir por encima de la inflación [1].

Las fórmulas de equivalencias para manejar flujos de efectivo a través del tiempo, mediante una tasa de descuento i , son las siguientes:

Valor futuro F en el período n de una cantidad presente P :

$$F = P * (1 + i)^n = P * [F/P, i, n] \quad (48)$$

Valor presente de una cantidad futura:

$$P = F/(1+i)^n = F * \left[1/(1+i)^n \right] = F * [P/F, i, n] \quad (49)$$

Valor presente **P** de una serie de **n** flujos de efectivo uniformes **A**:

$$P = A * \left\{ \left[(1+i)^n - 1 \right] / i(1+i)^n \right\} = A * [P/A, i, n] \quad (50)$$

Anualidad equivalente de una cantidad presente:

$$A = P * \left\{ \left[i(1+i)^n \right] / (1+i)^n - 1 \right\} = P * [A/P, i, n] \quad (51)$$

Las relaciones anteriores son válidas para flujos de efectivo que ocurren de la siguiente manera:

F en $t=n$

P en $t=0$

A desde $t=1$ hasta $t=n$

7.3 Métodos para la evaluación financiera de proyectos

Existen diferentes métodos para la evaluación financiera de proyectos como son: el método del valor presente neto, el método del valor anual equivalente, el método de la tasa interna de rendimiento, el método de la relación beneficio/costo, entre otros. Los 2 primeros métodos mencionados serán definidos a continuación y son los que se usaron para la evaluación de los sistemas de enfriamiento.

7.3.1 Método del valor presente neto (VPN)

Este método consiste en transformar a valor presente, vía una tasa de descuento, todos los componentes del flujo de fondos de un proyecto. Si la inversión total (I_0) se realiza en el tiempo cero ($t=0$ normalmente representa momento del inicio de operaciones), el VPN es la diferencia entre dicha inversión y el flujo futuro de fondos actualizado. El VPN representa, en valor presente, la magnitud absoluta en que los ingresos equivalentes de un flujo de caja superan o son superados por los egresos equivalentes de dicho flujo.

$$\begin{aligned} \text{VPN} &= -I_0 + \sum \left[I_t / (1+i)^t \right] \\ &\text{ó} \\ \text{VPN} &= \text{VP}_{\text{beneficios}} - \text{VP}_{\text{costos}} \end{aligned} \quad (52)$$

donde I_t es el componente neto del flujo de efectivo en el año t ($1, 2, \dots, n$), normalmente de signo positivo.

Si el VPN es Positivo significa que los beneficios son mayores que los costos. En este caso, el proyecto debe emprenderse. Si el proyecto consta de un flujo de efectivo de costos solamente (como la evaluación de proyectos de ahorro de energía), el valor presente neto será negativo [1].

Selección de proyectos mutuamente excluyentes

Cuando se tienen varios proyectos alternativos para un mismo fin, se selecciona aquel proyecto que tenga el valor presente máximo positivo, siempre que los ingresos y egresos de cada flujo de efectivo sean conocidos. Cuando se tienen proyectos de ahorro de energía en que se conocen sólo los costos, entonces se selecciona el proyecto que minimice el valor presente de los costos netos. Cuando las tecnologías a comparar tienen diferente vida útil, se debe repetir el flujo de efectivo de la tecnología de vida corta hasta que coincida con la vida útil de la otra tecnología.

Otro enfoque que existe para la evaluación de alternativas mutuamente excluyentes es el análisis incremental. Éste se basa en el principio de que el incremento de inversión que requiere una alternativa respecto a otra de menor desembolso inicial, debe generar beneficios adicionales en valor presente, de magnitud suficiente para justificar dicho aumento en la inversión. Cuando se comparan dos alternativas bajo el enfoque incremental, el primer paso consiste en determinar el flujo de efectivo que represente la diferencia entre los dos flujos de las alternativas. Después, la selección de una alternativa en particular se basa en determinar si el incremento del costo de inversión de una alternativa sobre la otra genera beneficios adicionales, en valor presente. Esto se manifiesta, obteniéndose un valor presente mayor que cero [1].

Ejemplo: Se determinará si el mayor costo inicial que representa la alternativa eficiente sobre la convencional, es suficientemente deseable con el ahorro de energía que se tiene durante su vida útil con respecto al convencional.

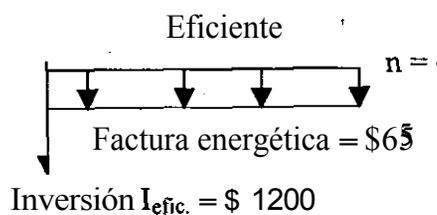
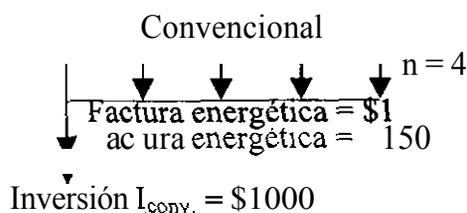
Alternativa convencional

Vida útil del equipo = 4 años
Inversión inicial = \$ 1000
Gastos por consumo de energía eléctrica = \$ 150

Alternativa eficiente

Vida útil del equipo = 4 años
inversión inicial = \$1200
Gasto por consumo de energía eléctrica = \$65

Tasa de interés $i = 20\%$



$$VPN_{conv.} = -1000 - 150(P/A, i = 20\%, n = 4)$$

$$VPN_{conv.} = -1000 - 150 \left\{ \left[\frac{(1.20)^4 - 1}{0.20} \right] \right\}$$

$$VPN_{conv.} = -1388.3$$

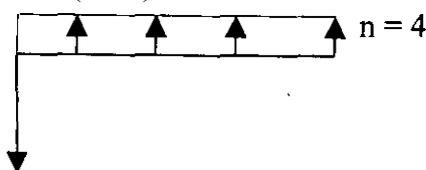
$$VPN_{efi.} = -1200 - 65(P/A, i = 20\%, n = 4)$$

$$VPN_{efi.} = -1200 - 65 \left\{ \left[\frac{(1.20)^4 - 1}{0.20} \right] \right\}$$

$$VPN_{efi.} = -1368.3$$

Análisis incremental (efi.-conv.)

$$-65 - (-150) = \$85$$



$$\begin{aligned} \text{Inversión Incremental} &= -1200 - (-1000) \\ &= \$ -200 \end{aligned}$$

$$VPN_{(efi.-conv.)} = -200 + 85 \left\{ \left[\frac{(1.20)^4 - 1}{0.20} \right] \right\}$$

$$VPN_{(efi.-conv.)} = 20.039$$

Como se puede observar las dos alternativas presentan VPN negativos, por lo que se optaría por escoger la alternativa eficiente que tiene un VPN menor negativo; además con el análisis incremental se puede corroborar esta decisión. Si el valor presente neto del análisis incremental entre las dos alternativas resulta ser positivo, entonces se puede decir que la alternativa eficiente es lo suficientemente rentable como para sustituir la alternativa convencional. Es decir, que el costo excedente inicial (\$200) de la alternativa eficiente sobre la convencional logra ser cubierto por el ahorro de energía eléctrica durante los cuatro años, y además se logra un ahorro de \$20.039 con valor presente.

7.3.2 Método del valor anual equivalente (AE)

Consiste en transformar en anualidades uniformes todos los ingresos y gastos, incluyendo la inversión inicial, que ocurren durante la vida económica de un proyecto. La AE también puede calcularse transformando a anualidades equivalentes el VPN del proyecto. Si esta anualidad es positiva significa que los beneficios son mayores y, en consecuencia, el proyecto analizado deberá ser aceptado; matemáticamente se expresa como sigue:

$$AE = VPN * [A/P, i, n] \quad (53)$$

Selección de alternativas mutuamente excluyentes

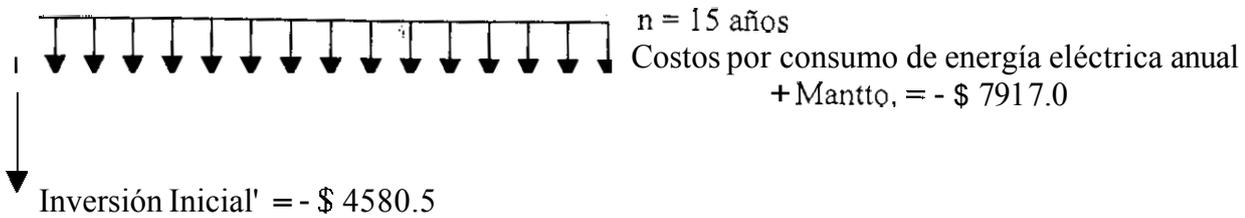
Cuando se conocen los ingresos y gastos que generan todas las alternativas de inversión, se selecciona aquella que tenga el mayor valor anual equivalente con signo positivo. Si todas las alternativas de inversión generan anualidades equivalentes negativas, no se debe realizar ningún proyecto. Cuando las alternativas tienen vida útil diferentes, el cálculo de las anualidades equivalentes permite comparar de manera sencilla y clara el impacto económico de cada una, sin recurrir a elaborar el flujo de efectivo para un periodo de análisis que sea el mínimo común múltiplo de ellas. Si las alternativas constan de gastos solamente, se seleccionará aquella opción que presente el mínimo costo anual equivalente [i].

7.4 Evaluación económica del sistema de enfriamiento mecánico vs los sistemas de enfriamiento alternativos

Los precios de los sistemas de enfriamiento se obtuvieron de la siguiente manera:

1. El sistema de enfriamiento mecánico tiene un precio de compra y costo de instalación de \$4580.5 (4 toneladas de refrigeración de capacidad). El costo de este sistema fue obtenido en la ciudad de Mexicali.
2. El sistema de enfriamiento por evaporación directa tiene un precio de compra y costo de instalación de \$ 4426.00 (2000 cfm de capacidad). El costo de este sistema de fue obtenido en la ciudad de Mexicali.
3. El sistema de enfriamiento mecánico que utiliza una torre de enfriamiento tiene un precio de compra y costo de instalación de \$ 29860.00 (4 toneladas de refrigeración de capacidad). El costo de este sistema fue proporcionado por Allied Thermal Systems; Austin, Texas U.S.A.
4. El sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta tiene un precio de \$ 13995.00 (2000 cfm de capacidad). El costo de este sistema fue estimado por Munters de México S.A de C.V. Monterrey, N.L.. Este Sistema no se encontró en el mercado para la capacidad que se requería, por lo que la compañía Munters estimó el costo del sistema de enfriamiento basándose en las características del espacio y del lugar. Los siguientes sistemas, fueron estimados por la misma compañía debido al mismo problema mencionado anteriormente.
5. El sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta integrado a un sistema de enfriamiento mecánico tiene un precio de \$ 19493.46 (4 toneladas de refrigeración de capacidad).
6. El sistema de enfriamiento por absorción tiene un precio de \$ 25434.40 (4 toneladas de refrigeración de capacidad).
7. El sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación tiene un precio de \$ 34735.0 (4 toneladas de refrigeración de capacidad).

A continuación, se presentan los flujos de efectivo así como también el valor presente neto y las anualidades equivalentes de cada uno de los sistemas de enfriamiento. Se utiliza una tasa de interés real de 5.6% (en UDIS) que generaría una inversión de \$10,000.00 a 50,000.00 (en el banco). Esta tasa de interés tiene descontado la inflación, y por tanto, se maneja en términos de moneda constante. Los precios por consumo de energía eléctrica y de gas natural se supone que se mueven al mismo ritmo de la inflación y que los pagos del consumo de estos tipos de energías se realizarán en forma anual.

Sistema de enfriamiento mecánico.

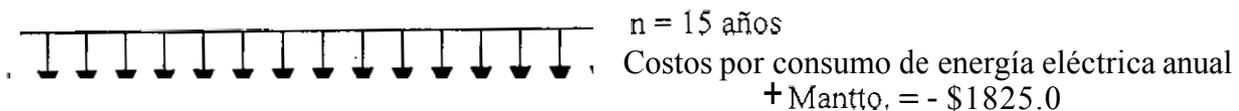
$$VPN_{mec.} = -4580.5 - 7917(P/A, i = 5.6\%, n = 15)$$

$$VPN_{mec.} = -4580.5 - 7917 \left\{ \left[(1.056)^{15} - 1 \right] / 0.056(1.056)^{15} \right\} = -4580.5 - 78946.74$$

$$VPN_{mec.} = -\$83527.24$$

$$AE_{mec.} = -83527.24 \left\{ 0.056(1.056)^{15} / \left[(1.056)^{15} - 1 \right] \right\} =$$

$$AE_{mec.} = -\$8376.36$$

Sistema de enfriamiento por evaporación directa.

$$VPN_{eva.dir.} = -4426.0 - 1825.0(P/A, i = 5.6\%, n = 15)$$

$$VPN_{eva.dir.} = -4426.0 - 1825.0 \left\{ \left[(1.056)^{15} - 1 \right] / 0.056(1.056)^{15} \right\} = -4426.0 - 18198.54$$

$$VPN_{eva.dir.} = -\$22624.54$$

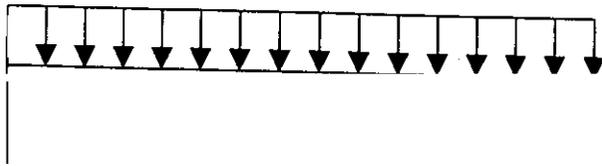
$$VPN_{eva.dir.} = -\$22624.54$$

$$AE_{eva.dir.} = -22624.54 \left\{ 0.056(1.056)^{15} / \left[(1.056)^{15} - 1 \right] \right\} =$$

$$AE_{eva.dir.} = -\$2268.86$$

1. Los costos de inversión de todos los sistemas de enfriamiento, incluyen los costos de instalación.

Sistema de enfriamiento mecánico que utiliza una torre de enfriamiento.



+ Mantto. = - \$6667.0

$$VPN_{\text{mec. torre}} = -29860.0 - 6667(P/A, i = 5.6\%, n = 15)$$

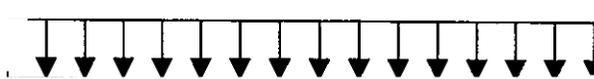
$$VPN_{\text{mec. torre}} = -29860.0 - 6667 \left\{ \left[\frac{(1.056)^{15} - 1}{0.056(1.056)^{15}} \right] \right\} = -29860.0 - 66481.99$$

$$VPN_{\text{mec. torre}} = -\$96341.99$$

$$AE_{\text{mec. torre}} = -96341.99 \left\{ \frac{0.056(1.056)^{15}}{(1.056)^{15} - 1} \right\} =$$

$$AE_{\text{mec. torre}} = -\$9661.46$$

Sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta/directa.



n = 15 años

Costos por consumo de energía eléctrica anual

+ Mantto. = - \$ 1624.0

$$\nabla \text{ Inversión Inicial} = - \$13995.0$$

$$VPN_{\text{mixto}} = -13995.0 - 1624.0(P/A, i = 5.6\%, n = 15)$$

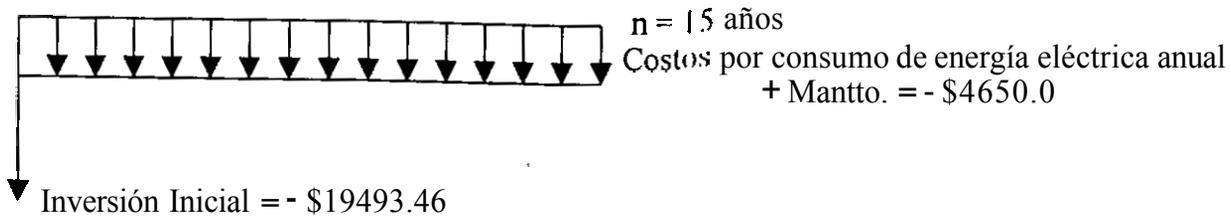
$$VPN_{\text{mixto}} = -13995.0 - 1624.0 \left\{ \left[\frac{(1.056)^{15} - 1}{0.056(1.056)^{15}} \right] \right\} = -13995.0 - 16194.20$$

$$VPN_{\text{mixto}} = -\$30189.2$$

$$AE_{\text{mixto}} = -30189.2 \left\{ \frac{0.056(1.056)^{15}}{(1.056)^{15} - 1} \right\} =$$

$$AE_{\text{mixto}} = -\$3027.46$$

Sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta/directa integrado a un sistema de enfriamiento mecánico.



$n = 15$ años

Costos por consumo de energía eléctrica anual
+ Mantto. = - \$4650.0

Inversión Inicial = - \$19493.46

$$VPN_{\text{mixto int.}} = -19493.46 - 4650.0(P/A, i = 5.6\%, n = 15)$$

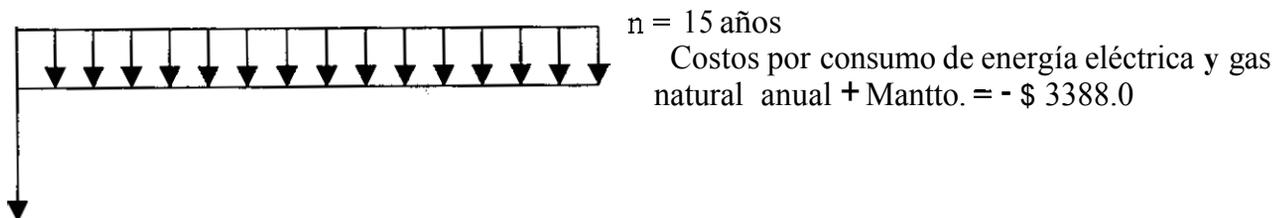
$$VPN_{\text{mixto int.}} = -19493.46 - 4650.0 \left\{ \frac{[(1.056)^{15} - 1]}{0.056(1.056)^{15}} \right\} = -19493.46 - 46368.87$$

$$VPN_{\text{mixto int.}} = -\$65862.33$$

$$AE_{\text{mixto int.}} = -65862.33 \left\{ \frac{0.056(1.056)^{15}}{[(1.056)^{15} - 1]} \right\} =$$

$$AE_{\text{mixto int.}} = -\$6604.87$$

Sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación.



$n = 15$ años

Costos por consumo de energía eléctrica y gas
natural anual + Mantto. = - \$ 3388.0

Inversión Inicial = - \$34735.0

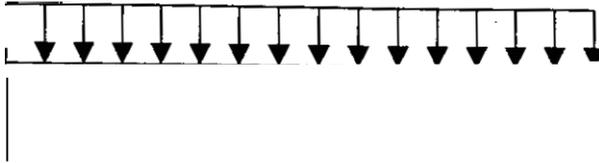
$$VPN_{\text{desecante}} = -34735.0 - 3388.0(P/A, i = 5.6\%, n = 15)$$

$$VPN_{\text{desecante}} = -34735.0 - 3388.0 \left\{ \frac{[(1.056)^{15} - 1]}{0.056(1.056)^{15}} \right\} = -34735.0 - 33784.45$$

$$VPN_{\text{desecante}} = -\$68519.46$$

$$AE_{\text{desecante}} = -68519.46 \left\{ \frac{0.056(1.056)^{15}}{[(1.056)^{15} - 1]} \right\} =$$

$$AE_{\text{desecante}} = -\$6871.34$$

Sistema de enfriamiento por absorción.

natural anual + Mantto. = - \$ 5847.0

$$VPN_{\text{absorción}} = -25434.4 - 5847.0(P/A, i = 5.6\%, n = 15)$$

$$VPN_{\text{absorción}} = -25434.4 - 5847.0 \left\{ \left[\frac{(1.056)^{15} - 1}{0.056(1.056)^{15}} \right] \right\} = -25434.4 - 58305.12$$

$$VPN_{\text{absorción}} = - \$ 83739.51$$

$$AE_{\text{absorción}} = -83739.51 \left\{ 0.056(1.056)^{15} \left[\frac{1}{(1.056)^{15} - 1} \right] \right\} =$$

$$AE_{\text{absorción}} = - \$ 8397.65$$

Aplicando el análisis incremental entre los sistemas de enfriamiento alternativos, con respecto al sistema de enfriamiento convencional (sistema de enfriamiento mecánico), queda de la siguiente manera:

$$VPN(\text{mec. torre} - \text{mec}) = VPN_{\text{mec.torre}} - VPN_{\text{mec.}} = -96341.99 - (-83527.24)$$

$$VPN(\text{mec. torre} - \text{mec}) = -\$ 12814.76$$

$$AE(\text{mec. torre} - \text{mec}) = AE_{\text{mec.torre}} - AE_{\text{mec.}} = -9661.46 - (-8376.36)$$

$$AE(\text{mec. torre} - \text{mec}) = -\$ 1285.1$$

$$VPN(\text{eva.dir.} - \text{mec}) = VPN_{\text{eva.dir.}} - VPN_{\text{mec.}} = -22624.54 - (-83527.24)$$

$$VPN(\text{eva.dir.} - \text{mec}) = \$ 60902.7$$

$$AE(\text{eva.dir.} - \text{mec}) = AE_{\text{eva.dir.}} - AE_{\text{mec.}} = -2268.86 - (-8376.36)$$

$$AE(\text{eva.dir.} - \text{mec}) = \$ 6107.5$$

$$VPN_{(\text{mixto} - \text{mec})} = VPN_{\text{mixto}} - VPN_{\text{mec.}} = -30189.2 - (-83527.24)$$

$$VPN_{(\text{mixto} - \text{mec})} = \$53338.04$$

$$AE_{(\text{mixto} - \text{mec})} = AE_{\text{mixto}} - AE_{\text{mec.}} = -3027.46 - (-8376.36)$$

$$AE_{(\text{mixto} - \text{mec})} = \$5348.9$$

$$VPN_{(\text{mixto int.} - \text{mec})} = VPN_{\text{mixto int.}} - VPN_{\text{mec.}} = -65862.33 - (-83527.24)$$

$$VPN_{(\text{mixto int.} - \text{mec})} = \$17664.91$$

$$AE_{(\text{mixto int.} - \text{mec})} = AE_{\text{mixto int.}} - AE_{\text{mec.}} = -6604.87 - (-8376.36)$$

$$AE_{(\text{mixto int.} - \text{mec})} = \$1771.49$$

$$VPN_{(\text{desecante} - \text{mec})} = VPN_{\text{desecante}} - VPN_{\text{mec.}} = -68519.46 - (-83527.24)$$

$$VPN_{(\text{desecante} - \text{mec})} = \$15007.78$$

$$AE_{(\text{desecante} - \text{mec})} = AE_{\text{desecante}} - AE_{\text{mec.}} = -6871.34 - (-8376.36)$$

$$AE_{(\text{desecante} - \text{mec})} = \$1505.02$$

$$VPN_{(\text{absorción} - \text{mec})} = VPN_{\text{absorción}} - VPN_{\text{mec.}} = -83739.51 - (-83527.24)$$

$$VPN_{(\text{absorción} - \text{mec})} = \$-212.27$$

$$AE_{(\text{absorción} - \text{mec})} = AE_{\text{absorción}} - AE_{\text{mec.}} = -8397.65 - (-8376.36)$$

$$AE_{(\text{absorción} - \text{mec})} = \$-21.29$$

La tabla 7.1 muestra en forma resumida los valores calculados anteriormente sobre los sistemas de enfriamiento.

SISTEMA DE ENFRIAMIENTO	COSTO/UNIDAD	VPN	AE	VPN _(ALTER.-MEC.)	AE _(ALTER.-MEC.)
Sistema de enfriamiento mecánico	\$ 4580.5	-\$ 83527.24	-\$ 8376.36		
Sistema de enfriamiento por evaporación directa	\$ 4426.0	-\$ 22624.54	-\$ 2268.86	\$ 60902.7	\$ 6107.5
Sistema de enfriamiento mecánico con torre de enfriamiento	\$ 29860.0	-\$ 96341.99	-\$ 9661.46	-\$ 12814.76	-\$ 1285.1
Sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta/ directa	\$ 13995.0	-\$ 30189.2	-\$ 3027.46	\$ 53338.04	\$ 5348.9
Sistema de enfriamiento mixto integrado a un sistema de enfriamiento mecánico.	\$ 19493.46	-\$ 65862.33	-\$ 6604.87	\$17664.91	\$ 1771.49
Sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación	\$ 34735.0	-\$ 68519.46	-\$ 6871.34	\$ 15007.78	\$ 1505.02
Sistema de enfriamiento por absorción	\$ 25434.4	-\$ 83739.51	-\$ 8397.65	-\$ 212.27	-\$ 21.29

Tabla 7.1 Resumen de los resultados obtenidos en el análisis económico.

Como se puede observar en la tabla 7.1, los **VPN** y las **AE** de los sistemas resultaron ser negativos. Como se mencionó anteriormente, esto se debe a que los sistemas tienen solamente gastos en los flujos de efectivo.

Los **VPN** negativos representan la cantidad de dinero que el usuario gastaría por utilizar cualquiera de los sistemas considerados en este estudio, durante su vida útil. Por ejemplo, al usuario le cuesta \$ 22624.54 el utilizar un sistema de enfriamiento por evaporación directa, durante todo el periodo de vida del sistema. Por tanto, el sistema de enfriamiento alternativo que representa económicamente la mejor opción con respecto al sistema de enfriamiento mecánico será el que tenga el menor **VPN** negativo (en \$).

Las **AE** representan la cantidad de dinero (cantidades equivalentes durante el periodo de vida útil) que el usuario gastaría anualmente por utilizar cualquiera de los sistemas considerados en este estudio.

De otra manera, utilizando los datos incrementales obtenidos en este estudio se pueden evaluar cada uno de los sistemas de enfriamiento, y será la mejor opción el que presente el mayor **VPN** positivo (valores obtenidos del análisis incremental).

Los **VPN** positivos obtenidos como resultado del análisis incremental, representan la cantidad de dinero (monto total durante la vida útil del sistema alternativo) que se ahorra el usuario por utilizar el sistema alternativo con respecto al sistema convencional.

Los **VPN** negativos representan la cantidad de dinero que el usuario gastaría adicionalmente por utilizar el sistema alternativo con respecto al sistema convencional dinero (monto total durante la vida útil del sistema alternativo).

Las **AE** positivos representan la cantidad de dinero (cantidades equivalentes durante el periodo de vida útil) que el usuario ahorraría anualmente por utilizar cualquiera de los sistemas alternativos con respecto al sistema convencional.

Las **AE** negativos representan la cantidad de dinero (cantidades equivalentes durante el periodo de vida útil) que el usuario gastaría anualmente, de manera adicional, por utilizar cualquiera de los sistemas alternativos con respecto al sistema convencional,

Considerando lo anterior, los datos presentados en la tabla 7.1 muestran que todos los sistemas de enfriamiento resultan ser la mejor opción a elegir con respecto al sistema de enfriamiento mecánico, excepto el sistema de enfriamiento mecánico que utiliza una torre de enfriamiento y el sistema de enfriamiento por absorción. Estos dos sistemas presentan valores incrementales negativos (VPN negativos y **AE** negativos) y esto significa que el costo excedente de inversión inicial (es la diferencia en pesos entre el costo de inversión entre el sistema alternativo y el convencional) no logra ser cubierto con los ahorros energéticos y que además representa un gasto adicional, durante el periodo de vida útil de los mismos.

REFERENCIAS

- [1] Fernández G. L.. "Evaluación Financiera de Proyectos de Ahorro de Energía", módulo II del Diplomado en Administración y Ahorro Integral de la Energía, impartido por ATPAE, México DF, mayo de 1998.

“Fracasar es la oportunidad de comenzar de nuevo, con más inteligencia.”

Henry Ford

Capítulo 8

DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

En esta parte final del trabajo se discute la selección del sistema de enfriamiento que proporcione las condiciones de confort requeridas en el espacio, el que presente el menor costo por consumo de energía eléctrica y/o térmica, así como el que resulte ser rentable económicamente.

8.1 *Discusión*

De los resultados obtenidos de la modelación y presentados en el capítulo 6, se pueden evaluar los sistemas de enfriamiento según las tres características mencionadas anteriormente como son: el costo por consumo de energía eléctrica y térmica para su operación, la demanda máxima, y las condiciones de confort. Se encuentran de manera resumida en la tabla 8.1, como sigue:

	COSTOS POR CONSUMO DE ENERGÍA ELÉCTRICA Y/O TÉRMICA (\$)	DEMANDA MÁXIMA kW (promedio)	CONDICIONES DE CONFORT EN EL ESPACIO	
			TEMPERATURA °C	%DE OPERACIÓN ENTRE 30-60% HR ²
SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO				
Sistema de enfriamiento mecánico	7717	11.3	23.61	47.12
Sistema de enfriamiento por evaporación directa	1625	3.9	26.61	92.08
Sistema de enfriamiento mecánico con torre de enfriamiento	6317	8.4	23.70	46.31
Sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta/ directa	1424	3.9	25.09	82.21
Sistema de enfriamiento mixto integrado a un sistema de enfriamiento mecánico.	4450	7.7	24.07	62.31
Sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación	3138	3.8	24.07	70.02
Sistema de enfriamiento por absorción	5597	5.3	24.02	49.12

Tabla 8.1 Resumen de los resultados obtenidos de la modelación.

La tabla 8.2 muestra la posición que ocupan cada uno de los sistemas de enfriamiento, en cuanto a las 3 características de evaluación como son: el costo por consumo de energía eléctrica y térmica para su operación, demanda máxima, y condiciones de confort. Considerando la tabla 8.1, se muestra como sigue:

- 1.- La temperatura correspondiente, para cada sistema, es la promediada entre los meses mayo-octubre; tomados de la figura 6.13 del capítulo 6.
- 2.- Corresponde al porcentaje de operación del sistema de enfriamiento, que operó dentro del rango de 30-60 % HR recomendado por ASHRAE

	COSTOS POR CONSUMO DE ENERGÍA ELÉCTRICA Y O TÉRMICA (\$)	DEMANDA MÁXIMA kW (promedio)	CONDICIONES DE CONFORT EN EL ESPACIO	
			TEMPERATURA °C	%DE OPERACIÓN ENTRE 30-60% HR
SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO				
Sistema de enfriamiento mecánico	7	6	4	6
Sistema de enfriamiento por evaporación directa	2	2	6	1
Sistema de enfriamiento mecánico con torre de enfriamiento	6	5	2	7
evaporación indirecta/ directa				-
Sistema de enfriamiento mixto integrado a un sistema de enfriamiento mecánico.	4	4	4	4
rehumidificación				

De la tabla 8.2 se puede observar, que sí bien, el sistema de enfriamiento mixto por evaporación indirecta; y el sistema de enfriamiento por evaporación directa son los sistemas que representan los menores costos por consumo de energía eléctrica y/o térmica; no proporcionan las condiciones de confort de temperatura y humedad relativa del aire en el espacio.

Por ejemplo el sistema de enfriamiento por evaporación directa, es el sistema que trabaja el mayor tiempo dentro del rango de humedad relativa requerida (1°); pero es uno de los sistemas que no proporciona la temperatura del aire requerida en el espacio (6"). La combinación de estas dos propiedades en el espacio, provoca una sensación desagradable en el usuario.

El sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación, es el sistema que logra cumplir con las condiciones de confort del aire en el espacio; durante la mayor parte del tiempo de su operación. **Aunque**, no es uno de los sistemas que represente el menor costo por consumo de energía eléctrica y térmica.

Del análisis económico se obtuvo, que todos los sistemas de enfriamiento son la mejor opción con respecto al sistema de enfriamiento mecánico excepto el sistema de enfriamiento mecánico que utiliza una torre de enfriamiento y el sistema de enfriamiento por absorción. El sistema de enfriamiento por evaporación directa es el que representa la mejor opción

El objetivo de la elaboración de este trabajo es, ayudar a seleccionar el sistema de enfriamiento que logre cumplir las condiciones tanto técnicas como económicas, mencionadas anteriormente. Y además, proporcionar la información necesaria para que exista un libre criterio de elección del sistema de enfriamiento que el usuario requiera según sus necesidades o de personas interesadas en este tipo de trabajo.

8.2 Conclusiones

De lo resumido anteriormente se puede concluir lo siguiente:

El sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación.

1. Es uno de los sistemas de enfriamiento que consume menor energía eléctrica y térmica (4").
2. Es el sistema de enfriamiento que demanda menor potencia eléctrica (1°).
3. Es el sistema de enfriamiento que logra proporcionar, durante la mayor parte de su tiempo de operación, las condiciones de confort del aire requeridas en el espacio (70.02 %).
4. Logra justificar **su** mayor costo inicial con respecto al sistema de enfriamiento mecánico, mediante los ahorros anuales por consumo de energía eléctrica y térmica durante su periodo de vida.

Por tanto, este sistema de enfriamiento es el que cumple con la mayor parte de las condiciones requeridas. Además, es el sistema de enfriamiento que se sugiere para su instalación.

Si bien; el sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación proporciona las condiciones de confort requeridas en el espacio, durante la mayor parte del tiempo de operación (según los valores promedios que muestran las tablas 8.1 y 8.2). El sistema de enfriamiento por evaporación indirecta, es el segundo sistema que proporciona las condiciones requeridas en el espacio. Y comparando los datos de la evaluación económica (tabla 7.1 del capítulo 7) entre estos dos sistemas, el sistema de enfriamiento por evaporación indirecta sería la mejor opción.

El criterio de selección del sistema (entre estos dos sistemas), depende del interés técnico o económico, o ambas según el usuario. El motivo particular por el que se sugiere el sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación, es porque logra proporcionar las condiciones de confort en el espacio en los meses más críticos (julio y agosto) más eficientemente que el sistema de enfriamiento por evaporación indirecta, ver figuras 6.12 y 6.13 del capítulo 6.

Por otro lado, la instalación y el uso del sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación para fines prácticos tiene dos limitaciones:

1. Actualmente no existen redes de gas natural en la ciudad de Mexicali. En un futuro no muy lejano se pretende hacer realidad este proyecto.
2. No existen en el mercado los sistemas de enfriamiento por secado y rehumidificación con capacidades de 4 toneladas de refrigeración requeridas para el tipo de vivienda considerada.

8.3 Limitaciones del trabajo

Durante la modelación realizada, en el presente trabajo, no fue posible modelar el sistema de enfriamiento por absorción con calor solar y sistema de enfriamiento por secado y rehumidificación con colector solar. Esto se debió a que la versión del programa DOE-2.1E con que se trabajó, no cuenta con el simulador solar que en versiones anteriores lo incluían. Tampoco fue posible modelar

el sistema de enfriamiento que funciona como bomba de calor y que rechaza el calor al subsuelo (el condensador enterrado en el subsuelo), con el programa DOE-2.1E.

No se hicieron comparaciones entre los resultados obtenidos con la modelación y datos experimentales o datos con otros programas de cómputo.

8.4 *Trabajos futuros*

La realización de este trabajo es el inicio de una serie de posibles proyectos que podrían llevarse a cabo dentro del contexto de ahorro de energía de sistemas de enfriamiento para acondicionamiento de viviendas. **A** continuación, se mencionan algunos:

- Realizar trabajos experimentales con alguno de los sistemas de enfriamiento analizados en este trabajo y establecer una comparación entre datos de modelación y datos experimentales.
- Realizar un análisis comparativo de modelación entre el programa DOE-2.1E y otros programas de cómputo.
- Realizar trabajos referentes al análisis térmico de la envolvente de la vivienda y combinar los ahorros de energía obtenidos de éste con el sistema de enfriamiento sugerido en este trabajo.

“La naturaleza de los hombres es siempre la misma; lo que los distingue son sus costumbres.”

Confucio

BIBLIOGRAFÍA GENERAL

Ahmad A. P. and Keith B. W.. “Use of Unglazed Transpired Solar Collectors for Desiccant Cooling”. Solar Energy, vol. 52, N° 5, pp. 419-427, 1994.

ASHRAE. The American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. “Evaporative Air-Cooling Equipment”. Inc. Handbook Equipment, capítulo 4, pp. 1-5, 1988.

ASHRAE. The American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. “Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality”. ANSI/ASHRAE Standard 62, 1989.

ASHRAE. “Air-and-Water Systems”. Inc. Handbook HVAC, capítulo 3, pp. 1-3, 1987

ASHRAE. “Cooling towers”. Inc. Handbook Equipment, capítulo 20, pp. 1-2; 1988.

ASHRAE. “Evaporative Air Cooling”. Inc. Handbook HVAC, capítulo 56, pp. 1-5, 1987

ASHRAE. “ Sorbents and Desiccants”. Inc Handbook Fundamental, capítulo 19, pp. 1-3, 1989.

ASHRAE. “Thermodynamics and Refrigeration Cycles”. Inc Handbook Fundamental, capítulo 1, pp. 1-32, 1977.

ASHRAE. “ Thermodynamics and Refrigeration Cycles”. Inc Handbook Fundamental, capítulo 1, pag. 2, 1989.

Birdsall B. E., Buhl W. F., Ellington K. L. and Hirsch J. J.. “DOE-2 Basics (versión 2.1 E)”. Los Alamos Scientific Laboratory, reporte LBL-35520, 1994.

CFE. Comisión Federal de Electricidad. “Tarifas para el Suministro y Venta de Energía Eléctrica”, disponible como página web en <http://www.cfe.gob.mx/gercom>, diciembre de 1998.

FECHA DEVOLUCION

AT /195
99-0309

Ej. 2

BIBLIOGRAFÍA GENERAL

Simulation Tools for Open-Cycle Desiccant Cooling Systems, pp. 725-734, 1995.

Application of Gas-fired Desiccant Cooling Systems". pp. 525-536, 1988.

Directorio de Energía. "Precios de los Combustibles", <http://www.conae.gob.mx/precios/precombustibles.html>,

I Engineering of Thermal Processes. Editorial Wiley-Interscience, Inc., segunda edición, capítulo 6, 1991.

F, Refrigeration and Air Conditioning Analysis and Design. Segunda edición, capítulo 2, 1994.

Fe Curso de Proyectos de Ahorro de Energía", módulo II del Diplomado en Administración y Ahorro Integral de la Energía, impartido por ATPAE, México DF, mayo de 1998.

Holland F. A. and Watson F. A. Heat Pump Theory. Editorial Pergamon Press, primera edición, capítulo 1, 1982.

Huang Y. J., Ritschard R. L. and Fay J. M.. "DOE-2.1D Data Base of Building Loads for Prototypical Multifamily Buildings in the U.S.". ASHRAE TRANSACTIONS, parte 2, pp. 786-797, 1989.

Kennet W. C., and Banks J. N.. "Controlling Rotary Desiccant Wheels for Dehumidification and Cooling". ASHRAE TRANSACTIONS, parte 2, pp. 633-638, 1996.

Kemp S., Ben-Abdallah N., Stylianou M. and Hosatte S.. "Performance of Desiccant! Evaporative Cooling in Canadian Office Buildings Using the Functions of DOE- 2.1E". Alberta Energy, pp. 684-695, agosto de 1995.

Kerrisk F. J., Moore E. J., Schnurr M. B. and Hunn D. B.. "The Custom Weighting-Factor Method for Thermal Load Calculation in the DOE-2 Computer Program". ASHRAE TRANSACTIONS, parte 3, pp. 569-584, 1981.

- Myer K.. Enciclopedia de la Mecánica Ingeniería Técnica. División Científica y Técnica John Wiley & Sons, Inc., tomo 6, capítulos 75 y 76, 1990.
- Özisik M. N.. Heat Conduction. Editorial John Wiley and Sons, Inc., N. Y.,USA, primera edición, capítulo 7, 1989.
- Ronald H. H.. Heat Pump System. Editorial Willey-Interscience Publication John Wiley & Sons, capítulo 2, 1983.
- Roy J. D.. Principios de Refrigeración. Editorial Continental S.A. de C. V., tercera edición, capítulo 14, 1984.
- SMN. Servicio Meteorológico Nacional. “Banco Nacional de Datos Climatológicos”, disponible como página web en <http://smn.cna.gob.mx/productos/normales/nor51-80.html>, diciembre de 1998.
- Stephenson D. G. and Mitalas G. P.. “Cooling Load Calculations by Thermal Response Factor Method”. ASHRAE TRANSACTIONS, parte 1, 1967.
- U.S. Naval Observatory. “Time zones and “Z” TIME (UNIVERSAL TIME)”, disponible como página web en <http://www.odci.gov/cia/publications/fact/figures/802597.jpg>, diciembre de 1998.
- Winkelmann F. C., Birdsall B. E., Buhl W. F., Ellington K. L. and Hirsch J. J.. “DOE-2 Supplement (versión 2.1 E)”. Los Alamos Scientific Laboratory, reporte LBL-34947, 1993.
- York A. and Charlene C. C.. “DOE-2 Engineers Manual (versión 2.1 A)”. Los Alamos Scientific Laboratory, reporte LA-8520, 1981.
- Yunus A. C.** y Boles A. M.. Termodinámica. Editorial Mc Graw Hill, México, segunda edición, tomo 1, capítulo 7, 1996.
- Yunus A. C.** y Boles A. M.. Termodinámica. Editorial Mc Graw Hill, México, segunda edición, tomo 2, capítulo 13, 1996.
- THE WORLD FACTBOOK. “Standard Time Zones of the World”, disponible como página web en <http://www.odci.gov/cia/publications/fact/figures/802597.jpg>, diciembre de 1998.

“Las pequeñas oportunidades son el principio de las grandes empresas.”

Demóstenes

APÉNDICE A

CÁLCULO DE LOS FACTORES DE RESPUESTA Y FACTORES DE PONDERACIÓN

I Cálculo de los factores de respuesta

El problema consiste en determinar los flujos de calor a través de las superficies exteriores e interiores de una pared, teniendo como datos las temperaturas de las superficies exteriores e interiores, ver figura A1. Se considera un flujo de calor unidimensional. Para ello se necesita resolver la ecuación unidimensional de difusión:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} \tag{A.1}$$

donde:

T = temperatura.

x = distancia desde la superficie exterior de la pared.

t = tiempo.

a = difusividad = k/cp

k = conductividad.

c = calor específico.

ρ = densidad.

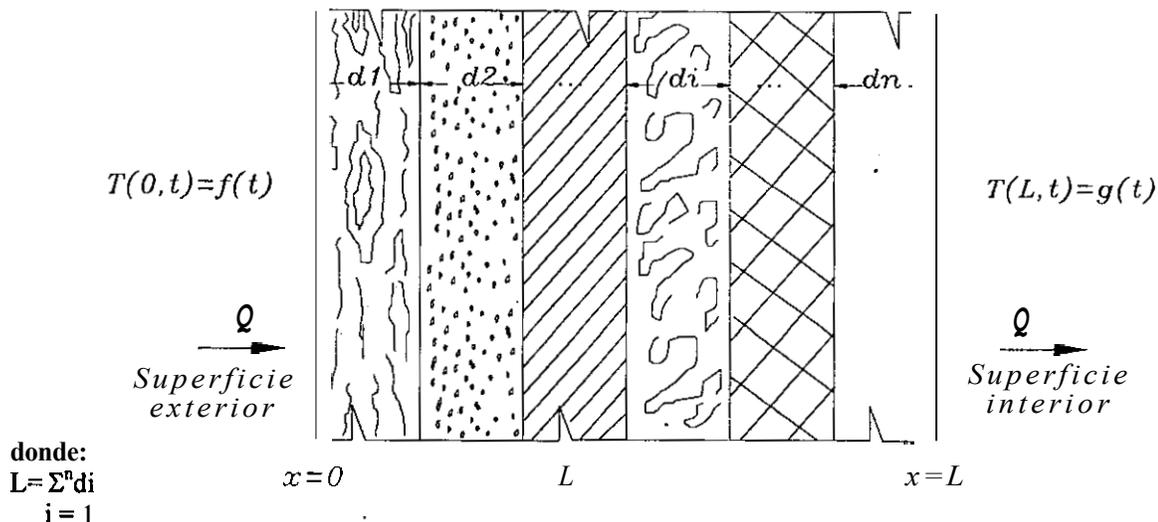


Figura A1. Flujo de energía a través de una pared de multiples capas [1].

Como se puede ver, se cuenta con dos tipos de funciones diferentes como son $f(t)$ y $g(t)$. Por tanto, se utiliza la técnica de superposición para descomponer el problema en dos partes y facilitar su solución. El procedimiento consiste en hacer cero cualquiera de las dos funciones y resolver la ecuación (el programa DOE-2.1E utiliza el método de la transformada de Laplace), después de hallar esta solución, se iguala a cero la otra función y se encuentra la solución. Finalmente, se suman las dos soluciones.

Como se dijo, la ecuación A.1 se resuelve en el programa DOE-2.1E por el método de la transformada de Laplace considerando a la pared del edificio con una sola capa. Para el análisis de energía en edificios, la información de la temperatura por medio de las funciones $f(t)$ y $g(t)$ no es conocida en forma de funciones continuas. Esto se debe a que las temperaturas del exterior están disponibles en intervalos horarios, y por tanto, se considera a la excitación como pulsos triangulares (función rampa) [1].

La transformada de Laplace de la ecuación de difusión es:

$$s T(x,s) = \frac{\partial^2 T(x,s)}{\partial x^2} \tag{A.2}$$

Las condiciones de frontera son

$$T(0,s) = 0 \qquad T(d1,s) = g(s)$$

La solución parcial es:

$$T(x,s) = g(s) \frac{\sinh(x\sqrt{s/\alpha_1})}{\sinh(d1\sqrt{s/\alpha_1})}, \quad \phi_{T1}(x,s) = \frac{\sinh(x\sqrt{s/\alpha_1})}{\sinh(d1\sqrt{s/\alpha_1})} \tag{A.3}$$

El término $\phi_{T1}(x,s)$ es la función de transferencia.

Igualando a cero la función $g(s)$ y considerando la función $f(s)$, las condiciones de frontera son entonces:

$$T(0,s) = f(s) \qquad T(d1,s) = g(s) = 0$$

Por tanto, la solución parcial es:

$$T(x,s) = f(s) \frac{\sinh\left[(d1-x)\sqrt{s/\alpha_1}\right]}{\sinh(d1\sqrt{s/\alpha_1})}, \quad \phi_{T1}(x,s) = \frac{\sinh\left[(d1-x)\sqrt{s/\alpha_1}\right]}{\sinh(d1\sqrt{s/\alpha_1})} \tag{A.4}$$

De la ecuación A.3, el flujo de calor del exterior en $x=0$ debido a la temperatura de entrada en $x=d1$, se tiene la siguiente ecuación:

$$q(0,s) = \phi_{q1}(0,s) T(d1,s)$$

El flujo de calor en $x=0$ debido a la temperatura de entrada en $x=0$ es:

$$q(0,s) = \phi_{q0}(0,s) T(0,s)$$

Combinando las dos expresiones anteriores, se obtiene el flujo de calor a $x=0$, debido a las temperaturas de excitación en $x=0$ y $x=d1$, su expresión es:

$$q(0,s) = \phi_{q0}(0,s) T(0,s) + \phi_{q1}(0,s) T(d1,s) \tag{A.5}$$

Similarmente, el flujo de calor a $x=d1$ es:

$$q(d1,s) = \phi_{q0}(d1,s) T(0,s) + \phi_{q1}(d1,s) T(d1,s) \tag{A.6}$$

Las dos ecuaciones A.5 y A.6 escritas en forma matricial, se expresa como sigue:

$$\begin{bmatrix} q(0,s) \\ q(d1,s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \phi_{q0}(0,s) & \phi_{q1}(0,s) \\ \phi_{q0}(d1,s) & \phi_{q1}(d1,s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T(0,s) \\ T(d1,s) \end{bmatrix} \tag{A.7}$$

Para resolver el problema con n capas, se reorganiza la ecuación A.7 de tal manera que las expresiones del flujo de calor y la temperatura con $x=0$ queden del lado izquierdo, y se expresa como sigue:

$$\begin{bmatrix} T(0,s) \\ q(0,s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1(s) & B_1(s) \\ C_1(s) & D_1(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T(d1,s) \\ q(d1,s) \end{bmatrix} \tag{A.8}$$

La ecuación anterior da la respuesta de la temperatura y el flujo de calor a $x=0$, debido a la excitación de la temperatura y el flujo de calor en $x=d1$. Su solución permite determinar los términos A, B, C y D, generando los siguientes valores:

$$A_1(s) = -\frac{\phi_{q1}(d1,s)}{\phi_{q0}(d1,s)}, \quad B_1(s) = -\frac{1}{\phi_{q0}(d1,s)}$$

$$C_1(s) = -\frac{\phi_{q0}(0,s)\phi_{q1}(d1,s)}{\phi_{q0}(d1,s)} + \phi_{q1}(0,s), \quad D_1(s) = \frac{\phi_{q0}(0,s)}{\phi_{q0}(d1,s)}$$

La expresión en forma matnciai para n capas es la siguiente:

$$\begin{bmatrix} T(0,s) \\ q(0,s) \end{bmatrix} = \prod_{i=1}^n \begin{bmatrix} A_i(s) & B_i(s) \\ C_i(s) & D_i(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T(L,s) \\ q(L,s) \end{bmatrix} \quad (\text{A.9})$$

$$\begin{bmatrix} A(s) & B(s) \\ C(s) & D(s) \end{bmatrix} = \prod_{i=1}^n \begin{bmatrix} A_i & B_i \\ C_i & D_i \end{bmatrix}$$

Entonces se tiene que:

$$\begin{bmatrix} T(0,s) \\ q(0,s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A(s) & B(s) \\ C(s) & D(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T(L,s) \\ q(L,s) \end{bmatrix} \quad (\text{A.10})$$

Rearreglando nuevamente en forma similar al sistema matricial de la ecuación A.7, de tal forma que los flujos de calor estén en función de las temperaturas, se tiene la expresión siguiente.

$$\begin{bmatrix} q(0,s) \\ q(L,s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{D(s)}{B(s)} & -\frac{1}{B(s)} \\ \frac{1}{B(s)} & -\frac{A(s)}{B(s)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T(0,s) \\ T(L,s) \end{bmatrix} \quad (\text{A.11})$$

Para obtener los factores de respuesta, el programa DOE-2.1E utiliza la inversión de la transformada de Laplace en conjunto con la técnica del contorno de integración, permitiendo que $T(0,s)$ y $T(L,s)$ sean pulsos triangulares.

Por simplicidad:

$$T(0,t) = T(L,t) = t$$

$$T(0,s) = T(L,s) = 1/s^2$$

Basándose en un pulso triangular de una combinación lineal de las respuestas tipo rampa. Se pueden conocer las respuestas del flujo de calor, las cuales quedan definidas como sigue:

$$\begin{aligned} X_r(s) &= \frac{D(s)}{B(s)} \frac{1}{s^2} \\ Y_r(s) &= \frac{1}{B(s)} \frac{1}{s^2} \\ Z_r(s) &= \frac{A(s)}{B(s)} \frac{1}{s^2} \end{aligned} \quad (\text{A.12})$$

El subíndice r expresa la función tipo rampa. $X_r(s)$ es la respuesta del flujo de calor que fluye de la superficie exterior en $x=0$ (en espacio s) con una temperatura de excitación tipo rampa de entrada en $x=0$. $Y_r(s)$ es la respuesta del flujo de calor que fluye de la superficie interior en $x=L$ por una temperatura de excitación de pulso triangular en $x=0$. $Z_r(s)$ es la respuesta del flujo de calor que fluye de la superficie interior en $x=L$ por una temperatura de excitación triangular en $x=L$.

Inversión integral de la transformada de Laplace de una función por el método de integración de contorno

La inversión de una función $F(s)$ de un espacio s a un espacio t , está definida con la siguiente ecuación.

$$L^{-1}[F(s)] = F(t) = \frac{1}{2\pi j} \lim_{\beta \rightarrow \infty} \int_{\gamma-j\beta}^{\gamma+j\beta} e^{st} F(s) ds \tag{A.13}$$

Método de integración de contorno

Existen dos tipos de contorno que generalmente se utilizan en la mayor parte de problemas de conducción de calor. **A** continuación, sólo se menciona un caso.

CASO 1. La función $F(s)$ tiene singularidades en los polos. El caso 1 trata de un semicírculo, ver la figura **A2**, donde la función transformada es analítica en el plano complejo s excepto en un número finito o infinito de polos en los puntos $s = s_1, s = s_2, \dots s = s_k, k=1,2,3 \dots n$ [2].

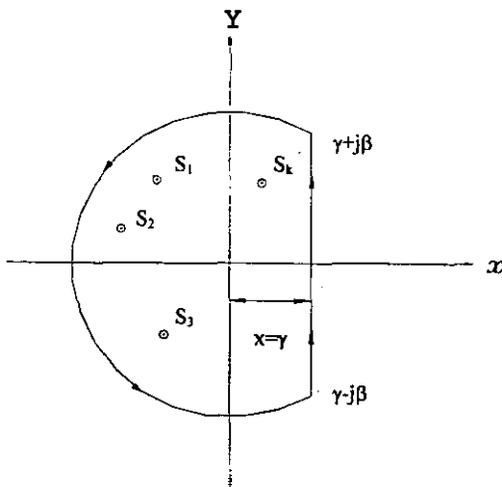


Figura A2. Contorno de la inversión integral para el caso 1 [2].

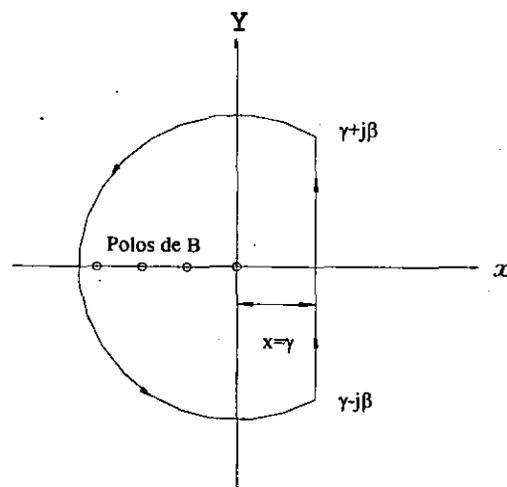


Figura A3. Contorno de la inversión integral del problema en análisis.

La integral de la función, alrededor del contorno en el sentido contrahorario de la figura A2, es igual a $2\pi j$ veces el residuo de $e^{st}F(s)$ en los polos según el teorema de los residuos, como se muestra en la siguiente ecuación.

$$\oint_{\text{contorno}} e^{st}F(s)ds = 2\pi j \sum_{k=1}^n \text{res}(s_k) \tag{A.14}$$

donde $\text{res}(s_k)$ es el residuo del integrando en el polo $s=s_k$. Para el presente caso, la función $F(s) = X_r(s)$. Entonces la inversión integral de $F(s)$ es igual a la suma de los residuos de los polos en el espacio complejo.

Para el problema que se analiza, las funciones de la ecuación A.12 tienen polos dobles en $s=0$, y polos a lo largo del eje real negativo dentro del contorno cuando $s=-\beta_k$ (el tipo de contorno es igual al caso 1 detallado arriba, ver la figura A3).

Por tanto, tomando en cuenta las ecuaciones A.13 y A.14, la inversa de $X_r(s)$ es la siguiente:

$$L^{-1}[X_r(s)] = X_r(t) = \frac{1}{2\pi j} \lim_{\beta \rightarrow \infty} \int_{\gamma-j\beta}^{\gamma+j\beta} e^{st} X_r(s) ds = \frac{1}{2\pi j} 2\pi j \sum_{k=1}^{\infty} \text{res}_k(s_k) \tag{A.15}$$

donde γ y β son valores reales y s es un valor complejo. El término γ se elige de manera que las singularidades de la función estén a la izquierda de la línea $x=\gamma$, como se muestra en la figura A3, entonces se obtienen los residuos de la función cuando $s=0$ y $s=-\beta_k$ para determinar $X_r(t)$. El integrando de la ecuación A.14 es el siguiente:

$$e^{st} X_r(s) = e^{st} \frac{1}{s^2} \frac{D(s)}{B(s)}$$

(a) Cuando $s=-\beta_k$, $B(s)$ es expandida mediante la serie de Laurent considerando que $B(s) = 0$.

De esta forma, el residuo cuando $s=-\beta_k$ es el siguiente:

$$\text{res}(s=-\beta_k) = e^{-\beta_k t} \frac{1}{\beta_k^2} \left[\frac{D(s)}{B'(s)} \right]_{s=-\beta_k}$$

(b) Cuando $s=0$, existen polos dobles. De esta manera el residuo queda como sigue:

$$\text{Res}(s=0) = t \left[\frac{D(s)}{B(s)} \right]_{s=0} + \left[\frac{d}{ds} \frac{D(s)}{B(s)} \right]_{s=0}$$

De aquí que:

$$X_r(t) = t \left[\frac{D(s)}{B(s)} \right]_{s=0} + \left[\frac{d D(s)}{ds B(s)} \right]_{s=0} + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1}{\beta_k^2} \left. \frac{D(s)}{B'(s)} \right|_{s=-\beta_k} e^{-\beta_k t} \quad (\text{A. 16})$$

Evaluando de la misma forma pueden conocerse los factores de respuesta $Y_r(t)$ y $Z_r(t)$. Dichos factores de respuesta son las funciones de transferencia de las expresiones mostradas en la ecuación A. 11, y se representan con una función de entrada tipo δ , de la manera siguiente:

$$q(0, s) = X_\delta(s) T(0, s) - Y_\delta(s) T(L, s)$$

$$q(L, s) = Y_\delta(s) T(0, s) - Z_\delta(s) T(L, s)$$

En el espacio t , se expresan de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} q(0, t) &= \int_1^\infty X_\delta(\tau) T(0, t - \tau) d\tau - \int_1^\infty Y_\delta(\tau) T(L, t - \tau) d\tau \\ q(L, t) &= \int_1^\infty Y_\delta(\tau) T(0, t - \tau) d\tau - \int_1^\infty Z_\delta(\tau) T(L, t - \tau) d\tau \end{aligned} \quad (\text{A. 17})$$

Estas ecuaciones son utilizadas en el subprograma LOADS.

II Cálculo de los factores de ponderación

El programa de cómputo DOE-2 emplea los factores de ponderación para el cálculo de las cargas de enfriamiento y las temperaturas del aire del espacio. La técnica del factor de ponderación, introducida primeramente por Mitalas y Stphenson [3], es uno de los métodos que han sido usados o propuestos para el análisis de energía en edificios. Con el método del factor de ponderación, se determinan los cálculos de cargas de enfriamiento horarias, basándose en la descripción física del edificio y en las condiciones meteorológicas horarias del ambiente (temperatura, radiación solar, velocidad del viento, etc.).

Matemáticamente, los factores de ponderación son parámetros que se representan en función de transferencia-z. El uso de funciones de transferencia para describir la transferencia de calor en edificios inherentemente asume que el proceso es lineal con coeficientes o propiedades constantes. El concepto de función de transferencia implica que los datos de salida de un sistema (Y) pueden ser relacionados con los de entrada (G) a través de una función de transferencia (K), como se muestra en la siguiente ecuación.

$$Y = K \bullet G \tag{A.18}$$

La técnica puede ser aplicada en transferencia de calor en edificios, tomando en consideración que toda la transferencia de calor es unidimensional y que los flujos de calor y temperaturas se consideran en lugares espaciales específicos. De esta forma, el flujo de calor en la superficie interna de una pared (datos de salida) puede ser relacionado con el cambio de temperatura en la superficie interna o externa de una pared (datos de entrada) usando la ecuación A.18.

El análisis desarrollado por el programa DOE-2, no obstante, usa datos discretos de la radiación solar, temperatura ambiente, etc., los cuales están disponibles en forma horaria solamente. Para manejar datos discretos, la transformación-z es análoga a la transformada de Laplace. De aquí que la ecuación A.18 pueda ser reescrita como sigue.

$$y(z) = K(z) \bullet g(z) \tag{A.19}$$

donde $y(z)$ y $g(z)$ son las transformadas-z de las funciones $y(t)$ y $g(t)$ dependientes del tiempo, respectivamente, y $K(z)$ es la función de transferencia-z para el sistema. Si se considera una función continua en el tiempo $f(t)$, está disponible en intervalos de tiempo A , entonces los valores de $f(0)$, $f(\Delta)$, $f(2\Delta)$, ..., son conocidos. Así, la transformada-z de $f(t)$ puede ser escrita como sigue.

$$f(z) = f(0) + f(\Delta)z^{-1} + f(2\Delta)z^{-2} + \dots \tag{A.20}$$

De esta manera, se puede construir la transformada-z de los datos disponibles en forma de intervalos horarios (datos conocidos inicialmente como radiación solar y temperatura ambiente). De aquí que $K(z)$ puede ser escrita como sigue:

$$K(z) = \frac{y(z)}{g(z)} = \frac{a_0 + a_1 z^{-1} + a_2 z^{-2} + \dots}{b_0 + b_1 z^{-1} + b_2 z^{-2} + \dots} \quad (A.21)$$

donde a_i y b_i son coeficientes constantes. Representando en forma polinomial los términos de la ecuación A.19, entonces:

$$\frac{y(0) + y(\Delta)z^{-1} + y(2\Delta)z^{-2} + \dots}{g(0) + g(\Delta)z^{-1} + g(2\Delta)z^{-2} + \dots} = \frac{a_0 + a_1 z^{-1} + a_2 z^{-2} + \dots}{b_0 + b_1 z^{-1} + b_2 z^{-2} + \dots} \quad (A.22)$$

donde las funciones $y(0)$, $g(0)$, $y(\Delta)$, etc., son las funciones $y(t)$ y $g(t)$ evaluados a $t=0, \Delta, 2\Delta$, etc. En vista de que ambos lados de la ecuación son polinomiales, los coeficientes de las potencias z^{-1} deben ser iguales. Esto conduce a la siguiente expresión general:

$$b_0 y(n\Delta) = \sum_{j=0}^n a_j g[(n-j)\Delta] - \sum_{j=1}^n b_j y[(n-j)\Delta] \quad (A.23)$$

Esto es posible, ya que la función de transferencia es conocida. Los datos de salida en el tiempo $n\Delta$ pueden obtenerse de los valores presentes y atrasados de los datos de entrada $[g(0), g(\Delta), \dots, g(n\Delta)]$, y de los valores atrasados de los datos de salida $\{y(0), y(\Delta), \dots, y[(n-1)\Delta]\}$. Los factores de ponderación que se usan en el DOE-2 son entonces los coeficientes a , y b , en la función de transferencia.

La transferencia de calor en un espacio acondicionado se describe cuantitativamente mediante una red térmica. Esta red está compuesta por funciones de transferencia- z que representan los diferentes componentes y mecanismos de transferencia de calor en el espacio. La red se construye, desarrollando un balance de calor en la superficie interna de todas las paredes del espacio. Esta red se emplea para la determinación de los factores de ponderación de las ganancias de calor y de la temperatura del aire. Se consideran cuatro procesos de transferencia de calor: 1) conducción a través de paredes; 2) convección de las superficies internas al aire del espacio; 3) radiación entre las superficies internas del espacio; y 4) fuentes radiantes que inciden en las superficies internas, tales como la radiación solar o energía de iluminación.

La energía que se transfiere por conducción a través de **las superficies internas** puede expresarse en términos de una función de transferencia como sigue.

$$Q_{Di}(z) = K_{Di}(z) T_i(z) - K'_{Di}(z) T'_i(z) \quad (A.24)$$

donde $Q_{Di}(z)$ es la transformada- z del flujo de calor por conducción en la superficie interna de la pared i ; $T_i(z)$ y $T'_i(z)$ son las transformadas- z de las temperaturas de la superficie interna y externa de la pared i ; y $K_{Di}(z)$ y $K'_{Di}(z)$ son las funciones de transferencia- z que relacionan el flujo de energía por conducción en la superficie interna de la pared i con los cambios de temperatura de las

superficies interna y externa de la pared. Estos últimos términos pueden ser escritos en términos de factores de respuesta Z y Y respectivamente.

$$K_{Di}(z) = A_i \sum_{j=0}^{\infty} Z_i(j)z^{-j}$$

$$K'_{Di}(z) = A_i \sum_{j=0}^{\infty} Y_i(j)z^{-j}$$

donde $Z_i(0), Z_i(1), Z_i(2), \dots$, y $Y_i(0), Y_i(1), Y_i(2), \dots$, son los factores de respuesta Z e Y para la pared i , y A_i es el área de la superficie de la pared.

La transferencia de calor convectiva entre las superficies de las paredes y el aire interior, puede ser escrita como sigue:

$$Q_{ci}(z) = K_{ci}(z) [T_a(z) - T_i(z)] \tag{A.25}$$

donde $Q_{ci}(z)$ es la transformada- z del flujo de calor del aire del espacio acondicionado a la superficie interna de la pared i ; $T_a(z)$ y $T_i(z)$ son las transformadas- z de la temperatura del aire en el espacio y la temperatura de la superficie de la pared i , respectivamente; y K_{ci} es la función de transferencia- z para el proceso, la cual se expresa de la siguiente manera:

$$K_{ci}(z) = h_{ci} A_i$$

donde h_{ci} es el coeficiente convectivo de transferencia de calor para la pared i .

La transferencia de calor radiativa entre dos superficies puede ser escrita como sigue:

$$Q_{Rim}(z) = K_{Rim}(z) [T_i(z) - T_m(z)] \tag{A.26}$$

donde $Q_{Rim}(z)$ es la transformada- z del flujo de calor radiativo de la superficie i a la superficie m , $T_i(z)$ y $T_m(z)$ son las transformadas- z de las temperaturas de las superficies, y K_{Rim} es la función de transferencia- z para el proceso. En el programa DOE-2, $K_{Rim}(z)$ se aproxima mediante la siguiente expresión.

$$K_{Rim}(z) = 4\epsilon_i \sigma T_R^3 F_{im} A_i = G_{im}$$

donde ϵ_i es la emisividad de la superficie i , σ es la constante de Stefan-Boltzman, T_R es la temperatura de referencia en unidades absolutas, F_{im} es el factor de vista entre las superficies i y m , y A_i es el área de la superficie radiante.

La infiltración del aire exterior al espacio, transfiere calor de manera directa al aire del espacio acondicionado, esto puede expresarse como sigue:

$$Q_v(z) = K_v(z) [T_a(z) - T_0(z)] \quad (\text{A.27})$$

donde Q_v es la transformada-z del flujo de calor del aire exterior al aire del espacio acondicionado, $T_a(z)$ y $T_0(z)$ son las transformadas-z de la temperatura del aire del espacio acondicionado y la temperatura del aire exterior, y $K_v(z)$ es la función de transferencia para el proceso. Usualmente, la razón de infiltración del aire exterior se estima como un flujo volumétrico del aire exterior al espacio (V_{in}), y se expresa como sigue.

$$K_v(z) = \rho_a C_p V_{in}$$

donde ρ_a y C_p , son la densidad y la capacidad calorífica del aire exterior.

Existen varias fuentes de energía radiante en el espacio, tales como la energía solar o la radiación de las personas o equipos. Las transformadas-z de estas fuentes se conocen a partir de los valores horarios de entrada, proporcionados por las rutinas solares (se encuentran en el programa **DOE-2.1E**) o programas (proporcionado por el usuario). Estas fuentes pueden usarse directamente en un balance de energía, y son designadas como $Q_{si}(z)$ para la transformada-z de la fuente de energía total en la superficie interna de la pared i . Un balance de energía en la superficie de la pared i queda de la siguiente manera:

$$Q_{Di}(z) = Q_{ci}(z) - \sum_{m=1}^N Q_{Rim}(z) + Q_{si}(z) \quad (\text{A.28})$$

donde N es el número de superficies en el espacio. En términos de función de la transferencia-z, la ecuación **A.28** puede ser reescrita como sigue.

$$K_{Di}(z) T_i(z) - K'_{Di}(z) T'_i(z) = K_{ci}(z) [T_a(z) - T_i(z)] - \sum_{m=1}^N K_{Rim}(z) [T_i(z) - T_m(z)] + Q_{si}(z) \quad (\text{A.29})$$

Cada pared del edificio es descrita mediante una ecuación de la forma anterior. Este sistema de ecuaciones representa, en general, una serie de funciones de transferencia-z que se utilizan para la determinación de los factores de ponderación. Para el cálculo de los factores de ponderación se necesita desarrollar algebraicamente las ecuaciones de balance de energía. Como primer paso, se reescribe la ecuación **A.29** en términos de representaciones polinomiales de las funciones de transferencia-z:

$$\begin{aligned}
 A_i \left[Z_i(0) + h_{ci} + \sum_{m=1}^N G_{im} \right] T_i(k\Delta) - A_i \sum_{m=1}^N G_{im} T_m(k\Delta) = \\
 - A_i \sum Z_i(j) T_i[(k-j)\Delta] + h_{ci} T_a(k\Delta) + Q_{ci}(k\Delta) \\
 + A_i \sum Y_i(j) T_i[(k-j)\Delta]
 \end{aligned} \tag{A.30}$$

donde $T_i(k\Delta)$ es la temperatura de la superficie interna de la pared y $T'_i(k\Delta)$ es la temperatura de la superficie externa de la pared o temperatura del aire exterior en un tiempo $k\Delta$. Para el cálculo de las funciones de transferencia, las condiciones iniciales de las temperaturas son iguales a cero. De aquí, se tienen las siguientes condiciones.

$$\sum_{i=1}^N Q_{si}(0) = 1, Q_{si}(k\Delta) = 0, \text{ para } k > 0, \text{ y } T_a(k\Delta) = 0 \text{ para } k \geq 0$$

La distribución relativa de $Q_{si}(0)$ es un dato requerido. Para los factores de ponderación de la temperatura del aire, el pulso unitario en términos de fuente radiante se expresa como $T_a(0)=1$, $T_a(k\Delta)=0$ para $k > 0$, y $Q_{si}(k\Delta)=0$ para $k \geq 0$.

La secuencia para el cálculo de la carga de enfriamiento puede ser realizada por medio de una relación que usa valores atrasados de la carga de enfriamiento. Para la primera hora, la carga de enfriamiento para la pared i se calcula como sigue:

$$Q_i(0) = A_i h_{ci} \left[T_a(0) - \sum_{m=1}^N D_{im} B_m(0) \right] + \frac{T_a(0)}{R_{inf}} \tag{A.31}$$

y para las horas siguientes se calcula con la ecuación que se muestra a continuación:

$$Q_i(k\Delta) = A_i h_{ci} \sum_{m=1}^N D_{im} \left[A_m Z_m(k) \sum_{n=1}^N D_{mn} B_n(0) \right] - A_i h_{ci} \sum_{m=1}^N D_{im} \left[\frac{1}{h_{cm}} \sum_{j=1}^{k-1} Z_m(j) Q_m[(k-j)\Delta] \right] \tag{A.32}$$

Las cantidades en las ecuaciones A.31 y A.32 que fueron previamente indefinidas, son:

$$B_i(0) = A_i h_{ci} T_a(0) + Q_{si}(0), \quad R_{inf} = \frac{1}{\rho_a C_{p_a} V_{in}}$$

y el término D_i son los elementos de la matriz inversa \tilde{C} , donde:

$$C_{ii} = A_i | Z_i(0) + h_{ci} + \sum G_{im}$$

Y

$$C_{im} = -A_i G_{im} = -A_m G_m$$

La carga de enfriamiento total del espacio acondicionado para cada hora, $Q(k\Delta)$, es la suma de $Q_i(k\Delta)$ de todas las paredes en el espacio. En esta secuencia, las cargas de enfriamiento son los coeficientes de la función de transferencia que se muestra a continuación:

$$k(z) = Q(0) + Q(\Delta)z^{-1} + Q(2\Delta)z^{-2} + \dots$$

Los cálculos sucesivos de $Q(k\Delta)$ deben terminar para algún valor de k . En DOE-2, los cálculos continúan hasta que la relación que se muestra a continuación llega a ser lo suficientemente constante:

$$CR_k = \frac{Q(k\Delta)}{Q[(k-1)\Delta]}$$

El criterio para terminar la secuencia de cálculo es cuando se cumple la siguiente expresión.

$$[(CR_k - CR_{k-1})/CR_{k-1}] < 10^{-4}$$

Las funciones de transferencia- z desarrolladas anteriormente pueden ser usadas tales como éstas fueron calculadas, por ejemplo, como una función de transferencia de la forma siguiente:

$$K(z) = d_0 + d_1 z^{-1} + d_2 z^{-2} + \dots \tag{A.33}$$

donde $d_i = Q(i\Delta)$ es la carga de enfriamiento calculada del pulso unitario de entrada para el proceso. No obstante, el programa DOE-2 emplea otra forma más compacta de la función de transferencia, debido a que la expresión anterior en la ecuación **A.33** necesita almacenar una gran cantidad de valores atrasados para cada hora de la modelación, esto se logra de la siguiente forma.

$$K(z) = \frac{v_0 + v_1 z^{-1} + v_2 z^{-2}}{1 + w_1 z^{-1} + w_2 z^{-2}} \tag{A.34}$$

La notación usada en la ecuación **A.34** está basada en la literatura del ASHRAE, donde v_0, v_1, v_2, w_1, w_2 son los factores de ponderación. La función de transferencia para los factores de ponderación de la temperatura del aire queda de la siguiente manera:

$$K(z) = \frac{g_0 + g_1 z^{-1} + g_2 z^{-2} + g_3 z^{-3}}{1 + p_1 z^{-1} + p_2 z^{-2}} \tag{A.35}$$

En la ecuación A.35, la notación de los factores de ponderación g_i y p_i es tomada de la literatura del **ASHRAE**. El DOE-2 determina los factores de ponderación por medio de la solución de una serie de ecuaciones simultáneas. Usando como ejemplo los factores de ponderación de las ganancias de calor, las ecuaciones A.33 y A.34 pueden ser igualadas. Representando ambas la misma función de transferencia, y se expresa de la siguiente manera.

$$d_0 + d_1 z^{-1} + d_2 z^{-2} + \dots = \frac{v_0 + v_1 z^{-1} + v_2 z^{-2}}{1 + w_1 z^{-1} + w_2 z^{-2}} \tag{A.36}$$

Combinando los coeficientes de los términos z^{-1} , se obtiene una serie de ecuaciones.

$$\begin{aligned} v_0 &= d_0, \\ v_1 &= d_1 + d_0 w_1, \\ v_2 &= d_2 + d_1 w_1 + d_0 w_2, \\ 0 &= d_3 + d_2 w_1 + d_1 w_2, \text{ etc.} \end{aligned} \tag{A.37}$$

Se requieren cinco ecuaciones para determinar los cinco factores de ponderación $v_0, v_1, v_2, w_1, y w_2$. Las primeras cuatro ecuaciones es la ecuación A.37. La última ecuación representa un balance de energía y se expresa como sigue:

$$\sum_{i=0}^{\infty} d_i = \frac{v_0 + v_1 + v_2}{1 + w_1 + w_2}$$

Estas cinco ecuaciones pueden ser fácilmente resueltas, para el cálculo de los factores de ponderación por medio de algún método de álgebra lineal. Un procedimiento similar es utilizado para la determinación de los factores de ponderación de la temperatura del aire.

Los factores de ponderación de las ganancias de calor son utilizados para la determinación de las cargas de enfriamiento de las diferentes ganancias de calor, tales como la energía solar que entra al espacio, la energía de iluminación y la energía de los equipos. Las ganancias de calor instantáneas son conocidas como un secuencia de valores horarios de subrutinas solares o de programas de uso de equipos, iluminación, etc. Teniendo las ganancias de calor $q_0, q_1, q_2, \dots, q_r, \dots$ como datos de entrada (donde los subíndices indican la hora en que ocurre la ganancia de calor) y considerando las cargas de enfriamiento Q_0, Q_1, \dots como datos de salida, la relación formal de la función de transferencia puede ser escrita como sigue:

$$\frac{Q(z)}{q(z)} = \frac{v_0 + v_1 z^{-1} + v_2 z^{-2}}{1 + w_1 z^{-1} + w_2 z^{-2}}$$

donde $q(z)$ y $Q(z)$ son las transformadas-z de la ganancia de calor y carga de enfriamiento, respectivamente. La ecuación equivalente a la ecuación A.23 queda de la siguiente forma:

$$Q_r = v_0 q_r + v_1 q_{r-1} + v_2 q_{r-2} - w_1 Q_{r-1} - w_2 Q_{r-2} \quad (\text{A.38})$$

La ecuación **A.38**, expresa la forma en que se calculan las cargas de enfriamiento en el programa DOE-2. Los dos valores atrasados de la ganancia de calor y la carga de enfriamiento deben ser salvados durante el cálculo. De aquí que, al inicio del cálculo estos valores no están disponibles (tienen valor de cero). Por tal motivo, DOE-2 repite el primer día de modelación tres veces como una inicialización.

$$\frac{Q(z)}{t(z)} = \frac{g_0 + g_1 z^{-1} + g_2 z^{-2} + g_3 z^{-3}}{1 + p_1 z^{-1} + p_2 z^{-2}}$$

donde $Q(z)$ es la transformada-z de la carga neta de enfriamiento y $t(z)$ es:

$$t(z) = T(z) - T_R$$

donde $T(z)$ es la transformada-z de la temperatura del aire y T_R es la temperatura de referencia. La ecuación equivalente a la ecuación **A.23**, es:

$$Q_r = g_0 t_r + g_1 t_{r-1} + g_2 t_{r-2} + g_3 t_{r-3} - p_1 Q_{r-1} - p_2 Q_{r-2}$$

Despejando t_r , queda de la siguiente forma.

$$t_r = \frac{1}{g_0} (Q_r + p_1 Q_{r-1} + p_2 Q_{r-2} - g_1 t_{r-1} - g_2 t_{r-2} - g_3 t_{r-3}) \quad (\text{A.39})$$

Quedando finalmente la ecuación **A.39**, para el cálculo de la temperatura del aire en el programa DOE-2.

REFERENCIAS

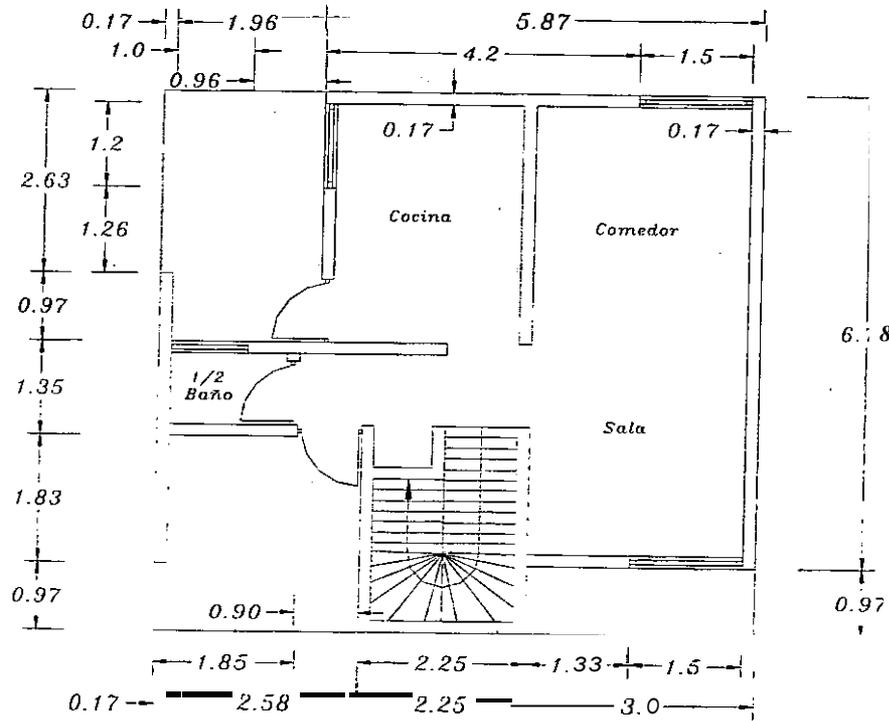
- [1] York A. and Charlene C. C.. “DOE-2 Engineers Manual (versión 2.1 A)”. Los Alamos Scientific Laboratory, reporte LA-8520, 1981.
- [2] Özisik M. N.. Heat Conduction. Editorial John Wiley and Sons, Inc., N. Y., USA, primera edición, capítulo 7, 1989.
- [3] Stephenson D. G. and Mitalas G. P.. “Cooling Load Calculations by Thermal Response Factor Method”. ASHRAE TRANSACTIONS, parte 1, 1967.

“La alabanza propia envilece.”

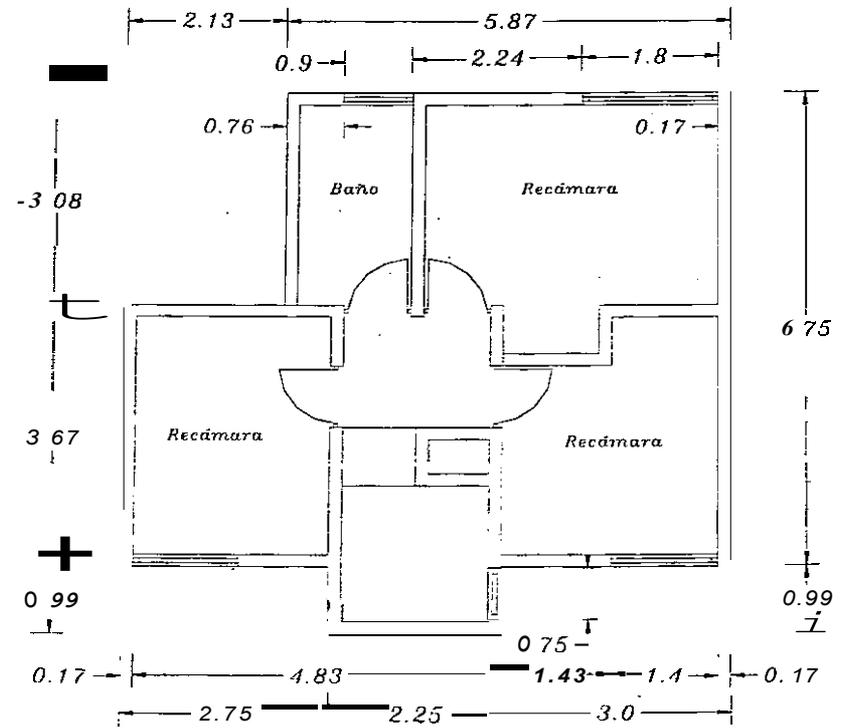
Miguel de Cervantes

APÉNDICE B

Plano técnico de la construcción de la vivienda



Vista superior de la planta buju



Vista superior de la planta alta

C E N I D E T

Acot.: mts.

Esc.: sin

Construcción
de la vivienda

Dibujó:
José Luis

Localización de la vivienda

La localización de la vivienda se define con los comandos: latitud; longitud; altitud; azimutal; y zona horaria. Para llevar a cabo la modelación se requiere definir la posición que tiene la vivienda en el planeta terrestre. La figura B1 muestra gráficamente las definiciones tanto de la latitud y longitud de la vivienda; el resto de los comandos se muestran en la figura B2. A continuación, se definen cada una de estos comandos.

Latitud: es la distancia angular que existe entre el plano del ecuador y el origen del sistema coordenado de la vivienda (ángulo A).

Longitud: es la distancia angular que existe entre el primer meridiano y el origen del sistema coordenado de la vivienda (ángulo B).

Altitud: es la distancia que existe del origen del sistema coordenado de la vivienda al nivel del mar, positivo si está sobre el nivel del mar o negativo si está bajo el nivel del mar.

Azimutal: orienta relativamente a la vivienda con respecto a la dirección del eje norte. Y es el ángulo que existe entre el eje norte y el eje Y de la vivienda, como se muestra en la figura B2.

Zona horaria: la tierra se divide en dos zonas a partir del meridiano central (MN) que pasa por Inglaterra, también se conoce como meridiano de Greenwich. La primera zona, es la zona oeste del primer meridiano y corresponde lo que es el continente Americano. La segunda zona, es la zona este del primer meridiano y corresponde lo que es el continente Europeo, Asiático, Africano y Oceanía. La tierra se divide en 24 partes (trazos de polo norte a polo sur, conocidos como meridianos), cada parte limitado por 2 meridianos y se le conoce como zona horaria (cada uno tiene una dimensión de 15 grados de longitud o un ángulo horario de 1 hora). Cada zona horaria le corresponde un valor horario, tomando de referencia el meridiano central a las 12:00 Hrs. Para definir la hora local de algún lugar en particular se le suma o se le resta el número de horas, tomando como referencia el meridiano central, según en la zona este (le corresponden valores de -1 a -12) u oeste (le corresponden valores de 1 a 12) en que se encuentre. La figura B3 la zona horaria mundial [1].

Por ejemplo, la ciudad de Mexicali está en la zona oeste y tiene 8 horas de diferencia a partir del meridiano central. Por tanto le corresponde el valor de 8.

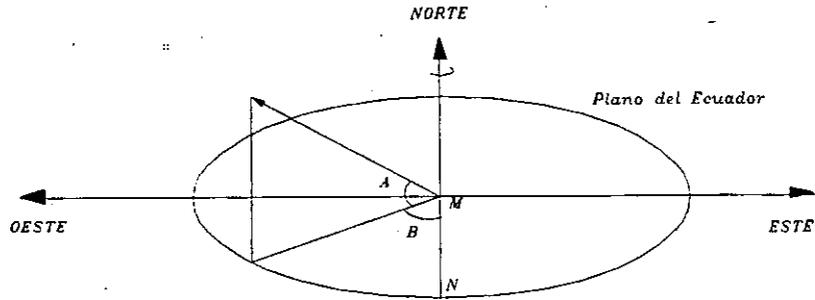


Figura B1. Gráfica del plano del Ecuador de la Tierra, para la definición de latitud y longitud.

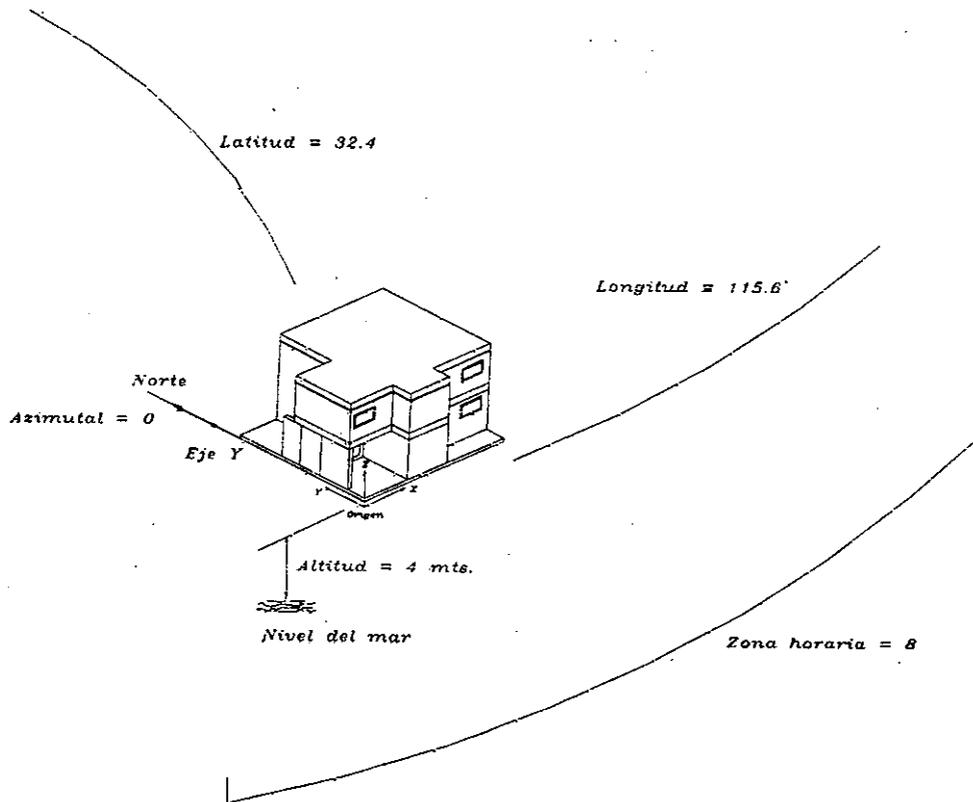


Figura B2. Localización de la vivienda [2]

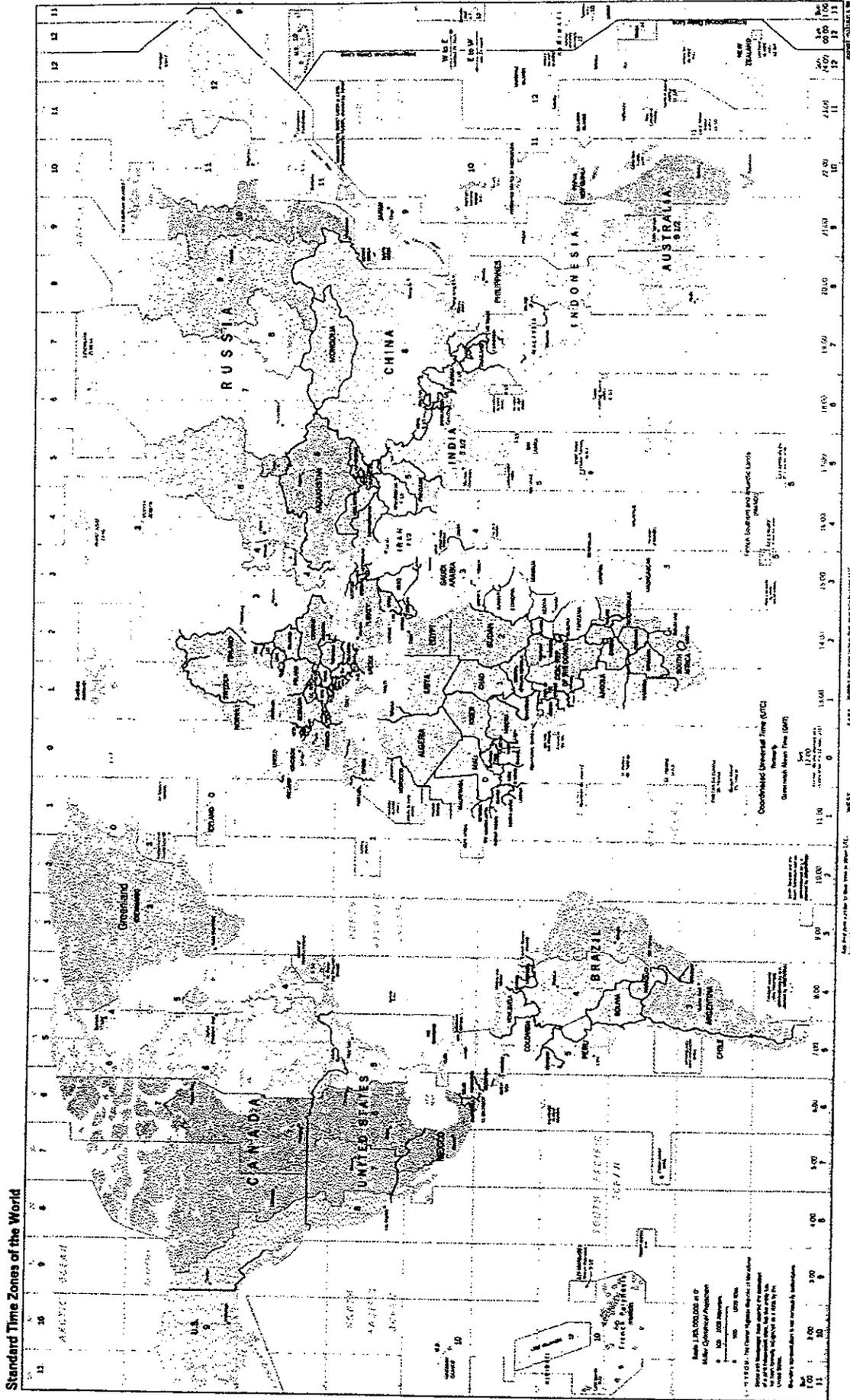


Figura B3. Zona horaria mundial [3].

REFERENCIAS

- [1] **U.S** Naval Observatory. “Time zones and “Z” TIME (**UNIVERSAL TIME**)”, disponible como página web en <http://www.odci.gov/cia/publications/fact/figures/802597.jpg>, diciembre de **1998**.
- [2] Birdsall B. E., Buhl W. F., Ellington K. L. and Hirsch J. J.. “DOE-2 Basics (versión **2.1 E**)”. Los Alamos Scientific Laboratory, reporte LBL-35520, **1994**.
- [3] **THE WORLD FACTBOOK**. “Standard Time Zones of the World”, disponible como página web en <http://www.odci.gov/cia/publications/fact/figures/802597.jpg>, diciembre de **1998**.

“El que se nos haya agraviado no significa nada, a menos que insistamos en recordarlo.”

Confucio

APÉNDICE C

PROGRAMAS DE LOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO PARA EL
 MODELADO CON EL DOE-2.1E

```

INPUT LOADS INPUT-UNITS=METRIC OUTPUT-UNITS=METRIC ..
TITLE  LINE-1 * Basic two floor house for FIPATERM modelling *
$ctz15c $    LINE-2 * Ctz15 (ElCentro) CEC Weather Tape *

RUN-PERIOD
$ctz15c $    MAY 1 1997 THRU OCT 31 1997 ..
            ABORT          ERRORS ..
$           DIAGNOSTIC CAUTIONS, WIDE, ECHO, SINGLE-SPACED
            DIAGNOSTIC NO-ECHO ..

PARAMETER          WALLINSUL = 0.003243 .
                   ROOFINSUL = 0.0508
                   ALB= 0.7      $ opaque surface absorptance 0.7
                   EMIT= 0.9    $ opaque surface emittance 0.9
                   BAZIM      = 0      ..

BUILDING-LOCATION

                   DAYLIGHT-SAVINGS NO
                   HOLIDAY NO
                   AZIMUTH      = BAZIM
                   GROSS-AREA = 93.46

$ctz15c $    LAT= 32.4  LON= 115.6  T-Z= 8  ALT= 4
                   GROUND-T = (24.30, 24.30, 24.30, 24.30, 24.30, 24.30, 24.30,
                   24.30, 24.30, 24.30, 24.30)
                   ..
LOADS-REPORT      VERIFICATION = (LV-A, LV-D)
                   SUMMARY = (LS-C, LS-D, LS-E, LS-F)
$                HOURLY-DATA-SAVE=FORMATTED
$                REPORT-FREQUENCY=HOURLY ..

                   $ CONSTRUCTIONS AND GLASS TYPES

$for fixed infiltration with metric input use RES-INF-CST = desired fixed infiltration rate
(i.e. 2 air changes in this case)
$                RES-INF-WIND = 0
$                RES-INF-TEMP = 0

$ Put in layers here with all properties

$ Note specific heat Should be J/kgK

YES015 = MATERIAL
CONDUCTIVITY = 0.372          DENSITY = 800.00
SPECIFIC-HEAT = 1000.0       THICKNESS = 0.015 ..

TABIQ14 = MATERIAL
CONDUCTIVITY = 0.814          DENSITY = 1600.00
SPECIFIC-HEAT = 800.0         THICKNESS = 0.140 ..

YESO = MATERIAL
CONDUCTIVITY = 0.46           DENSITY = 1280
SPECIFIC-HEAT = 840           THICKNESS = 0.02

TABIQUE = MATERIAL
CONDUCTIVITY = 0.96           DENSITY = 1800.
SPECIFIC-HEAT = 800           THICKNESS = 0.15 ..
    
```

MORTERO = MATERIAL
 CONDUCTIVITY = 0.93 DENSITY = 2300.
 .SPECIFIC-HEAT = 920 THICKNESS = 0.02 .

APLAN15 = MATERIAL
 CONDUCTIVITY = 0.721 DENSITY = 1890.00
 SPECIFIC-HEAT = 837.0 THICKNESS = 0.015 ..

APLAN30 = MATERIAL ,
 CONDUCTIVITY = 0.721 DENSITY = 1890.00
 SPECIFIC-HEAT = 837.0 THICKNESS = 0.030 ..

CONCRETR = MATERIAL
 CONDUCTIVITY = 0.93 DENSITY = 2300.
 SPECIFIC-HEAT = 920 THICKNESS = 0.05 ..

CNEGRO = MATERIAL
 CONDUCTIVITY = 0.14 DENSITY = 1120.
 SPECIFIC-HEAT = 1510 THICKNESS = 0.006

AISSLW = MATERIAL
 CONDUCTIVITY = 0.037 DENSITY = 16.
 SPECIFIC-HEAT = 1220 THICKNESS = WALLINSUL

AISSLR = MATERIAL
 CONDUCTIVITY = 0.037 DENSITY = 16.
 SPECIFIC-HEAT = 1220 THICKNESS = ROOFINSUL

R-0.15 = MATERIAL
 RESISTANCE = 0.15 ..

MADERA = MATERIAL
 CONDUCTIVITY = 0.144 DENSITY = 570.
 SPECIFIC-HEAT = 1630 THICKNESS = 0.0128

MADERA2 = MATERIAL
 CONDUCTIVITY = 0.162 DENSITY = 663.00
 SPECIFIC-HEAT = 1600.0 THICKNESS = 0.020

TRIPLY = MATERIAL
 CONDUCTIVITY = 0.115 DENSITY = 544.60
 SPECIFIC-HEAT = 1214.0 THICKNESS = 0.0063 .

COLADO10= MATERIAL
 CONDUCTIVITY = 1.740 DENSITY = 2300.00
 SPECIFIC-HEAT = 840.0 THICKNESS = 0.100 ..

IPERMROOF= MATERIAL
 CONDUCTIVITY = 0.170 DENSITY = 1127.00
 SPECIFIC-HEAT = 800.0 THICKNESS = 0.020 ..

LOSETA = MATERIAL
 CONDUCTIVITY = 1.136 DENSITY = 2600.00
 SPECIFIC-HEAT = 795.0 THICKNESS = 0.010 ..

R-0.18 = MATERIAL
 RESISTANCE = 0.18 ..

TABCOLIND = LAYERS MATERIAL = (YESO15, TABIQ14, APLAN30, TABIQ14, YESO15)
 INSIDE-FILM-RES = 0.123 ..

TABINT = LAYERS MATERIAL = (YESO15, TABIQ14, YESO15)
 INSIDE-FILM-RES = 0.123 ..

TABIQUEA = LAYERS MATERIAL = (MORTERO, AISSLW, TABIQUE, YESO)
 INSIDE-FILM-RES = 0.123 ..

TABEXTO = LAYERS MATERIAL = (APLAN15, AISSLW, TABIQ14, YESO15)
 INSIDE-FILM-RES = 0.123 ..

```

PUERTA = LAYERS MATERIAL = (MADERA,R-0.15,MADERA)
        INSIDE-FILM-RES = 0.123 ..

DOOREXT = LAYERS MATERIAL = (MADERA2)
        INSIDE-FILM-RES = 0.123 ..

CEILING = LAYERS MATERIAL = (LOSETA,COLADO10,YESO15)
        INSIDE-FILM-RES = 0.144 ..

HORIZZ = LAYERS MATERIAL = (COLADO10,LOSETA)
        INSIDE-FILM-RES = 0.106 ..

MTECHO = LAYERS MATERIAL = (CNEGRO,AISLR,CONCRETR,YESO)
        INSIDE-FILM-RES = 0.151 ..

ROOFO = LAYERS MATERIAL = (IPERMROOF,AISLR,COLADO10,YESO15)
        INSIDE-FILM-RES = 0.151 ..

FLOOR = LA-ERS MATERIAL = (COLADO10,LOSETA)
        INSIDE-FILM-RES = 0.151 ..

ATABIQUE = CONSTRUCTION LAYERS = TABIQUEA
        ABSORPTANCE= 0.58 $Light coloured paint work
        ROUGHNESS = 2 ..

WTABEXTO = CONSTRUCTION LAYERS = TABEXTO
        ABSORPTANCE = 0.3
        ROUGHNESS = 2 ..

WTABINT = CONSTRUCTION LAYERS = TABINT ..

WPUERTA = CONSTRUCTION LAYERS = PUERTA
        ABSORPTANCE= 0.58 $Light coloured paint work
        ROUGHNESS = 2 ..

WDOOREXT = CONSTRUCTION LAYERS = DOOREXT
        ABSORPTANCE = 0.3
        ROUGHNESS = 4 ..

WTABCOLIND = CONSTRUCTION LAYERS = TABCOLIND
WDOORINT = CONSTRUCTION U-VALUE = 2.29 ..
WCEILING = CONSTRUCTION LAYERS = CEILING .
WHORIZZ = CONSTRUCTION LAYERS = HORIZZ .
WTECHO = CONSTRUCTION LAYERS = MTECHO
        ABSORPTANCE = 0.88 $Dark coloured asphalt, bituminous felt ..
WROOFO = CONSTRUCTION LAYERS = ROOFO ..
WFLOOR = CONSTRUCTION LAYERS = FLOOR ..

SENCILLO = GLASS-TYPE $GLASS-TYPE-CODE = 1000
        PANES = 1
        SHADING-COEF = 1.0
        GLASS-CONDUCTANCE = 6.99
        $This is u=$.05 less a surface resistance of 0.055 m^2c/w ..
    
```

\$ INTERNAL HEAT GAIN SCHEDULES

```

$ Since SUNCODE asks simply for sensible and latent internal heat gains
$ in terms of Watts then the same information is supplied here in terms
$ of percentage of the maximum which is specified in the SPACE-CONDITIONS
$ statement in as EQUIP-SCHEDULE How do I cope with a varying ration of
$ sensible to latent? - use an average proportion - at least initially
$ Infiltration schedule - NOT USED therefore commented out
SINFIL-1 = SCHEDULE THRU DEC 31
$ (ALL) (1.24) VALUES=(1.0) ..
    
```

PEOP-TOTAL = SCHEDULE THRU DEC 31

```
(MON, FRI) (1,6) values = (0.686)
            (7,8) values = (1.0)
            (9,12) values = (0)
            (13,15) values = (0.5)
            (16,20) values = (1.0)
            (21,24) values = (0.686)
(WEH)      (1,7) values = (0.686)
            (8,10) values = (1)
            ill.16) values = (0.85)
            (17,20) values = (0)
            (21,22) values = (1)
            (23,24) values = (0.686)
```

EQUIP-1 = SCHEDULE THRU DEC 31 \$includes lighting gains

```
(MON, FRI) (1,6) values = (0.028)
            (7,8) values = (0.326, 0.711)
            (9,10) values = (0.028)
            (11,16) values = (0.028)
            117.181 values = 0.121.1.01
            119.20) values = (0.364)
            .121.22) values = (0.457, 0.214)
            (23,24) values = (0.214, 0.028)
(WEH)      (1,6) values = (0.028)
            (7,8) values = (0.270, 0.804)
            (9,10) values = (0.177)
            (11,12) values = (0.084, 0.177)
            (13,14) values = (0.121, 0.804)
            (15,16) values = (0.804, 0.121)
            (17,18) values = (0.121, 1.0)
            (19,20) values = (0.364)
            (21,22) values = (0.457, 0.214)
            (23,24) values = (0.214, 0.028) ..
```

\$ SPACE DEFINITION

```
HOUSE-ENV = SPACE-CONDITIONS EQUIP-SCHEDULE = EQUIP-1
EQUIP-LATENT = 0.0247
EQUIPMENT-KW = 2.1455 $Includes lighting
PEOPLE-SCHEDULE = PEOP-TOTAL
NUMBER-OF-PEOPLE = 4
PEOPLE-HEAT-GAIN = 149.48
INF-METHOD = RESIDENTIAL
RES-INF-CST = 0.252
RES-INF-WND = 0.0488
RES-INF-TEMP = 0.0151 ..
```

\$ not used with RESIDENTIAL INF-SCHEDULE=INFIL-1

```
CASA = SPACE SPACE-CONDITIONS = HOUSE-ENV
AREA = 93.46
VOLUME = 223.30 ..
```

\$ WALLS, WINDOWS AND DOORS

\$ This wall is not Shaded by Other walls.

```
NORTHE1 = EXTERIOR-WALL HEIGHT = 5.0000
WIDTH = 5.87
```

\$ Position of bottom left Corner of wall (seen from in front of it on \$outside)
 \$ from SW corner of plan.

```
X = 8.00
Y = 8.13
Z = 0.
TILT = 90.0
AZIMUTH = 0.
CONSTRUCTION = ATABIQUE ..
```

```

WIN1NORTHE1      = WINDOW
                                HEIGHT = 1.50
                                WIDTH  = 1.20
                                GLASS-TYPE = SENCILLO

$ Position of window as seen from in front of wall from outside
$ distances from bottom left corner of wall to bottom left corner of $ $ window.
X ~ 0.0
Y - 0.7 ..

WIN2NORTHE1      = WINDOW
                                HEIGHT = 1.00
                                WIDTH  = 0.90
                                X      = 4.52
                                Y      = 3.85
                                GLASS-TYPE = SENCILLO ..

WIN3NORTHE1      = WINDOW
                                HEIGHT = 1.80
                                WIDTH  = 1.20
                                X      = 0.0
                                Y      = 2.3
                                GLASS-TYPE = SENCILLO

SOUTHW1          = EXTERIOR-WALL
                                HEIGHT = 5.00
                                WIDTH  = 3.00
                                X      = 5.00
                                Y      = 1.17
                                Z      = 0.
                                TILT   = 30.0
                                AZIMUTH = 180.
                                SHADING-SURFACE = YES
                                CONSTRUCTION = ATABIQUE ..

WIN1SOUTHW1      = WINDOW
                                HEIGHT = 1.50
                                WIDTH  = 1.20
                                ASS-TYPE = SENCILLO
                                X      = 1.63
                                Y      = 0.7 ..

WIN2SOUTHW1      = WINDOW
                                HEIGHT = 1.40
                                WIDTH  = 1.20
                                GLASS-TYPE = SENCILLO
                                X      = 1.63
                                Y      = 3.3 ..

SOUTHE1          = EXTERIOR-WALL
                                HEIGHT = 5.00
                                WIDTH  = 1.17
                                X      = 5.09
                                Y      = 0.0
                                Z      = 0.0
                                TILT   = 30.0
                                AZIMUTH = 90.0
                                SHADING-SURFACE = YES
                                CONSTRUCTION = ATABIQUE ..

WIN1SOUTHE1      = WINDOW
                                HEIGHT = 1.00
                                WIDTH  = 0.75
                                GLASS-TYPE = SENCILLO
                                X      = 0.21
                                Y      = 3.5

SDUTHWZ          = EXTERIOR-WALL
                                HEIGHT = 5.00
                                WIDTH  = 2.42
                                X      = 2.67
    
```

	"		Y	=	0.0
			Z	=	0.0
			TILT	=	90.0
			AZIMUTH	=	180.0
			CONSTRUCTION	=	ATABIQUE ..
NORTHW1	=	EXTERIOR-WALL	HEIGHT	=	5.00
			WIDTH	=	1.17
			X	=	2.67
			Y	=	1.17
			Z	=	0.0
			TILT	=	90.0
			AZIMUTH	=	210.0
			SHADING-SURFACE	=	YES
			CONSTRUCTION	=	ATABIQUE
NORTHW2	=	EXTERIOR-WALL	HEIGHT	=	2.50
			WIDTH	=	1.89
			X	=	2.67
			Y	=	3.06
			Z	=	0.0
			TILT	=	90.0
			AZIMUTH	=	270.0
			SHADING-SURFACE	=	YES
			CONSTRUCTION	=	ATABIQUE ..
SOUTHW3	=	EXTERIOR-WALL	HEIGHT	=	2.50
			WIDTH	=	2.58
			X	=	0.0
			Y	=	3.06
			Z	=	0.0
			TILT	=	90.0
			AZIMUTH	=	180.0
			SHADING-SURFACE	=	YES
			CONSTRUCTION	=	ATABIQUE
DRSOUTW3	=	DOOR	HEIGHT	=	2.10
			WIDTH	=	0.85
			X	=	1.73
			Y	=	0.0
			LEFT-FIN-A	=	1.73
			LEFT-FIN-B	=	-0.40
			LEFT-FIN-D	=	1.89
			LEFT-FIN-H	=	2.5
			CONSTRUCTION	=	WPUERTA
SOUTHW4	=	EXTERIOR-WALL	HEIGHT	=	2.5
			WIDTH	=	2.67
			X	=	0.0
			Y	=	1.17
			Z	=	2.5
			TILT	=	90.0
			AZIMUTH	=	180.0
			SHADING-SURFACE	=	YES
			CONSTRUCTION	=	ATABIQUE ..
WIN1SOUTHW4	=	WINDOW	HEIGHT	=	1.40
			WIDTH	=	1.2
			GLASS-TYPE	=	SENCILLO
			X	=	0.0
			Y	=	0.8
NORTHE2	=	EXTERIOR-WALL	HEIGHT	=	2.5
			WIDTH	=	2.13
			X	=	2.13
			Y	=	4.44
			Z	=	0.0
			TILT	=	90.0

```

AZIMUTH = 0.0
SHADING-SURFACE = YES
CONSTRUCTION = ATABIQUE

WIN1NORTHE2 = WINDOW
HEIGHT = 1.0
WIDTH = 0.9
GLASS-TYPE = SENCILLO
X = 1.06
Y = 1.35
RIGHT-FIN-A = 0.17
RIGHT-FIN-B = -0.15
RIGHT-FIN-D = 1.0
RIGHT-FIN-H = 2.5 ..

NORTHW5 = EXTERIOR-WALL
HEIGHT = 2.5
WIDTH = 1.0
X = 2.3
Y = 5.44
Z = 0.0
TILT = 90.0
AZIMUTH = 270.0
SHADING-SURFACE = YES
CONSTRUCTION = ATABIQUE ..

DRNORTW5 = DOOR
HEIGHT = 2.10
WIDTH = 0.85
X = 0.15
Y = 0.0
CONSTRUCTION = WPUERTA

NORTHW6 = EXTERIOR-WALL
HEIGHT = 2.5
WIDTH = 2.69
X = 2.3
Y = 8.13
Z = 0.0
TILT = 90.0
AZIMUTH = 270.0
SHADING-SURFACE = YES
CONSTRUCTION = ATABIQUE ..

WIN1NORTHW6 = WINDOW
HEIGHT = 1.35
WIDTH = 1.2
GLASS-TYPE = SENCILLO
X = 0.0
Y = 0.85 ..

NORTHE3 = EXTERIOR-WALL
HEIGHT = 2.5
WIDTH = 2.3
X = 2.3
Y = 5.44
Z = 2.5
TILT = 90.0
AZIMUTH = 0.0
SHADING-SURFACE = YES
CONSTRUCTION = ATABIQUE ..

NORTHW7 = EXTERIOR-WALL
HEIGHT = 2.5
WIDTH = 2.69
X = 2.3
Y = 8.13
Z = 2.5
TILT = 90.0
AZIMUTH = 270.0
SHADING-SURFACE = YES
CONSTRUCTION = ATABIQUE ..
    
```

```

HORIZ01      = EXTERIOR-WALL      HEIGHT = 1.89
                                         WIDTH = 2.40
                                         X      = 2.58
                                         Y      = 1.17
                                         Z      = 2.5
                                         TILT   = 180.0
                                         AZIMUTH = 0.0
                                         SHADING-SURFACE = YES
                                         CONSTRUCTION = WHORIZ2

HORIZ02      = EXTERIOR-WALL      HEIGHT = 1.00
                                         WIDTH = 2.30
                                         X      = 2.3
                                         Y      = 4.44
                                         Z      = 2.5
                                         TILT   = 180.0
                                         AZIMUTH = 0.0
                                         SHADING-SURFACE = YES
                                         CONSTRUCTION = WHORIZ2 ..

RROOFZERO    = ROOF              HEIGHT = 4.27
                                         WIDTH = 2.13
                                         X      = 0.00
                                         Y      = 1.17
                                         Z      = 5.0
                                         TILT   = 0.0
                                         AZIMUTH = 180.0
                                         CONSTRUCTION = WTECHO

RROOFONE     = ROOF              HEIGHT = 6.83
                                         WIDTH = 5.87
                                         X      = 2.13
                                         Y      = 1.17
                                         Z      = 5.0
                                         TILT   = 0.0
                                         AZIMUTH = 180.0
                                         CONSTRUCTION = WTECHO

RROOFTWO     = ROOF              HEIGHT = 1.17
                                         WIDTH = 2.25
                                         X      = 2.15
                                         Y      = 0.00
                                         Z      = 5.0
                                         TILT   = 0.0
                                         AZIMUTH = 180.0
                                         CONSTRUCTION = WTECHO
    
```

\$ For floor slab area a 30cm band around the perimeter is considered
 5 appropriate according to the instructions in the DOE-2 basics manual

```

GROUND FLOOR = UNDERGROUND-FLOOR AREA = 4.545
                                         CONSTRUCTION = WFLOOR :
    $ ALL INTERNAL WALLS
    
```

```

INSIDE WALLS = INTERIOR-WALL          INT-WALL-TYPE = INTERNAL
                                         AREA = 62.0
                                         CONSTRUCTION = WTABINT ..
    
```

\$ since internal doors are too light to model via layered construction
 \$ they cannot be described as interior walls and are thus commented out.

```

INSIDE FLOORS = INTERIOR-WALL          INT-WALL-TYPE = INTERNAL
                                         AREA = 43.0
                                         CONSTRUCTION = WCEILING ..
    
```

\$ Walls abutting adjoining houses

```

COLINDANTE   = INTERIOR-WALL          INT-WALL-TYPE = ADIABATIC
                                         AREA = 46.6
                                         CONSTRUCTION = WTABCOLIND ..
    
```

```

$ ----- Hourly Reports -----
$      OUT-WALL =REPORT-BLOCK      VARIABLE-TYPE=NORTHHEI
$      VARIABLE-LIST={3,5} ..
$      15 = total horiz(Btu/ft-hr), 22 = diffuse horiz(Btu/ft-hr),
$      21 = direct normal(Btu/ft-hr), 4 = dbt (F), 18 = dpt (F)
$
$      HRSCH SCHEDULE                THRU APR 30 (ALL) (1,24) values = (0)
$                                     THRU SEP 30 (MON,FRI) (1,9) values = (1)
$                                     (10.15) values = (0)
$                                     116,241 values = (1)
$                                     (SAT,HOL) (1,241) values = (1)
$                                     THRU DEC 31 (ALL) (1,24) values = (0).
$      LHR HOURLY-REPORT REPORT-SCHEDULE=HRSCH
$      REPORT-BLOCK= (OUT-WALL) ..
END ..
COMPUTE LOADS ..

```

INPUT SYSTEMS INPUT-UNITS=METRIC OUTPUT-UNITS=METRIC

```

FA1 = OAY-SCHEDULE (1,7) values = (1) (8,16) values = (0)
      (17,24) values = (1) ..
FA2 = DAY-SCHEDULE (1,15) values = (1) 116,201 values = (0)
      (21,24) values = (1) ..
FA3 = WEEK-,SCHEDULE (ALL)(1,24) values = (0)

```

```

FANSON = SCHEDULE THRU AUG 24
      (WD) FA1 IWEHI FA2
      THRU AUG 31
      FA3
      THRU DEC 31
      (WD) FA1 IWEHI FA2

```

```

COOLSETPT = SCHEDULE THRU APR 30
      (ALL) (1,24) TEMP = (99.9)
      THRU OCT 31
      (WD) (1,9) TEMP = (23.9)
      (10,15) TEMP = (99.9)
      (16,241) TEMP = (23.9)
      (WEH) 11,241 TEMP = (23.9)
      THRU DEC 31
      (ALL) (1,24) TEMP = (99.9) ..

```

```

COOLSCH = SCHEDULE THRU AUG 24
      (WD) FA1 (WEH) FA2
      THRU AUG 31
      FA3
      THRU DEC 31
      (WD) FA1 (WEH) FA2 ..

```

\$ DESCRIPCIÓN DE LA ZONA

```

CONTROL = ZONE-CONTROL      DESIGN-HEAT-T = 21.1
      DESIGN-COOL-T = 24.4
      THERMOSTAT-TYPE = REVERSE-ACTION
      COOL-TEMP-SCH = COOLSETPT
CASA = ZONE      ZONE-CONTROL = CONTROL
      SIZING-OPTION = ADJUST-LOADS

```

\$ DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

```

S-CONT = SYSTEM-CONTROL
      COOLING-SCHEDULE = COOLSCH
      COOL-CONTROL = COLDEST
      MIN-SUPPLY-T = 12.E ..

```

```

AC-SYST = SYSTEM
SYSTEM-TYPE = VAWS
OA-CONTROL = FIXED
SYSTEM-CONTROL = S-CONT
MAX-HUMIDITY = 40
MAX-SUPPLY-T = 43.3
MIN-OUTSIDE-AIR = 0.5
FAN-SCHEDULE = FANSON
ZONE-NAMES = (CASA)

SYSTEMS-REPORT SUMMARY = (ALL-SUMMARY)
HOURLY-DATA-SAVE=FORMATTED
REPORT-FREQUENCY=MONTHLY ..

$ ----- Monthly Reports -----
OUT-SYS = REPORT-BLOCK VARIABLE-TYPE=AC-SYST
VARIABLE-LIST={32,70,47} ..

HRSCH SCHEDULE THRU APR 30 (ALL) (1,24) values = (0)
                THRU OCT 31 (ALL) 11,241 values = (1)
                THRU DEC 31 (ALL) (1,24) values = (0)..
LHR HOURLY-REPORT REPORT-SCHEDULE=HRSCH
REPORT-BLOCK= (OUT-SYS) ..

END ..
COMPUTE SYSTEMS ..

INPUT PLANT INPUT-UNITS = METRIC OUTPUT-UNITS = METRIC ..

ABS = PLANT-EQUIPMENT
TYPE = ABSOR2-CHLR
SIZE = -290 ..
TORR = PLANT-EQUIPMENT
TYPE = COOLING-TWR
SIZE = -290 ..
HWG = PLANT-EQUIPMENT
TYPE = HW-BOILER
SIZE = -290 ..

PART-LOAD-RATIO TYPE = HW-BOILER E-I-R = 0 ..

ENERGY-RESOURCE RESOURCE = NATURAL-GAS ..

PLANT-REPORT VERIFICATION = (PV-A)
SUMMARY = (ALL-SUMMARY) ..

END ..
COMPUTE PLANT

INPUT ECONOMICS INPUT-UNITS = METRIC OUTPUT-UNITS = METRIC

ELEC-TARIFF = UTILITY-RATE
RESOURCE = ELECTRICITY
BLOCK-CHARGES = {MAYO-BLK,
                  JUNI-BLK,
                  JULI-BLK,
                  AGOS-BLK,
                  SEPT-BLK,
                  OCTU-BLK) ..

MAYO-BLK = BLOCK-CHARGE
BLOCK-SCH = SEA-SCH
SCH-FLAG = 1
BLOCK1-TYPE = ENERGY
BLOCK1-DATA = ( 300, 0.234,
                1200, 0.293,
                2500, 0.695,
                1, 1.1)
    
```

JUNI-BLK = BLOCK-CHARGE
 BLOCK-SCH = SEA-SCH
 SCH-FLAG = 2
 BLOCK1-TYPE = ENERGY
 BLOCK1-DATA = (300, 0.236,
 1200, 0.297,
 2500, 0.703.
 1, 1.1131 ..

JULI-BLK = BLOCK-CHARGE
 BLOCK-SCH = SEA-SCH
 SCH-FLAG = 3
 BLOCK1-TYPE = ENERGY
 BLOCK1-DATA = (300, 0.238,
 1200, 0.301,
 2500, 0.711,
 1, 1.1261

AGOS-BLK = BLOCK-CHARGE
 BLOCK-SCH = SEA-SCH
 SCH-FLAG = 4
 BLOCK1-TYPE = ENERGY
 BLOCK1-DATA = (300, 0.240,
 1200, 0.305,
 2500, 0.720,
 1, 1.140) ..

SEPT-BLK = BLOCK-CHARGE
 BLOCK-SCH = SEA-SCH
 SCH-FLAG = 5
 BLOCK1-TYPE = ENERGY
 BLOCK1-DATA = (200, 0.242,
 1200, 0.309,
 2500, 0.729.
 1, 1.1541 ..

OCTU-BLK = BLOCK-CHARGE
 BLOCK-SCH = SEA-SCH
 SCH-FLAG = 6
 BLOCK1-TYPE = ENERGY
 BLOCK1-DATA = (300, 0.244,
 1200, 0.313,
 2500, 0.738,
 1, 1.1681

SEA-SCH = SCHEDULE THRU APR 30 (ALL) (1,241 values = (1)
 THRU MAY 31 (ALL) (1,24) values = (2)
 THRU JUN 30 (ALL) (1,24) values = (3)
 THRU JUL 31 (ALL) (1,24) values = (4)
 THRU AUG 31 (ALL) (1,24) values = (5)
 THRU SEP 30 (ALL) (1,241 values = (6)
 THRU OCT 31 (ALL) (1,24) values = (1)
 THRU DEC 31 (ALL) (1,24) values = (1)

GAS-TARIFF = UTILITY-RATE
 RESOURCE = NATURAL-GAS
 MONTH-CHG = (2.14, 1.97
 2.32, 1.96
 1.80, 2.04) ..

ECONOMICS-REPORT SUMMARY = (ALL-SUMMARY) ..

END ..
 COMPUTE ECONOMICS ..
 STOP ..

```

INPUT SYSTEMS INPUT-UNITS=METRIC OUTPUT-UNITS=METRIC ..

FA1 = DAY-SCHEDULE (1,7) values = (1) (8,16) values = (0)
      (17,24) values = (1)..
FA2 = DAY-SCHEDULE (1,15) values = (1) (16,20) values = (0)
      (21,24) values = (1) ..
FA3 = WEEK-SCHEDULE (ALL)(1,24) values = (0) .

FANSON = SCHEDULE THRU AUG 24 (WD) FA1 (WEHI FA2
          THRU AUG 31 FA3
          THRU DEC 31 (WD) FA1 (WEHI FA2 ..

COOLSETPT = SCHEDULE THRU APR 30
              (ALL) (1,24) TEMP = (99.9)
          THRU OCT 31
              (WD) (1,9) TEMP = (23.9)
                  110.151 TEMP = (99.9)
                  (16,24) TEMP = (23.9)
              (WEHI (1,24) TEMP = (23.9)
          THRU DEC 31
              (ALL) (1,24) TEMP = (99.9) ..

COOLSCH = SCHEDULE THRU AUG 24 (WD) FA1 (WEHI FA2
          THRU AUG 31 FA3
          THRU DEC 31 (WD) FA1 IWEHI FA2 ..

$ DESCRIPCIÓN DE LA ZONA

CONTROL = ZONE-CONTROL
          DESIGN-COOL-T = --
          THERMOSTAT-TYPE = REVERSI-ACTION
          COOL-TEMP-SCH = COOLSETPT

CASA = ZONE
       ZONE-CONTROL = CONT
       SIZING-OPTION = ADJUST-LOADS .

$ DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

S-CONT = SYSTEM-CONTROL
        COOLING-SCHEDULE = COOLSCH
        COOL-CONTROL = COLDEST
        MIN-SUPPLY-T = 12.8 ..

AC-SYST = SYSTEM
        SYSTEM-TYPE = PSZ
        EVAP-CL-TYPE = INDIRECT-DIRECT
        EVAP-CL+M-SUP = TOGETHER
        COOLING-CAPACITY = 12000
        EVAP-CL-LIMIT-T = 39 SYSTEM-CONTROL = 'S-CONT
        DIRECT-EFF = 0.80 INDIR-EFF = 0.80
        MAX-HUMIDITY = 40 MAX-SUPPLY-T = 43.3
        MIN-SUPPLY-T = 12.8 MIN-OUTSIDE-AIR = 0.5
        EVAP-CL-AIR = 0.2 FAN-SCHEDULE = FANSON
        ZONE-NAMES = (CASA) ..

SYSTEMS-REPORT SUMMARY = (ALL-SUMMARY)
    HOURLY-DATA-SAVE-FORTIED
    REPORT-FREQUENCY-MONTHLY ..
$ ----- Monthly Reports -----
    OUT-SYS = REPORT-BLOCK VARIABLE-TYPE=AC-SYST
    VARIABLE-LIST=(32,70,47) ..
$
HRSCH SCHEDULE THRU APR 30 (ALL) (1,24) VALUES=(0)
                THRU OCT 31 (ALL) (1,24) VALUES=(1)
                THRU DEC 31 (ALL) (1,24) VALUES=(0) ..
LHR HOURLY-REPORT REPORT-SCHEDULE=HRSCH
REPORT-BLOCK= (OUT-SYS) ..

END ..
COMPUTE SYSTEMS ..
    
```

```

INPUT SYSTEMS INPUT-UNITS=METRIC OUTPUT-UNITS=METRIC ..

FA1 = DAY-SCHEDULE (1,7) values = (1) (8,16) values = (0)
      (17,24) values = (1) ..
FA2 = DAY-SCHEDULE (1,15) values = (1) (16,20) values = (0)
      (21,24) values = (1) ..
FA3 = WEEK-SCHEDULE (ALL) (1,24) values = (0)

FANSON = SCHEDULE THRU AUG 24 (WD) FA1 (WEH) FA2
          THRU AUG 31 FA3
          THRU DEC 31 (WD) FA1 (WEHI) FA2 ..

COOLSETPT = SCHEDULE THRU APR 30
              (ALL) 11.241 TEMP = (99.9)
              THRU OCT 31
              (WD) (1,9) TEMP = (23.9)
                  (10,15) TEMP = (99.9)
                  (16,24) TEMP = (23.9)
              (WEH) 11.241 TEMP = (23.9)
              THRU DEC 31 (ALL) (1,24) TEMP = (99.9)

COOLSCH = SCHEDULE THRU AUG 24 (WD) FA1 (WEHI) FA2
           THRU AUG 31 FA3
           THRU DEC 31 (WD) FA1 (WEH) FA2

$ DESCRIPCION DE LA ZONA

CONTROL = ZONE-CONTROL DESIGN-HEAT-T = 21.1
          DESIGN-COOL-T = 24.4
          THERMOSTAT-TYPE = REVERSE-ACTION
          COOL-TEMP-SCH = COOLSETPT

CASA = ZONE ZONE-CONTROL = CONTROL
       SIZING-OPTION = ADJUST-LOADS .

$ DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

S-CONT = SYSTEM-CONTROL COOLING-SCHEDULE = COOLSCH ..

AC-SYST = SYSTEM SYSTEM-TYPE = PTGSD
$ I am not Sure what is the correct value for max-supply-t
  SUPPLY-CFM = 2915
  SYSTEM-CONTROL = S-CONT
  MIN-OUTSIDE-AIR = 1.0
  FAN-CONTROL = SPEED
  HEAT-SOURCE = GAS-HYDRONIC
  MIN-CFM-RATIO = 1.0
  FAN-SCHEDULE = FANSON
  MAX-HUMIDITY = 40
  OA-CONTROL = FIXED
  HEATING-CAPACITY = -120000
  ZONE-NAMES = (CASA) .

SYSTEMS-REPORT SUMMARY = (ALL-SUMMARY)

HOURLY-DATA-SAVE=FORMATTED
REPORT-FREQUENCY=MONTHLY ..
$ ----- Monthly Reports -----
  OUT-SYS = REPORT-BLOCK VARIABLE-TYPE=AC-SYST
  VARIABLE-LIST=(32,70) ..
$
  HRSCH SCHEDULE THRU APR 30 (ALL) (1,24) VALUES=(0)
                THRU OCT 31 (ALL) (1,24) VALUES=(1)
                THRU DEC 31 (ALL) 11.241 VALUES=(0) .
  LHR HOURLY-REPORT REPORT-SCHEDULE-HRSCH
  REPORT-BLOCK= (OUT-SYS) ..

END ..
COMPUTE SYSTEMS ..

```

```

INPUT SYSTEMS INPUT-UNITS=METRIC OUTPUT-UNITS=METRIC

FA1 = DAY-SCHEDULE (1.71 values = (1) (8,16) values = (0)
(17,241 values = (1) ..
FA2 = DAY-SCHEDULE (1.15) values = (1) (16,20) values = (0)
,121,24) values = (1) ..
FA3 = WEEK-SCHEDULE (ALL)(1,24) values = (0)

FANSON = SCHEDULE THRU AUG 24 IWDI FA1 (WEH) FA2
THRU AUG 31 FA3
THRU DEC 31 IWDI FA1 (WEH) FA2 ..

COOLSETPT = SCHEDULE THRU APR 30
(ALL) (1,24) TEMP = (99.9)
THRU OCT 31
(WD) (1,9) TEMP = (23.9)
(10,151) TEMP = (99.9)
,116,241) TEMP = (123.9)
(WEHI (1,24) TEMP = (23.9)
THRU DEC 31
(ALL) (1,24) TEMP = (99.9) .

COOLSCH = SCHEDULE THRU AUG 24 (WD) FA1 (WEH) FA2
THRU AUG 31 FA3
THRU DEC 31 IWDI FA1 IWEHI FA2 ..

$ DESCRIPCIÓN DE LA ZONA

CONTROL = ZONE-CONTROL DESIGN-HEAT-T = 21.1
DESIGN-COOL-T = 24.4
THERMOSTAT-TYPE = REVERSE-ACTION ,
COOL-TEMP-SCH = COOLSETPT

CASA = ZONE ZONE-CONTROL = CONTROL
SIZING-OPTION = ADJUST-LOADS ..

$ DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

S-CONT = SYSTEM-CONTROL COOLING-SCHEDULE = COOLSCH

AC-SYST = SYSTEM SYSTEM-TYPE = EVAP-COOL
EVAP-CL-TYPE = INDIRECT-DIRECT
HEATING-CAPACITY = -120000
SUPPLY-FLOW = 2915
SYSTEM-CONTROL = S-CONT
DIRECT-EFF = 0.80
INDIR-EFF = 0.10
MAX-SUPPLY-T = 43.3
MIN-SUPPLY-T = 12.8
MIN-OUTSIDE-AIR = 1.0
FAN-SCHEDULE = FANSON
ZONE-NAMES = (CASA) ..

SYSTEMS-REPORT SUMMARY = (ALL-SUMMARY1

HOURLY-DATA-SAVE=FORMATTED
REPORT-FREQUENCY=MONTHLY .
$ ----- Monthly Reports -----
OUT-SYS = REPORT-BLOCK VARIABLE-TYPE=AC-SYST
VARIABLE-LIST=(32,70,47) ..
$
HRSCH SCHEDULE THRU APR 30 (ALL) (1,24) VALUES=(0)
THRU OCT 31 (ALL) (1,24) VALUES=ill
THRU DEC 31 (ALL) (1,24) VALUES=(0) ..
LHR HOURLY-REPORT REPORT-SCHEDULE-NRSCH
REPORT-BLOCK= (OUT-SYS) ..

END ..
COMPUTE SYSTEMS ..

```

INPUT SYSTEMS INPUT-UNITS=METRIC OUTPUT-UNITS=METRIC

FA1 = DAY-SCHEDULE (1,7) values = (1) (8,16) values = (0)
 (17,24) values = (1)..
 FA2 = DAY-SCHEDULE (1,15) values = (1) (16,20) values = (0)
 (21,24) values = (1) ..
 FA3 = WEEK-SCHEDULE (ALL)(1,24) values = (0) ..

FANSON = SCHEDULE THRU AUG 24 (WD) FA1 (WEH) FA2
 THRU AUG 31 FA3
 THRU DEC 31 (WD) FA1 (WEH) FA2 ..

COOLSETPT = SCHEDULE THRU APR 30
 (ALL) (1,24) TEMP = (99.9)
 THRU OCT 31
 (WD) (1,9) TEMP = (23.9)
 (10,15) TEMP = (99.9)
 (16,24) TEMP = (23.9)
 (WEH) (1,24) TEMP = (23.9)
 THRU DEC 31
 (ALL) (1,24) TEMP = (99.9)

COOLSCH = SCHEDULE THRU AUG 24
 (WD) FA1 (WEH) FA2
 THRU AUG 31
 FA3
 THRU DEC 31
 IWDI FA1 (WEH) FAZ ..

\$ DESCRIPCIÓN DE LA ZONA

CONTROL = ZONE-CONTROL DESIGN-HEAT-T = 21.1
 DESIGN-COOL-T = 24.4
 THERMOSTAT-TYPE = REVERSE-ACTION
 COOL-TEMP-SCH = COOLSETPT
 CASA - ZONE ZONE-CONTROL = CONTROL
 SIZING-OPTION = ADJUST-LOADS ..

\$ DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

S-CONT = SYSTEM-CONTROL COOLING-SCHEDULE = COOLSCH ..
 C-SYST = SYSTEM SYSTEM-TYPE = PSZ
 SYSTEM-CONTROL = S-CONT
 MAX-HUMIDITY = 40
 MAX-SUPPLY-T = 43.3
 MIN-SUPPLY-T = 12.8
 MIN-OUTSIDE-AIR = 0.5
 FAN-SCHEDULE = FANSON
 ZONE-NAMES = (CASA)

SYSTEMS-REPORT SUMMARY = (ALL-SUMMARY)

HOURLY-DATA-SAVE=FORMATTED
 REPORT-FREQUENCY=MONTHLY ..

\$ ----- Monthly Reports -----

OUT-SYS = REPORT-BLOCK VARIABLE-TYPE=AC-SYST
 VARIABLE-LIST=(32,70,47) ..

\$

HRSCH SCHEDULE THRU APR 30 (ALL) (1,24) VALUES=(0)
 THRU OCT 31 (ALL) (1,24) VALUES=(1)
 THRU DEC 31 (ALL) (1,24) VALUES=(0) ..
 LHR HOURLY-REPORT REPORT-SCHEDULE-HRSCH
 REPORT-BLOCK= (OUT-SYS) ..

END ..
 COMPUTE SYSTEMS ..

```

INPUT SYSTEMS INPUT-UNITS=METRIC OUTPUT-UNITS=METRIC

FA1 = DAY-SCHEDULE (1,7) values = (1) (8,16) values = (0)
      (17,24) values = (1)..
FA2 = DAY-SCHEDULE (1,15) values = (1) (16,201) values = (0)
      (21,24) values = (1) ..
FA3 = WEEK-SCHEDULE , (ALL)(1,24) values = (0)

FANSON = SCHEDULE THRU AUG 24 (WD) FA1 IWEHI FA2
          THRU AUG 31 FA3
          THRU DEC 31 (WD) FA1 (WEH) FA2 ..

COOLSETPT = SCHEDULE THRU APR 30
              (ALL) (1,24) TEMP = (99.9)
              THRU OCT 31
              (WD) (1,9) TEMP = 123.9)
              (10,15) TEMP = (99.9)
              (16,24) TEMP = (23.9)
              (WEH) 11,241 TEMP = (23.9)
              THRU OEC 31
              (ALL) (1,24) TEMP = (99.9) ..

COOLSCH = SCHEDULE THRU AUG 24 (WD) FA1 (WEH) FA2
           THRU AUG 31 FA3
           THRU DEC 31 (WD) FA1 (WEH) FA2 ..

    $ DESCRIPCIÓN DE LA ZONA

CONTROL = ZONE-CONTROL DESIGN-HEAT-T = 21.1
          DESIGN-COOL-T = 24.4
          THERMOSTAT-TYPE = REVERSE-ACTION
          COOL-TEMP-SCH = COOLSETPT ..

CASA = ZONE ZONE-CONTROL = CONTROL
       SIZING-OPTION = ADJUST-LOADS

    $ DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

S-CONT = SYSTEM-CONTROL COOLING-SCHEDULE = CODLSCH

AC-SYST = SYSTEM SYSTEM-TYPE = EVAP-COOL
          EVAP-CL-TYPE = INDIRECT-DIRECT
          HEATING-CAPACITY = -120000
          SUPPLY-FLOW = 2915
          SYSTEM-CONTROL = S-CONT
          DIRECT-EFF = 0.80
          INDIR-EFF = 0.80
          MAX-SUPPLY-T = 43.3
          MIN-SUPPLY-T = 12.8
          MIN-OUTSIDE-AIR = 1.0
          FAN-SCHEDULE = FANSON
          ZONE-NAMES = (CASA)

SYSTEMS-REPORT SUMMARY = (ALL-SUMMARY)

    HOURLY-DATA-SAVE=FORMATTED
    REPORT-FREQUENCY=MONTHLY ..
    $ ----- Monthly Reports -----
    OUT-SYS = REPORT-BLOCK VARIABLE-TYPE=AC-SYST
    VARIABLE-LIST=(32,70,47) ..
    $
    HRCCH SCHEDULE THRU APR 30 (ALL) (1,24) VALUES=(0)
                  THRU OCT 31 (ALL) (1,24) VALUES=(1)
                  THRU DEC 31 (ALL) (1,241) VALUES=(0) ..
    LHR HOURLY-REPORT REPORT-SCHEDULE=HRSCH
    REPORT-BLOCK= (OUT-SYS) ..

END ..
COMPUTE SYSTEMS ...
    
```

INPUT SYSTEMS INPUT-UNITS=METRIC OUTPUT-UNITS=METRIC ..

FA1 = DAY-SCHEDULE (1,7) values = (1) (8,16) values = (0)
 (17,241 values = (1)..
 FA2 = DAY-SCHEDULE (1,15) values = (1) (16,20) values = 101
 (21,241 values = (1) ..
 FA3 = WEEK-SCHEDULE (ALL) (1,241 values = (0) ..

FANSON = SCHEDULE THRU AUG 24 (WD) FA1 (WEH) FA2
 THRU AUG 31 FA3
 THRU DEC 31 (WD) FA1 (WEH) FA2 ..

COOLSETPT = SCHEDULE THRU APR 30 (ALL) (1,24) TEMP = (99.9)
 THRU OCT 31 (WD) (1,9) TEMP = (23.9)
 (10,151 TEMP = 199.91
 (16,241 TEMP = 123.91
 (WEH) (1,241 TEMP = (23.9)
 THRU DEC 31 (ALL) (1,24) TEMP = (99.9) ..

COOLSCH = SCHEDULE THRU AUG 24 (WD) FA1 (WEH) FA2
 THRU AUG 31 FA3
 THRU DEC 31 (WD) FA1 (WEH) FA2 .

HVAC-FAN = SCHEDULE THRU AUG 24 (WD) FA1 IWEHI FA2
 THRU AUG 31 FA3
 THRU DEC 31 (WD) FA1 (WEH) FA2

§ DESCRIPCIÓN DE LA ZONA

CONTROL = ZONE-CONTROL DESIGN-HEAT-T = 21.1
 DESIGN-COOL-T = 24.4
 THERMOSTAT-TYPE = REVERSE-ACTION
 COOL-TEMP-SCH = COOLSETPT ..

CASA = ZONE ZONE-CONTROL = CONTROL
 SIZING-OPTION = ADJUST-LOADS

§ DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

S-CONT = SYSTEM-CONTROL COOLING-SCHEDULE = COOLSCH
 AC-SYST = SYSTEM SYSTEM-TYPE = PSZ
 MAX-SUPPLY-T = 43.3 SYSTEM-CONTROL = S-CONT
 MIN-SUPPLY-T = 12.8 MIN-OUTSIDE-AIR = 0.5
 MAX-HUMIDITY = 40 FAN-SCHEDULE = FANSON
 HEAT-SOURCE = HEAT-PUMP CONDENSER-TYPE = WATER-COOLED
 ZONE-NAMES = (CASA) ..

P1 = PLANT-ASSIGNMENT

TWR-SCH = HVAC-FAN TWR-SETPT-T = 26.666
 TWR-SETPT-CTRL = FIXED-TEMP TWR-CAP-CTRL = ONE-SPEED-FAN
 TWR-CELL-CTRL = MIN-CELLS
 SYSTEM-NAMES = (AC-SYST) ..

SYSTEMS-REPORT SUMMARY = (ALL-SUMMARY)

HOURLY-DATA-SAVE=FORMATTED
 REPORT-FREQUENCY=MONTHLY ..

§ ----- Monthly Reports -----

OUT-SYS = REPORT-BLOCK VARIABLE-TYPE=AC-SYST
 VARIABLE-LIST=(32,70,47) .

§

HRSCH SCHEDULE THRU APR 30 (ALL) (1,24) VALUES=(0)
 THRU OCT 31 (ALL) (1,24) VALUES=(1)
 THRU DEC 31 (ALL) (1,24) VALUES=(0) ..

LHR HOURLY-REPORT REPORT-SCHEDULE=HRSCH
 REPORT-BLOCK= (OUT-SYS) ..

END ..

COMPUTE SYSTEMS

“La peor derrota de una persona es cuando pierde su entusiasmo.”

H. W. Arnold