



# UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES ARAGÓN

INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA

## METODOLOGÍA DE CÁLCULO DE BALANCE TÉRMICO DE EDIFICIOS DE USO NO RESIDENCIAL.

# T E S I S

PARA OBTENER EL TÍTULO DE :  
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA  
P R E S E N T A :  
FLORES GIL HÉCTOR

ASESOR: M. en I. DAVID FRANCO MARTÍNEZ.

NEZAHUALCÓYOTL, ESTADO DE MÉXICO.

NOVIEMBRE DE 2011.



FES Aragón



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

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

## **Dedicatoria.**

A mi madre con amor, el mismo con que colmo nuestras vidas de felicidad.

A mi abuelo Marcos con amor, admiración y respeto.

Gracias por sembrar en mí sus valores y la semilla de la superación.

En su memoria.

## **Agradecimientos.**

A Dios por estar presente en todo momento, por la posibilidad de estar aquí y con ello la oportunidad cada día de ser mejor persona, por darme el amor, la salud, y la fortuna de rodearme de personas magnificas: mis hermanos, mi novia, mis amigos, y las personas que me han brindado su apoyo.

A mis hermanos, con quienes comparto este logro y la materialización de los sueños y anhelos, los mismos por los que mi madre lucho siempre en busca de condiciones para hacerlos realidad; siendo ellos extensión de ese amor incondicional siempre un apoyo presente para mí.

A la Universidad Nacional Autónoma de México por ser una institución maravillosa y darme la oportunidad de vivir una de las mejores experiencias de mi vida, ser universitario.

A todos mis profesores de esta Facultad por su vocación, compromiso, conocimiento y experiencia, que en algún momento dio lugar a la motivación y entusiasmo de ser ingeniero.

A mi director de tesis M. en I. David Franco Martínez por su paciencia y desinteresado apoyo para la elaboración y buen término de este trabajo.

A los profesores miembros del sínodo por su disposición en la revisión del presente.

Gracias.

**METODOLOGÍA DE CÁLCULO DE BALANCE TÉRMICO  
DE EDIFICIOS DE USO NO RESIDENCIAL.**

**Índice.**

<b>Introducción.....</b>	<b>1</b>
<b>Objetivo.....</b>	<b>4</b>
<b>Nomenclatura. ....</b>	<b>5</b>
<b>Capítulo 1.....</b>	<b>10</b>
<b>1. Conceptos generales de balance térmico.....</b>	<b>11</b>
1.1. Sistema de medición.....	11
1.1.1. Sistema internacional de unidades.....	11
1.2. Termodinámica. ....	14
1.2.1. Energía.....	14
1.2.1.1. Energía interna. ....	15
1.2.1.2. Calor. ....	15
1.2.1.2.1. Calor sensible. ....	15
1.2.1.2.2. Calor latente.....	15
1.2.1.2.3. Calor específico. ....	15
1.2.1.3. Temperatura y sus escalas.....	17
1.2.1.4. Propiedades termodinámicas. ....	18
1.2.1.4.1. Propiedades intensivas. ....	18
1.2.1.4.2. Propiedades extensivas. ....	18
1.2.1.5. Ley cero de la termodinámica.....	18
1.2.1.6. Primera Ley de la Termodinámica. ....	19
1.2.1.7. Segunda Ley de la termodinámica. ....	20
1.2.1.8. Entalpía. ....	21
1.2.1.9. Entropía. ....	22

1.3. Transferencia de calor. ....	22
1.3.1. Mecanismos de transferencia de calor. ....	23
1.3.1.1. Conducción. ....	23
1.3.1.1.1. Conductividad térmica. ....	25
1.3.1.1.2. Difusividad térmica. ....	26
1.3.1.2. Convección. ....	27
1.3.1.3. Radiación. ....	30
1.3.1.4. Mecanismos simultáneos de transferencia de calor. ....	34
1.4. Psicrometría. ....	36
1.4.1. Carta psicrométrica. ....	36
1.4.2. Propiedades del aire húmedo. ....	37
1.4.3. Procesos psicrométricos. ....	40
1.4.4. Factor by-pass. ....	41
1.4.5. Factor de calor sensible. ....	42
1.4.6. Cantidad de aire necesario. ....	42
<b>Capítulo 2. ....</b>	<b>44</b>
<b>2. Sistemas de climatización. ....</b>	<b>45</b>
2.1. Climatización. ....	45
2.2. Sistemas. ....	46
2.3. Calefacción. ....	48
2.3.1. Sistemas de calefacción. ....	48
2.3.2. Equipo. ....	50
2.4. Refrigeración. ....	51
2.4.1. Refrigerador. ....	52
2.4.2. Coeficiente de funcionamiento. ....	53
2.4.3. Bomba de calor. ....	53
2.5. Regulación de humedad. ....	55
2.6. Purificación o limpieza. ....	56

2.7. Distribución.....	57
2.7.1. Ventilación.....	57
2.7.1.1. Sistemas de ventilación ambiental.....	57
2.7.1.2. Ventiladores.....	58
2.8. Control.....	58
2.8.1. Secuencia de control.....	59
<b>Capítulo 3.....</b>	<b>60</b>
<b>3. Transferencia de calor en envolvente del edificio.....</b>	<b>61</b>
3.1. Radiación solar.....	61
3.1.1. Movimiento de la tierra alrededor del Sol.....	62
3.1.2. Los horarios.....	65
3.1.3. Ángulos solares.....	67
3.1.4. Irradiación solar.....	72
3.2. Transmisión de calor a través de la ventanería.....	78
3.2.1. Coeficientes de ganancia de calor solar.....	80
3.2.2. Coeficientes de sombreado.....	82
3.2.3. Sombreado exterior.....	84
3.3. Transmisión de calor a través de muros.....	86
3.3.1. Conductancia.....	88
3.3.1.1. Conductancia unitaria.....	88
3.3.2. Resistencia térmica.....	88
3.3.2.1. Analogía resistencia térmica – resistencia eléctrica.....	90
3.3.2.2. Red de resistencias térmicas.....	90
3.3.2.3. Resistencia térmica unitaria.....	93
3.3.3. Resistividad térmica.....	94
3.3.4. Coeficiente global de transferencia de calor U.....	95
3.3.5. Transmisión ganancia-pérdida de calor.....	95
3.3.5.1. Resistencia térmica unitaria de una pared compuesta de capas paralelas homogéneas.....	96
3.3.5.2. Resistencia térmica unitaria de una pared no homogénea.....	97

3.4. Temperaturas. ....	99
3.4.1. Temperatura seca. ....	99
3.4.2. Temperatura húmeda. ....	100
3.4.3. Temperatura equivalente exterior. ....	100
3.4.3.1. Terreno. ....	100
3.4.3.2. Local acondicionado a temperatura diferente y constante. ....	100
3.4.3.3. Recinto no acondicionado. ....	100
3.4.3.4. Ambiente exterior. ....	101
3.5. Viento. ....	104
<b>Capítulo 4. ....</b>	<b>105</b>
<b>4. Metodología. ....</b>	<b>106</b>
4.1. Efectos y comportamientos que anteceden al balance térmico. ....	107
4.1.1. Ganancia de calor. ....	107
4.1.2. Carga de enfriamiento. ....	107
4.1.3. Tasa de extracción de calor. ....	109
4.2. Consideraciones para la determinación de la carga de enfriamiento. ....	110
4.2.1. Zonificación. ....	110
4.2.1.1. Radiación solar. ....	111
4.2.1.2. Horarios de uso. ....	112
4.2.1.3. Disipaciones térmicas internas. ....	112
4.3. Diferentes cálculos de la carga de refrigeración. ....	113
4.3.1. Para cada habitación individualizada, local o cuarto. ....	113
4.3.2. Para cada zona. ....	113
4.3.3. Para todo el edificio o instalación. ....	113
4.4. Ganancia de calor a través de la envolvente del edificio. ....	114
4.4.1. Ganancia de calor a través de muros. ....	116
4.4.1.1. Ganancia de calor en muros de una sola capa. ....	118
4.4.1.2. Ganancia de calor en muros de varias capas. ....	124
4.4.1.3. Solución General. ....	130

4.4.1.4. Resumen y procedimiento. ....	132
4.4.2. Ganancia de calor a través de superficies transparentes (ventanería). ....	134
4.4.2.1. Causada por la radiación. ....	134
4.4.2.2. Causada por conducción. ....	135
4.5. Ganancias de calor interior. ....	135
4.5.1. Ocupación. ....	135
4.5.2. Iluminación. ....	138
4.5.3. Equipo misceláneo. ....	140
4.5.4. Infiltración o fuga de aire. ....	144
4.6. Selección del método de cálculo. ....	150
4.7. Elementos de análisis para la elaboración del proyecto de climatización. ....	151
4.8. Herramientas de cálculo. ....	153
4.9. Aplicación de la metodología de cálculo de balance térmico para proyectar el sistema de climatización de las Oficinas Centrales de Grupo Platinum. ....	154
4.9.1. Descripción del proyecto, datos y características. ....	155
4.9.2. Resultados y análisis. ....	161
4.9.3. Conclusión sobre los resultados. ....	162
<b>Conclusiones. ....</b>	<b>165</b>
<b>Bibliografía. ....</b>	<b>168</b>
<b>Anexos. ....</b>	<b>172</b>
Planos del caso de estudio. ....	172
Reportes de TRACE 700. ....	172

## **Introducción.**

En un edificio o construcción el calor puede representar un serio problema cuando no se hacen las consideraciones necesarias desde su proyecto para un adecuado control y manejo del mismo. Ya sea generado desde su interior o debido a la ganancia a través de los materiales con el que está construida su envolvente que puede facilitar o limitar la transferencia hacia su interior, debe encontrarse el equilibrio de esta energía para lograr condiciones adecuadas del aire interior en beneficio de las personas que realizarán sus actividades, los procesos industriales, los equipos y los materiales que se encuentren dentro de acuerdo al uso que tendrá el edificio.

Es así que el balance térmico es un cálculo muy importante que debe realizarse con el cuidado que exige su alcance, pues tiene repercusiones que van más allá de la calidad del aire del ambiente interior, pues de estos cálculos depende también uno de los principales presupuestos que se tienen del costo de inversión y operación de la construcción.

Este trabajo se desarrolla con cuatro capítulos, que si bien dan una idea de los aspectos y conceptos involucrados para la realización del balance térmico de un proyecto, cada tema involucra una gran cantidad de información por sí mismo. Es importante para el ingeniero proyectista de instalaciones de climatización que conozca los fenómenos y sus principios teóricos, además de los estándares y normativas existentes del área pues el uso de la información que ha derivado de la experiencia e investigaciones a través de los años es imprescindible para el adecuado desarrollo de un proyecto.

A través del tiempo se han realizado estudios serios sobre el cálculo para determinar el balance térmico, pasando de los métodos que pueden realizarse de forma manual con el apoyo de tablas, hasta esos mismos métodos y los aun más laboriosos, solo realizables en cuestión práctica con la ayuda de una computadora. Pero lo más importante en la ejecución del cálculo de balance térmico sea cual sea el método que se elija, es conocer los parámetros que intervienen en la variación de las ganancias y pérdidas de calor, así como la comprensión de los conceptos físicos involucrados, pues esto derivara en un buen juicio respecto a los resultados que se obtengan.

El primer capítulo “Conceptos generales de balance térmico” presenta un resumen de los conceptos de termodinámica, transferencia de calor y psicrometría que son fundamentales en el estudio de la climatización, y que sería inconcebible no mencionar en este trabajo, además de las magnitudes y el sistema internacional de medición.

En el segundo capítulo “Sistemas de Climatización” se define a la climatización para conocer su alcance y comprender porque se adopta este término cuando se refiere a obtener confort en espacios cerrados. Aquí se mencionan los elementos que de manera individual realizan una función para lograr las condiciones requeridas en el interior de la construcción. La clasificación de los subsistemas que se presenta en este capítulo describe con tres importantes entidades el sistema de climatización.

Durante el tercer capítulo “Transferencia de calor en envolvente del edificio” se describen los parámetros a considerar y las bases para comprender el fenómeno de la transferencia de calor a través de muros, ventanas, y domos que conforman la envolvente de la construcción. La exposición de estos materiales con el ambiente exterior implica una variación constante de las condiciones en que se encuentran y por lo tanto repercute de manera directa en los mecanismos de transferencia de calor presentes sea por conducción, convección o radiación, los cuales hay que considerar anticipadamente en los cálculos para llegar a un adecuado balance térmico.

El cuarto capítulo “Metodología” presenta el procedimiento del cálculo para obtener el balance térmico del caso de estudio en el cual se pretenda proyectar el sistema de climatización solo frío. Iniciando con la descripción de los efectos térmicos que anteceden al balance energético del sistema edificio, se pasa a las consideraciones para iniciar con el cálculo que es la zonificación del edificio o construcción de acuerdo con sus características particulares. Posteriormente se presenta un método por respuesta a la frecuencia para obtener la ganancia de calor instantáneo con efecto transitorio creado por la variación horaria de la radiación solar que incide en un muro.

También se menciona el cálculo de las ganancias de calor interior, las consideraciones a tener en cuenta y los elementos de análisis para la elaboración del proyecto de climatización, el cual inicia con el cálculo de balance térmico.

Finalmente se presenta el caso de aplicación para proyectar el sistema de climatización de las oficinas centrales de Grupo Platinum que se ubican en la ciudad de Guadalajara Jalisco, donde los cálculos son realizados con el Método de Series de Tiempo Radiante (RTS) haciendo uso de la herramienta de análisis llamada Trace 700 de la marca TRANE fabricante de equipos de acondicionamiento ambiental.

Al final se anexan planos y los reportes con los resultados del análisis para obtener el balance térmico del caso de aplicación, teniendo absoluta confianza de que la información que se presenta nos permitirá iniciar con la propuesta para la instalación del sistema de climatización. Estos resultados se resumen en la sección 4.9.3. Resultados y análisis, y se discuten en 4.9.4. Conclusión sobre los resultados.

## **Objetivo.**

Describir el proceso de cálculo de balance térmico para edificios de uso no residencial que será la base para proyectar el sistema de climatización que brinde condiciones adecuadas del aire para el confort humano y los procesos industriales que se realicen al interior.

Al final, a partir de un caso de aplicación debe demostrarse que la correcta aplicación del proceso de cálculo descrito permitirá contar con la información necesaria para proyectar el sistema de climatización solo frío de la construcción de estudio.

## Nomenclatura.

ASHGF	– Factor de ganancia de calor solar absorbido	
$CDF_R$	– Coeficiente de funcionamiento de refrigeración	
$CDF_{BC}$	– Coeficiente de funcionamiento de bomba de calor	
F.C.S.	– Factor de calor sensible	
$G$	– Irradiación total o irradiación global	[ W/m <sup>2</sup> ]
$G_D$	– Radiación directa	[ W/m <sup>2</sup> ]
$G_d$	– Radiación difusa	[ W/m <sup>2</sup> ]
$G_{ND}$	– Radiación directa perpendicular	[ W/m <sup>2</sup> ]
$G_R$	– Irradiación reflejada	[ W/m <sup>2</sup> ]
$G_{sc}$	– Constante solar promedio	
$G_{tH}$	– Radiación total sobre una superficie horizontal	[ W/m <sup>2</sup> ]
$P$	– Presión	[ kPa ]
$S$	– Entropía total	[ kJ/K ]
SC	– Coeficiente de sombreado	
SHGC	– Coeficiente de ganancia de calor solar	
SHGF	– Factores de ganancia de calor solar	
TSHGF	– Factor de ganancia de calor solar transmitido	
$V$	– Flujo volumétrico o gasto volumétrico	[ m <sup>3</sup> /s ]
$W$	– Trabajo	[ kJ ]
$h$	– Coeficiente de transferencia de calor por convección	[ W/m <sup>2</sup> ·°C ]
$h_{combinado}$	– Coeficiente combinado de transferencia de calor	[ W/m <sup>2</sup> ·°C ]
hr	– Humedad relativa, porcentaje o fracción	
$s$	– Entropía específica	[ kJ/kg·K ]

$A$	— Área	[ m <sup>2</sup> ]
$C$	— Calor específico	[ kJ/kg·K ]
$C$	— Conductancia	[ W/°C ]
$C_p$	— Calor específico a presión constante	[ kJ/kg·K ]
$C_{prom}$	— Calor específico promedio	[ kJ/kg·K ]
$C_v$	— Calor específico a volumen constante	[ kJ/kg·K ]
$E$	— Energía total	[ kJ ]
$F$	— Amplitud de la variación senoidal	[ °C ], [ K ]
$F_{ws}$	— Factor de configuración de pared	
$P$	— Periodo	[ h ]
$P_v$	— Presión parcial del vapor de agua	[ kPa ]
$P_d$	— Presión de saturación del vapor de agua	[ kPa ]
$Q$	— Transferencia de calor total	[ kJ ]
$\dot{Q}$	— Velocidad de transferencia de calor	[ kW ]
$Q_s$	— Cambio de calor sensible del aire	[ W ]
$Q_t$	— Calor total	[ W ]
$R$	— Resistencia térmica	[ °C/W ]
$T$	— Temperatura	[ °C ], [ K ]
$T_{sa}$	— Temperatura sol-aire media.	[ °C ], [ K ]
$T_i$	— Temperatura interior constante	[ °C ], [ K ]
$T_e$	— Valor medio de la temperatura exterior	[ °C ], [ K ]
$T_{wa}$	— Temperatura de saturación adiabática	[ °C ], [ K ]
$U$	— Coeficiente de transferencia total de calor	[ W/m <sup>2</sup> ·K ]
$U$	— Energía interna total	[ kJ ]
$V$	— Volumen total	[ m <sup>3</sup> ]
$V$	— Velocidad	[ m/s ]
$W$	— Peso específico	[ kg / m <sup>3</sup> ]
$W_v$	— Humedad específica de una mezcla no saturada	[ kg <sub>v</sub> / kg <sub>a</sub> ]

$W_d$	— Humedad específica de una mezcla saturada	[kg <sub>v</sub> / kg <sub>a</sub> ]
$d$	— Peso específico del aire en condiciones normales	[ kg/m <sup>3</sup> ]
$d$	— Declinación solar	
$d_d$	— Humedad absoluta o densidad de mezcla saturada	[ kg/m <sup>3</sup> ]
$d_v$	— Humedad absoluta o densidad de mezcla no saturada	[ kg/m <sup>3</sup> ]
$h$	— Entalpía específica, $u + Pv$	[ kJ/kg ]
$h$	— Ángulo horario	
$h_L$	— Entalpía del vapor de agua	[ kJ/kg <sub>a</sub> ]
$h_s$	— Entalpía del aire seco	[ kJ/kg ]
$k$	— Conductividad térmica	[ W/m·°C ]
$l$	— Latitud	
$m$	— Masa	[ kg ]
$m_a$	— Masa del aire seco	[ kg <sub>a</sub> ]
$m_v$	— Masa del vapor de agua	[ kg <sub>v</sub> ]
$q$	— Aire infiltrado	[ m <sup>3</sup> /h ]
$q$	— Transferencia de calor por unidad de masa	[ kJ/kg ]
$q_L$	— Calor latente	[ W ]
$q_s$	— Calor sensible	[ W ]
$\dot{q}$	— Flujo de calor	[ W/m <sup>2</sup> ]
$\dot{q}_{TSHG}$	— Ganancia de calor solar transmitido	[ W/m <sup>2</sup> ]
$\dot{q}_{ASHG}$	— Calor solar absorbido	[ W/m <sup>2</sup> ]
$t$	— Instante de tiempo	[ h ]
$u$	— Energía interna específica	[ kJ/kg ]
$v$	— Volumen específico	[ m <sup>3</sup> /kg ]
$w_n$	— Frecuencia	[ rad ]

### Letras griegas

$\alpha$	— Difusividad térmica	[ m <sup>2</sup> /s ]
$\alpha$	— Absortividad, radiación incidente absorbida	

$\beta$	— Altura solar	
$\gamma$	— Acimut solar de pared	
$\Delta$	— Cambio finito en la cantidad	
$\delta$	— Declinación solar en grados	
$\varepsilon$	— Emisividad, efectividad del intercambiador de calor	
$\theta$	— Ángulo de incidencia solar	
$\rho$	— Densidad	[ kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho$	— Reflejanca, radiación incidente reflejada	
$\sigma$	— Constante de Stefan-Boltzmann	
$\tau$	— Transmitancia, radiación incidente transmitida	
$\Phi$	— Humedad relativa, porcentaje o fracción	
$\varphi$	— Acimut solar	
$\varphi$	— Desfase	[ h ]
$\psi$	— Cenit del sol	

### Subíndices

$1$	— Estado inicial o de entrada
$2$	— Estado final o de salida
$\infty$	— Lejos de una superficie
$a$	— Aire seco
$abs$	— Absorbida
$alr$	— Alrededores
$bh$	— Bulbo húmedo
$bs$	— Bulbo seco
$cond$	— Conducción
$conv$	— Convección
$d$	— Vapor saturado
$emitida,máx$	— Máxima emitida
$ent$	— Estado inicial o de entrada
$H$	— Alto o mayor
$L$	— Bajo o menor
$rad$	— Radiación

<i>ref</i>	— Reflejada
<i>s</i>	— Superficie
<i>sal</i>	— Estado final o de salida
<i>sistema</i>	— Estado del sistema
<i>prom</i>	— Promedio
<i>t</i>	— Total
<i>v</i>	— Vapor de agua
<i>w</i>	— Rocío

### **Superíndices**

- — Cantidad por unidad de tiempo

### **Abreviaturas**

ASHRAE	— American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers
CENAM	— Centro Nacional de Metrología
DST	— Horario de verano
EOT	— Ecuación del tiempo
LCT	— Hora local civil
LST	— Hora local solar
UTC	— Tiempo universal coordinado



# Capítulo 1.

CONCEPTOS GENERALES DE BALANCE  
TÉRMICO.

## **1. Conceptos generales de balance térmico.**

Que mejor para iniciar este trabajo que retomar los conceptos de la ciencia que permite comprender los fenómenos del mundo real en los que interviene el calor como manifestación de la energía presente en el entorno en que vivimos y desarrollamos nuestras actividades, y que propiamente dicho, esta manifestación al igual que nosotros mismos solo es parte de un todo en el universo concebido como energía.

Se comienza haciendo mención de las magnitudes, y del sistema internacional de unidades continuando con la termodinámica para posteriormente pasar a la transferencia de calor y la psicrometría que nos facilitan la comprensión y que sobre todo sirve como referencia inmediata de algunos de los puntos que se tratan en este trabajo.

Es preciso mencionar que todos y cada uno de los temas merecen atención especial por su importancia en la materia, aunque aquí solo se presenten de la manera más sencilla y breve que fue posible.

### **1.1. Sistema de medición.**

En el caso particular de nuestro país, donde el sistema de medición oficial es el Métrico Decimal, existe una gran influencia del sistema inglés por la cercanía con Estados Unidos, donde se usa el sistema inglés. Esta influencia se debe principalmente a la importación de tecnología y literatura. Este sistema tiende a desaparecer y se pretende que sea el métrico el único que se use en el mundo, y como es de esperarse este proceso de cambio aun llevara algunos años más. Aunque los fabricantes hoy en día ya presentan su información en sistema métrico, por comodidad el usuario aun demanda esa misma información en el sistema inglés de unidades, forma por demás curiosa.

#### **1.1.1. Sistema internacional de unidades.**

*El "SI" es el primer sistema de unidades de medición compatible, esencialmente completo y armonizado internacionalmente, está fundamentado en 7 unidades de base, cuya materialización y reproducción objetiva de los patrones correspondientes, facilita a todas las naciones que la adopten, la estructuración de sus sistemas metrológicos a los más altos niveles de exactitud. Además, al compararlo con otros sistemas de unidades, se*

*manifiestan otras ventajas entre las que se encuentran la facilidad de su aprendizaje y la simplificación en la formación de las unidades derivadas.*[13]

Es necesario en el ejercicio de nuestro trabajo de ingeniería contemplar y conocer la Norma Oficial Mexicana: NOM-008-SCFI-2002 Sistema General de unidades de medida, que establece las definiciones, símbolos y reglas de escritura de las unidades del mismo. La tabla 1.1 nos facilita la presentación de las unidades del S.I. haciendo referencia a la magnitud a la que corresponde.

**Tabla 1.1.** Nombres y símbolos de unidades base del Sistema Internacional.

Magnitud	Unidad	Símbolo
Longitud	Metro	m
Masa	kilogramo	kg
Tiempo	segundo	s
Corriente eléctrica	Ampere	A
Temperatura	Kelvin	K
Cantidad substancia	Mol	mol
Intensidad luminosa	Candela	cd

Fuente: NOM-008-SCFI-2002.

Las tablas 1.2 y 1.3 presentan ejemplos de las unidades derivadas expresadas en función de las unidades fundamentales, la última con nombres especiales.

En el desarrollo de este trabajo se irán presentando unidades del sistema inglés que hacen referencia a magnitudes mencionadas en estas tablas, tratando de presentar su equivalencia para el S.I. en la manera de lo posible. Solo es obligado el recordar y hacer énfasis en el uso del sistema que nos rige a través de la Norma Oficial Mexicana, aunque no por ello se dejaran de presentar resultados en el sistema inglés.

**Tabla 1.2.** Unidades derivadas expresadas en función de las unidades fundamentales del S.I.

Magnitud	Unidad	Símbolo
Superficie	metro cuadrado	m <sup>2</sup>
Volumen	metro cúbico	m <sup>3</sup>
Velocidad	metro por segundo	m/s
Aceleración	metro por segundo cuadrado	m/s <sup>2</sup>
Número de ondas	metro a la menos uno	m <sup>-1</sup>
Masa volúmica, densidad	kilogramo por metro cúbico	kg/m <sup>3</sup>
Volumen específico	metro cúbico por kilogramo	m <sup>3</sup> /kg
Densidad de corriente	ampere por metro	A/m <sup>2</sup>
Intensidad de campo eléctrico	ampere por metro	A/m
Concentración, cantidad de sustancia	mol por metro cúbico	mol/m <sup>3</sup>
Luminancia	candela por metro cuadrado	cd/ m <sup>2</sup>

Fuente: NOM-008-SCFI-2002.

**Tabla 1.3.** Unidades derivadas del S.I. que tienen nombre y símbolo especial.

Magnitud	Nombre	Símbolo	en unidades del S.I. base	En otras unidades del S.I.
Frecuencia	Hertz	Hz	s <sup>-1</sup>	
Fuerza	Newton	N	kg·m/s <sup>2</sup>	
presión, tensión mecánica	Pascal	Pa	kg/m·s <sup>2</sup>	N/m <sup>2</sup>
trabajo, energía,	Joule	J	m <sup>2</sup> ·kg/s <sup>2</sup>	N·m
potencia, flujo energético	Watt	W	m <sup>2</sup> ·kg/s <sup>3</sup>	J/m
carga eléctrica,	coulomb	C	s·A	
diferencia de potencial	volt	V	m <sup>2</sup> ·kg/ s <sup>3</sup> ·A	W/A
capacidad eléctrica	Farad	F	A <sup>2</sup> ·s <sup>4</sup> /m <sup>2</sup> ·kg	C/V
resistencia eléctrica	Ohm	Ω	m <sup>2</sup> ·kg/ s <sup>3</sup> ·A <sup>2</sup>	V/A
temperatura Celsius	grado Celsius	°C		K
Entropía	joule por kelvin	S	m <sup>2</sup> ·kg/ (s <sup>2</sup> ·K)	J/K
Entalpía	joule por kilogramo			J/kg
calor específico	joule por kilogramo-kelvin	C	m <sup>2</sup> / (s <sup>2</sup> ·K)	J/(kg·K)
conductividad térmica	watt por metro-kelvin	K	W/(m·K)	m·kg/ (s <sup>3</sup> ·K)

Fuente: NOM-008-SCFI-2002.

## 1.2. Termodinámica.

Es la ciencia que trata la transformación de la energía y de las propiedades de las sustancias involucradas, con interés en la cantidad de transferencia de calor a medida que un sistema pasa por un proceso, de un estado de equilibrio a otro, pero que no arroja el tiempo en que transcurrirá, es decir, solo nos dice cuanto calor debe transferirse para que se realice un cambio de estado específico con el fin de satisfacer el principio de conservación de energía.

### 1.2.1. Energía.

La energía es inherente a toda la materia. Es algo que aparece en muchas formas diferentes, que se relacionan entre sí por el hecho de que se puede realizar la conversión de una clase a otra. Aunque no es posible dar una definición simple del término general energía, excepto que *es la capacidad de producir un efecto*. [11] Las diversas formas en que se manifiesta se pueden definir con precisión.

La energía es una cantidad escalar y no una cantidad vectorial. La velocidad, un vector, tiene dirección y magnitud. La energía posee sólo magnitud. La energía de un sistema de cuerpos es simplemente la suma de las energías de los cuerpos componentes. La energía total de un solo sistema es la suma de las magnitudes de las diversas formas de energía (como energía cinética mecánica, energía magnética, energía molecular, energía química, energía nuclear) que el sistema posee. Las unidades de esta magnitud son:

La unidad internacional es el Joule [J].

En el sistema inglés, la unidad térmica británica [Btu], British thermal unit, que se define como la energía necesaria para elevar en 1 [°F] la temperatura de una libra masa de agua a 60 [°F].

$$1 \text{ [Btu]} = 1.055056 \text{ [kJ]}$$

$$1 \text{ [cal]} = 4.1868 \text{ [J]}$$

*Caloría*, la cual se define como la energía necesaria para elevar en 1 [°C] la temperatura de 1 gramo de agua a 14.5 [°C].

### 1.2.1.1. Energía interna.

Es la suma de todas las formas microscópicas de energía de un sistema y se denota por  $U$ , o  $u$  en términos de unidad de masa.

### 1.2.1.2. Calor.

*Es una interacción energética entre un sistema y sus alrededores, a través de aquellas porciones de los límites del sistema en que no hay transferencia de masa, como consecuencia de la diferencia de temperatura entre el sistema y sus alrededores.*[8]

#### 1.2.1.2.1. Calor sensible.

Es la parte de energía interna de un sistema asociada con la energía cinética de las moléculas también llamada **energía sensible**.

#### 1.2.1.2.2. Calor latente.

Es la cantidad de energía absorbida o generada durante el proceso de cambio de fase, y está directamente relacionada con la cantidad de humedad de un sistema. La cantidad de energía absorbida durante el proceso de fusión se llama *calor latente de fusión* y equivale a la cantidad de energía liberada durante la congelación. De manera similar, la cantidad de energía absorbida durante la vaporización se llama *calor latente de vaporización* y es equivalente a la energía liberada durante la condensación.

#### 1.2.1.2.3. Calor específico.

Se define como *la energía requerida para elevar la temperatura de una unidad de masa de una sustancia en un grado.*[3]

La unidad es:

[kJ/kg·°C] o [kJ/kg·K], estas unidades son idénticas porque,  $\Delta T[^\circ\text{C}] = \Delta T[\text{K}]$ , y un cambio de 1 [°C] en la temperatura es equivalente a un cambio de 1 [K].

En la termodinámica interesan dos clases de calores específicos:

- calor específico a volumen constante  $C_v$ , se puede concebir como la energía requerida para elevar la temperatura de una unidad de masa de una sustancia en un grado mientras el volumen se mantiene constante.

- calor específico a presión constante  $C_p$ , es mayor que el  $C_v$  porque, a presión constante, al sistema se le permite expandirse y la energía necesaria para este trabajo de expansión debe suministrarse al sistema.

En general, los calores específicos de una sustancia dependen de dos propiedades independientes, como la temperatura y la presión.

Una sustancia cuyo volumen específico (o densidad específica) no cambia con la temperatura o la presión se le conoce como **sustancia incompresible**. Los volúmenes específicos de los sólidos y los líquidos permanecen constantes durante un proceso y, por lo tanto, se pueden aproximar como sustancias incompresibles sin mucho sacrificio de exactitud.

Los calores específicos a volumen constante y presión constante son idénticos para las sustancias incompresibles. Por lo tanto, para los sólidos y los líquidos, se pueden quitar los subíndices en  $C_v$  y  $C_p$  y estos dos calores específicos se pueden representar por un solo símbolo,  $C$ . Es decir,  $C_p \cong C_v \cong C$ . También se pudo deducir este resultado a partir de las definiciones físicas de los calores específicos a volumen constante y a presión constante.

Los calores específicos de las sustancias incompresibles sólo dependen de la temperatura. Por lo tanto, el cambio en la energía interna de sólidos y líquidos se puede expresar como:

$$\Delta U = mC_{prom} \Delta T \quad [J] \quad (1.1)$$

donde  $C_{prom}$  es el calor específico promedio evaluado a la temperatura promedio. El cambio en la energía interna de los sistemas que permanecen en una sola fase (líquido, sólido o gas) durante el proceso se puede determinar con mucha facilidad usando los calores específicos promedio.

### 1.2.1.3. Temperatura y sus escalas.

La *temperatura de un cuerpo es su estado térmico considerado con referencia a su capacidad de comunicar calor a otros cuerpos.*[11] Es una propiedad que mide la intensidad de la energía molecular almacenada en un sistema.

Todas las escalas de temperatura se basan en algunos estados fáciles de producir, como los puntos de congelamiento y de ebullición del agua, también llamados punto de hielo y punto de vapor respectivamente.

La **escala Celsius** es utilizada en el sistema internacional de unidades, donde a los puntos de hielo y de vapor se le asignan los valores de 0° y 100 [°C] a cada uno.

La **escala Fahrenheit** es la utilizada en el sistema inglés de unidades teniendo como referencia los valores 32[°F] para el punto de hielo y 212[°F] para el punto de vapor.

Una escala que es independiente de las propiedades de cualquier sustancia o sustancias es la **escala de temperatura termodinámica** que en el Sistema Internacional de unidades es la llamada **escala Kelvin**. La unidad para esta escala es el **kelvin** y se denota con la [K].

En el Sistema Inglés la **escala de temperatura termodinámica** es llamada **escala Rankine**, cuya unidad es el **rankine** que se denota con la letra **R**.

La escala Kelvin se relaciona con la escala Celsius así:

$$T[\text{K}] = T [^{\circ}\text{C}] + 273.15 \quad (1.2)$$

Y la escala Rankine se relaciona con la escala Fahrenheit:

$$T[\text{R}] = T [^{\circ}\text{F}] + 459.67 \quad (1.3)$$

Finalmente las escalas de temperatura en ambos sistemas de unidades se relacionan por medio de las expresiones:

$$T[\text{R}] = 1.8 T [\text{K}] \quad (1.4)$$

$$T [^{\circ}\text{F}] = 1.8 T [^{\circ}\text{C}] + 32 \quad (1.5)$$

#### **1.2.1.4. Propiedades termodinámicas.**

El estado de un sistema queda identificado por el conjunto de valores que tienen las propiedades termodinámicas en ese instante. Por lo que, la descripción completa de la condición o estado de un sistema en un instante dado se hace a través de sus propiedades termodinámicas.

Una propiedad termodinámica es una característica de un sistema, la cual puede observarse directa o indirectamente. Como características observables directas se pueden anotar la presión, la temperatura, el peso, el volumen, etc. Características observables de forma indirecta son por ejemplo, el producto de la presión por la temperatura, el producto de la presión por el volumen específico, etc.

La descripción completa de la condición o estado de un sistema en un instante dado se hace a través de sus propiedades termodinámicas.

##### **1.2.1.4.1. Propiedades intensivas.**

Estas propiedades no dependen de la masa del sistema, por ejemplo, la temperatura, la presión, la densidad, el volumen específico, etc. En el caso de un sistema homogéneo, una *propiedad intensiva* tiene igual valor en todo el sistema, y en cualquier parte de éste.

##### **1.2.1.4.2. Propiedades extensivas.**

Estas propiedades dependen de la masa del sistema, por ejemplo, el volumen, el peso, etc. El valor de una *propiedad extensiva* en todo el sistema es igual a la suma de valores de las diferentes partes que lo constituyen.

Si el valor de una *propiedad extensiva* se divide entre la masa del sistema, la propiedad resultante se conoce como *propiedad específica*. Por ejemplo, el volumen específico (propiedad intensiva) resulta de dividir el volumen entre la masa.

##### **1.2.1.5. Ley cero de la termodinámica.**

Se dice que un sistema se encuentra en un estado de *equilibrio termodinámico* si es incapaz de experimentar espontáneamente algún cambio de estado, con las condiciones que le imponen los alrededores. Es decir, un sistema se encuentra en *equilibrio termodinámico* si, al ser aislado, no experimenta ningún cambio de estado, esto es, si las

propiedades termodinámicas permanecen invariables con el tiempo. Esto implica que **la temperatura debe ser la misma en todo el sistema.**

El enunciado de esta ley es:

*Si dos cuerpos están en equilibrio térmico con un tercero, los tres cuerpos están en equilibrio entre sí.*[3]

#### 1.2.1.6. Primera Ley de la Termodinámica.

También llamada Principio de Conservación de la Energía, afirma que *la energía no puede crearse ni destruirse*; sólo puede cambiar de forma. Por lo tanto, durante un proceso, debe tomarse en cuenta toda diminuta cantidad de energía.

El principio de conservación de energía (o balance de energía) para cualquier sistema que pasa por cualquier proceso se puede expresar como sigue:

*El cambio (aumento o disminución) neto de la energía total del sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la energía total que entra y la energía total que sale del sistema durante ese proceso.*[3]

Es decir:

$$\left[ \begin{array}{c} \text{Energía total} \\ \text{que entra en} \\ \text{el sistema} \end{array} \right] - \left[ \begin{array}{c} \text{Energía total} \\ \text{que sale del} \\ \text{sistema} \end{array} \right] = \left[ \begin{array}{c} \text{Cambio en la} \\ \text{energía total} \\ \text{del sistema} \end{array} \right] \quad (1.6)$$

Dado que la energía se puede transferir hacia un sistema, o hacia fuera de éste, por medio de *calor, trabajo o flujo de masa*, y que la energía total de un sistema simple compresible consta de las energías interna, cinética y potencial, el **balance de energía** para cualquier sistema que pasa por cualquier proceso se puede expresar como:

$$E_{ent} - E_{sal} = E_{sistema} \quad (1.7)$$

La energía es una propiedad y el valor de una propiedad no cambia a menos que cambie el estado del sistema. Por tanto, el cambio en la energía de un sistema es cero ( $\Delta E_{sistema} =$

0) si el estado de ese sistema no cambia durante el proceso, entonces el proceso es estacionario.

En ausencia de efectos significativos eléctricos, magnéticos, de movimiento, gravitatorios y de tensión superficial (es decir, para sistemas compresibles simples estacionarios), el cambio en la *energía total* de un sistema durante un proceso es sencillamente el cambio en su *energía interna*; es decir  $\Delta E_{\text{sistema}} = \Delta U_{\text{sistema}}$ .

#### **1.2.1.7. Segunda Ley de la termodinámica.**

Ésta afirma que la *energía* tiene calidad, y que los procesos toman su curso en cierta dirección y no en la dirección inversa, es útil en la determinación de los *límites teóricos* en el funcionamiento de sistemas aplicados en la ingeniería, como las máquinas térmicas y los refrigeradores, y en predecir el grado de degradación de la energía durante un proceso.

Hay dos enunciados clásicos de la segunda ley, el enunciado de Kelvin-Planck, que se relaciona con las máquinas térmicas y el enunciado de Clausius, que se relaciona con refrigeradores o bombas de calor.

El enunciado de Kelvin-Planck dice:

*“Es imposible para cualquier dispositivo que funcione en un ciclo recibir calor de un solo depósito y producir una cantidad neta de trabajo”*. Es decir, ninguna máquina térmica puede tener una eficiencia térmica de 100%, pues es imposible convertir todo el calor que recibe en trabajo útil.[3]

El enunciado de Clausius es el siguiente:

*“Es imposible construir un dispositivo que funcione en un ciclo y cuyo único efecto sea producir la transferencia de calor de un cuerpo de temperatura baja aun cuerpo de temperatura más alta”*. [3]

No implica que no sea posible construir un dispositivo cíclico que transfiera calor de un medio frío a uno más caliente, en realidad esto es lo que hace un refrigerador. Pero establece que un dispositivo así no es posible sin la aportación de trabajo de una fuente

exterior de energía, que en el caso de un refrigerador es el suministrado por el compresor a través de un motor eléctrico. Es decir, además de la transferencia de calor de un cuerpo más frío a uno más caliente, requiere de los alrededores una aportación de energía.

En ingeniería preservar la calidad de la energía toma gran importancia, y la segunda ley brinda los medios necesarios para determinar la calidad, así como el grado de degradación de la energía durante un proceso.

#### **1.2.1.8. Entalpía.**

Frecuentemente esta propiedad es descrita como el *calor total* y/o el *contenido de calor*, pero se sugiere evitarse esta descripción del concepto.

La propiedad denominada entalpía o entalpía es una combinación de propiedades, que dan lugar a esta última. Las propiedades que intervienen para definirla son:

$u$  - energía interna, la *energía microscópica de un fluido que no está fluyendo*,

$Pv$  – la *energía de flujo* del fluido (también llamada *trabajo de flujo*),

Es decir, entalpía es:

$$h = u + Pv, \quad H = U + PV \quad (1.8)$$

En el análisis de la energía de los fluidos que fluyen, es conveniente tratar la energía de flujo como parte de la energía del fluido y representar la *energía microscópica de una corriente de un fluido* (o energía microscópica de un fluido que fluye) por la entalpía  $h$ .

La entalpía tiene unidades de energía, pero *no es una forma de energía*. La expresión del cambio de entalpía está dado por:

$$h_2 - h_1 = u_2 - u_1 + p_2 * v_2 - p_1 * v_1 \quad (1.9)$$

para el caso de una masa unitaria, y lo anterior se aplica a cualquier sustancia. Como la energía interna  $u$ , la entalpía se mide a partir de un valor de referencia conveniente.

### **1.2.1.9. Entropía.**

La entropía es una propiedad que no se conserva y no hay un postulado como el principio de la conservación de la entropía. Solo se conserva durante un proceso reversible idealizado y aumenta durante todos los procesos reales. En consecuencia, la entropía del universo crece continuamente.

El desempeño de los sistemas de ingeniería se degrada por la presencia de irreversibilidades y la generación de entropía es una medida de las magnitudes de las irreversibilidades presentes durante ese proceso. Cuanto mayor es el número de irreversibilidades, tanto mayor resulta la generación de entropía.

La entropía es una medida del *desorden molecular* o *aleatoriedad molecular*. Conforme un sistema se vuelve más desordenado, las posiciones de las moléculas son menos predecibles y aumenta la entropía.

La entropía no es un valor absoluto. Se mide calculando la diferencia de la entropía inicial de un sistema  $S_1$  y la entropía final  $S_2$ . Por lo tanto la entropía de un sistema sólo se puede calcular si este último ha sufrido variaciones en las condiciones normales del sistema. La entropía es representada por el símbolo  $S$ .

### **1.3. Transferencia de calor.**

La transferencia de calor se ocupa de los sistemas en los que falta equilibrio térmico y, por tanto, existe un fenómeno de no equilibrio. Determina las velocidades de transferencia del calor hacia un sistema y desde éste y, por tanto, los tiempos de enfriamiento o de calentamiento, así como la variación de la temperatura, y son las leyes de la termodinámica las que ponen la estructura para esta ciencia. En la práctica tiene más interés la velocidad de la transferencia de calor (transferencia de calor por unidad de tiempo) que la cantidad.

El requisito básico para la transferencia de calor es la presencia de una *diferencia de temperatura*. No puede haber transferencia neta de calor entre dos medios que están a la misma temperatura. La diferencia de temperatura es la *fuerza impulsora* para la transferencia de calor, precisamente como la *diferencia de tensión* es la fuerza impulsora para el flujo de corriente eléctrica y la *diferencia de presión* es la fuerza impulsora para el

flujo de fluidos. La velocidad de la transferencia de calor en cierta dirección depende de la magnitud del *gradiente de temperatura* (la diferencia de temperatura por unidad de longitud o razón de cambio de la temperatura en esa dirección). A mayor gradiente de temperatura, mayor es la velocidad de transferencia de calor.

La cantidad de calor transferido durante el proceso se denota por  $Q$ . La cantidad de calor transferido por unidad de tiempo se llama **velocidad de transferencia de calor** y se denota  $\dot{Q}$ . El punto arriba representa la derivada respecto al tiempo, o “por unidad de tiempo”.

La velocidad de transferencia de calor,  $\dot{Q}$  tiene la unidad:

$$[\text{J/s}] = [\text{W}], \quad \text{lo cual es equivalente a un watt}$$

La velocidad de transferencia del calor por unidad de área perpendicular a la dirección de esa transferencia se llama **flujo de calor** y el flujo promedio de calor se expresa como:

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A} \quad [\text{W/m}^2] \quad (1.10)$$

donde  $A$  es el área de transferencia de calor. En unidades inglesas, la unidad de flujo de calor es  $[\text{Btu/h}\cdot\text{ft}^2]$ . Note que el flujo de calor puede variar con el tiempo así como con la posición sobre la superficie.

### 1.3.1. Mecanismos de transferencia de calor.

El calor se transmite de tres modos diferentes: por conducción, convección y radiación; requieren la existencia de una diferencia de temperatura, y la transferencia toma la dirección del medio que posee mayor temperatura hacia el de temperatura menor.

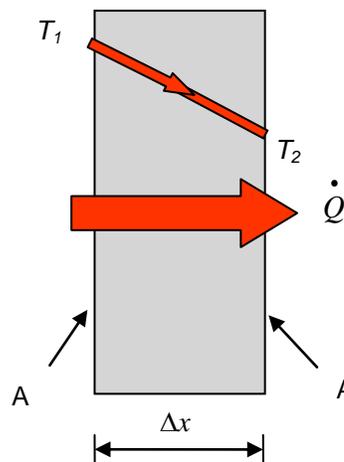
#### 1.3.1.1. Conducción.

La **conducción** es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre esas partículas. La conducción puede tener lugar en los sólidos, líquidos o gases. En los gases y líquidos la conducción se debe a las *colisiones* y la *difusión* de las moléculas

durante su movimiento aleatorio. En los sólidos se debe a la combinación de las *vibraciones* de las moléculas en una retícula y al transporte de energía por parte de los *electrones libres*.

La *velocidad* de la conducción de calor a través de un medio depende de la *configuración geométrica* de éste, su *espesor* y el *material* de que esté hecho, así como de la *diferencia de temperatura* a través de él.

Considerando una conducción de estado estacionario de calor a través de una pared plana grande de espesor  $\Delta x = L$  y área  $A$ , como el de la figura 1.1. La diferencia de temperatura entre ambos lados de la pared es  $\Delta T = T_2 - T_1$ .



**FIGURA 1.1.** Conducción en pared plana.  
Fuente: CENGEL, Yunus, 2004.

Y la velocidad de la transferencia de calor  $\dot{Q}$ , a través de la pared se *duplica* cuando se duplica la diferencia de temperatura  $\Delta T$  de uno a otro lado de ella, o bien, se duplica el área  $A$  perpendicular a la dirección de la transferencia de calor; pero se *reduce a la mitad* cuando se duplica el espesor  $L$  de la pared. Por lo tanto, se concluye que *la velocidad de la conducción de calor a través de una capa plana es proporcional a la diferencia de temperatura través de ésta y al área de transferencia de calor, pero es inversamente proporcional al espesor de esa capa*, [3] es decir:

$$\text{velocidad de conducción del calor} \propto \frac{(\text{área})(\text{diferencia de temperatura})}{\text{espesor}}$$

o bien:

$$\dot{Q}_{cond} = kA \frac{(T_1 - T_2)}{\Delta x} = -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad [W] \quad (1.11)$$

Donde la constante de proporcionalidad  $k$  es la **conductividad térmica** del material, que es una *medida de la capacidad de un material para conducir calor*. En el caso límite de  $\Delta x \rightarrow 0$ , la ecuación se reduce a la forma diferencial:

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad [W] \quad (1.12)$$

y es llamada **ley de Fourier de la conducción de calor**. Aquí,  $dT/dx$  es el *gradiente de temperatura*, que es la pendiente de la curva de temperatura en un diagrama  $T-x$  (la razón de cambio de  $T$  respecto a  $x$ ), en la ubicación  $x$ . Esta relación indica que la velocidad de conducción de calor en una dirección es proporcional al gradiente de temperatura en esa dirección. El calor es conducido en la dirección de la temperatura decreciente y el gradiente de temperatura se vuelve negativo cuando esta última decrece al crecer  $x$ . El *signo negativo* de la ecuación 1.12 garantiza que la transferencia de calor en la dirección  $x$  positiva sea una cantidad positiva. El área  $A$  siempre es *normal* (o perpendicular) a la dirección de la transferencia de calor, y el espesor de la pared no tiene efecto sobre  $A$ .

La velocidad de conducción del calor a través de un sólido es directamente proporcional a su *conductividad térmica*  $k$ .

#### 1.3.1.1.1. Conductividad térmica.

Los diferentes materiales almacenan calor en forma diferente y lo vemos en la propiedad de calor específico  $C_p$  como una medida de la capacidad de un material para almacenar energía térmica. Del mismo modo, la *conductividad térmica*  $k$  es una *medida de la capacidad de un material para conducir calor*. [3] Un valor elevado de conductividad térmica indica que el material es buen conductor de calor, y un valor bajo que es un mal conductor o que es un *aislante*.

La conductividad térmica de una sustancia alcanza su valor máximo en la fase sólida y el mínimo en la fase gaseosa. Contrario al comportamiento de los gases, las conductividades térmicas de la mayor parte de los líquidos disminuyen al incrementarse la temperatura,

siendo el agua una notable excepción. Como en los gases, la conductividad de los líquidos disminuye al aumentar la masa molar. Los metales líquidos como el mercurio y el sodio presentan conductividades térmicas elevadas y resultan muy apropiados para usarse cuando se desea una gran velocidad de transferencia de calor hacia un líquido, como en el termómetro y las plantas nucleares de generación eléctrica.

Las conductividades térmicas de los materiales varían con la temperatura. Su variación sobre ciertos rangos de temperatura es despreciable para algunos materiales, pero significativa para otros. Las conductividades térmicas de ciertos sólidos presentan incrementos sorprendentes a temperaturas cercanas al cero absoluto (cero grados Kelvin), cuando estos sólidos se convierten en *superconductores*.

Es práctica común evaluar la conductividad térmica  $k$  a la *temperatura promedio* y tratarla como *constante* en los cálculos, pues su dependencia con respecto a la temperatura causa una considerable complejidad en el análisis de conducción.

En el análisis de la transferencia de calor normalmente se supone que un material es *isotrópico*; es decir, tiene propiedades uniformes en todas direcciones. Esta suposición es realista para la mayor parte de los materiales, excepto para aquellos que exhiben características estructurales diferentes en direcciones diferentes, como los materiales compuestos laminados y la madera. Por ejemplo, la conductividad térmica de la madera a través de la fibra es diferente a la que se tiene en sentido paralelo a esa fibra.

#### **1.3.1.1.2. Difusividad térmica.**

El producto  $\rho C_p$ , que se encuentra con frecuencia en el análisis de la transferencia de calor, se llama **capacidad calorífica** de un material. Tanto el calor específico  $C_p$  como la capacidad calorífica  $\rho C_p$  representan la capacidad de almacenamiento de calor de un material; solo que  $C_p$  la expresa *por unidad de masa*, en tanto que  $\rho C_p$  la expresa *por unidad de volumen*, y sus unidades son  $[\text{J}/\text{kg}\cdot^\circ\text{C}]$  y  $[\text{J}/\text{m}^3\cdot^\circ\text{C}]$ , respectivamente.

Otra propiedad de los materiales que aparece en el análisis de la conducción del calor en régimen transitorio es la **difusividad térmica**, que representa qué tan rápido se difunde el calor por un material y se define como:

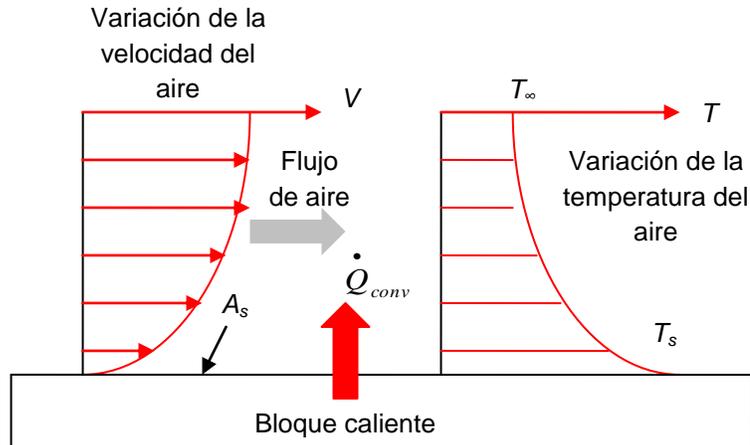
$$\alpha = \frac{\text{Calor}_{\text{conducido}}}{\text{Calor}_{\text{almacenado}}} = \frac{k}{\rho C_p} \quad [\text{m}^2/\text{s}] \quad (1.13)$$

La difusividad térmica de un material se puede concebir como la razón entre el *calor conducido* a través del material y el *calor almacenado* por unidad de volumen. Un material con alta conductividad térmica o una baja capacidad calorífica tiene una gran difusividad térmica; y entre mayor sea ésta, más rápida es la propagación del calor hacia el medio. Un valor pequeño significa que en su mayor parte, el calor es absorbido por el material y una pequeña cantidad de ese calor será conducido todavía más.

### 1.3.1.2. Convección.

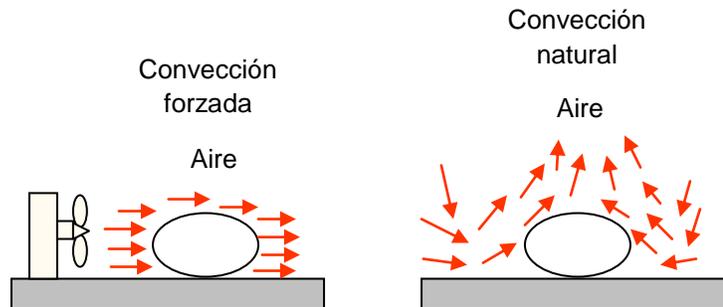
La **convección** es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacentes que están en movimiento y comprende los efectos combinados de la *conducción* y el *movimiento de fluidos*. Entre más rápido es el movimiento de un fluido, mayor es la transferencia de calor por convección. En ausencia de cualquier movimiento masivo de fluido, la transferencia de calor entre una superficie sólida y el fluido adyacente es por conducción pura. Y en el caso contrario, la presencia de movimiento masivo de fluido aumenta la transferencia de calor, pero también complica la determinación de las velocidades de transferencia.

Considerando el enfriamiento de un bloque caliente al soplar aire frío sobre su superficie superior (figura 1.2). La energía se transfiere primero a la capa de aire adyacente al bloque, por conducción. Enseguida, esta energía es transferida y alejada de la superficie, por convección; es decir, por los efectos combinados de la conducción dentro del aire, que se debe al movimiento aleatorio de moléculas, y masivo o macroscópico de ese aire que remueve el aire calentado cercano a la superficie y lo reemplaza por otro más frío.



**FIGURA 1.2.** Convección en superficie caliente y aire.  
Fuente: CENGEL, Yunus, 2004.

La convección recibe el nombre de **convección forzada** si el fluido es forzado a fluir sobre la superficie mediante medios externos como un ventilador, una bomba o el viento. En contraste, se dice que es **convección natural** (o **libre**) si el movimiento del fluido es causado por las fuerzas de empuje que son inducidas por las diferencias de densidad debidas a la variación de la temperatura en el fluido (figura 1.3). En ausencia de un ventilador en la figura 1.2, la transferencia de calor del bloque caliente será por convección natural, pues el movimiento del aire se deberá a la elevación del aire caliente más cercano a la superficie y el descenso del aire frío que ocupará ese espacio. Si la diferencia de temperatura entre el aire circundante y el bloque no es suficientemente grande para vencer la resistencia del aire al movimiento, la transferencia de calor será por conducción, pues no podrán generarse corrientes naturales de convección.



**FIGURA 1.3.** Enfriamiento de un huevo cocido por convección forzada y convección natural.  
Fuente: CENGEL, Yunus, 2004.

Los procesos de transferencia de calor que comprenden *cambio de fase* de un fluido también se consideran como convección a causa del movimiento del fluido inducido durante el proceso, como la elevación de las burbujas de vapor durante la ebullición o la caída de las gotas de líquido en la condensación.

La rapidez de la *transferencia de calor por convección* es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa en forma conveniente por la **ley de Newton del enfriamiento** como:

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad [W] \quad (1.14)$$

donde  $h$  es el *coeficiente de transferencia de calor por convección*, en  $[W/m^2 \cdot ^\circ C]$  en unidades del sistema internacional (SI) o  $[Btu/h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F]$  en el sistema inglés de unidades,  $A_s$  es el área superficial a través de la cual tiene lugar la transferencia de calor por convección,  $T_s$  es la temperatura de la superficie y  $T_\infty$  es la temperatura del fluido suficientemente alejado de esta superficie. La temperatura del fluido en la superficie es igual a la del sólido.

El coeficiente de transferencia de calor por convección  $h$  no es una propiedad del fluido. Es un parámetro que se determina en forma experimental y su valor depende de todas las variables que influyen sobre la convección, como la configuración geométrica de la superficie; propiedades, velocidad masiva y naturaleza del movimiento del fluido.

Algunos no consideran a la convección como un mecanismo fundamental de transferencia de calor, ya que, en esencia es conducción de calor en presencia de un movimiento de fluido. Pero resulta práctico reconocer a la convección como un mecanismo separado a pesar de los argumentos válidos en contra; de otra forma tendríamos que referirnos a él como "conducción con movimiento de fluido". En la tabla 1.4 se dan valores típicos de  $h$ .

**Tabla 1.4.** Valores típicos del coeficiente de transferencia de calor por convección

Tipo de convección	$h$ , W/m <sup>2</sup> ·°C*
Convección libre de gases	2 - 25
Convección libre de líquidos	10 – 1 000
Convección forzada de gases	25 - 250
Convección forzada de líquidos	50 – 20 000
Ebullición y condensación	2 500 – 100 000

\*Multiplique se por 0.176 para convertir a [Btu/h·ft<sup>2</sup>·°F].

Fuente: CENGEL, Yunus, 2004.

### 1.3.1.3. Radiación.

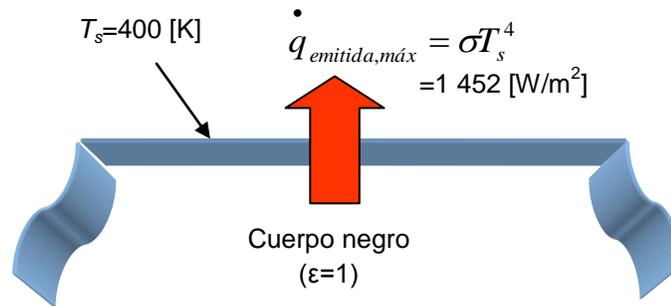
La **radiación** es la energía emitida por la materia en la forma de *ondas electromagnéticas* (o *fotones*), como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. A diferencia de la conducción y la convección, la transferencia de energía por radiación no requiere la presencia de un *medio interpuesto*. La transferencia de energía por radiación es la más rápida (a la velocidad de la luz 300 000 [km/s] aproximadamente) y no sufre atenuación en el vacío. De esta manera llega a la Tierra la energía del Sol.

En transferencia de calor es de gran interés la *radiación térmica*, que es la forma de radiación emitida por los todos los cuerpos debido a su temperatura, y se presenta a partir del cero absoluto. Es diferente de las otras formas de radiación, como los rayos x, los rayos gamma, las microondas, las ondas de radio y de televisión, que no están relacionadas con la temperatura.

La radiación es un *fenómeno volumétrico* y todos los sólidos, líquidos y gases emiten, absorben o la transmiten en diversos grados. Sin embargo, se considera como un *fenómeno superficial* para los sólidos que son opacos a la radiación térmica, como los metales, la madera y las rocas, ya que las radiaciones emitidas por las regiones interiores de un material de éste tipo nunca pueden llegar a la superficie, y la radiación incidente sobre ellos llega a absorberse solo unas cuantas micras hacia adentro.

La velocidad máxima de radiación que puede ser emitida desde una superficie a una temperatura  $T_s$  en [K] o [R] se expresa por la ley de **Stefan-Boltzmann** como:

$$\dot{Q}_{emitida,m\acute{a}x} = \sigma A_s T_s^4 \quad [W] \quad (1.14)$$



**FIGURA 1.4.** Cuerpo negro es la  $\sigma$  máxima emitida desde una superficie.  
Fuente: CENGEL, Yunus, 2004.

La radiación emitida por todas las superficies reales es menor que la emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura (figura 1.4) y se expresa como:

$$\dot{Q}_{emitida} = \epsilon \sigma A_s T_s^4 \quad [W] \quad (1.15)$$

**Tabla 1.5.** Emisividades de algunos materiales a 300 [K] (26.85 [°C]).

Material	Emisividad $\epsilon$
Hoja de aluminio	0.07
Aluminio anodizado	0.82
Cobre pulido	0.03
Oro pulido	0.03
Plata pulida	0.02
Acero inoxidable pulido	0.17
Pintura negra	0.98
Pintura blanca	0.90
Papel blanco	0.92 – 0.97
Pavimento de asfalto	0.85 – 0.93
Ladrillo rojo	0.93 – 0.96
Piel humana	0.95
Madera	0.82 – 0.92
Suelo	0.93 – 0.96
Agua	0.96
Vegetación	0.92 – 0.96

Fuente: CENGEL, Yunus, 2004.

donde  $\epsilon$  es la **emisividad**<sup>1</sup> de la superficie. El valor de la emisividad está en el intervalo  $0 \leq \epsilon \leq 1$ , y es una medida de qué tan próxima está una superficie de ser un cuerpo negro, para el cual  $\epsilon = 1$ . En la tabla 1.5, se dan las emisividades de algunas superficies.

Otra importante propiedad relativa a la radiación de una superficie es su **absortividad**  $\alpha$ , que es la fracción de la energía de radiación incidente sobre una superficie que es absorbida por ésta, y su valor está en el intervalo  $0 \leq \alpha \leq 1$ . Un cuerpo negro absorbe toda la radiación incidente sobre él, por lo que es un absorbente perfecto ( $\alpha = 1$ ) del mismo modo que es un emisor perfecto.

Tanto la emisividad  $\epsilon$  como la absortividad  $\alpha$  de una superficie dependen de la temperatura y de la longitud de onda de la radiación. La **ley de Kirchhoff** de la radiación afirma que la emisividad y la absortividad de una superficie a una temperatura y longitud de onda dadas son iguales. En muchos casos, las temperaturas de la superficie y de la fuente de radiación incidente son del mismo orden de magnitud y la absortividad promedio de una superficie se considera igual a su emisividad promedio.

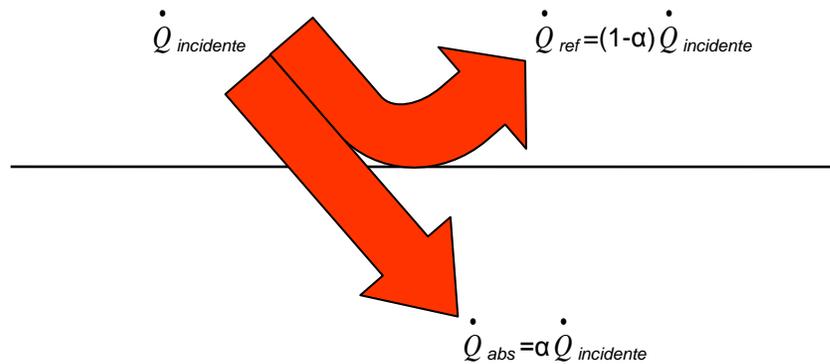
La velocidad a la que una superficie absorbe la radiación se determina a partir de la fórmula:

$$\dot{Q}_{absorbida} = \alpha \dot{Q}_{incidente} \quad [W] \quad (1.16)$$

donde  $\dot{Q}_{incidente}$  es la velocidad a la que la radiación incide sobre la superficie y  $\alpha$  es la absortividad de la superficie (figura 1.5). Para las superficies opacas o no transparentes, la parte de la radiación incidente no absorbida por la superficie se refleja.

---

<sup>1</sup> También llamada emitancia, adimensional.



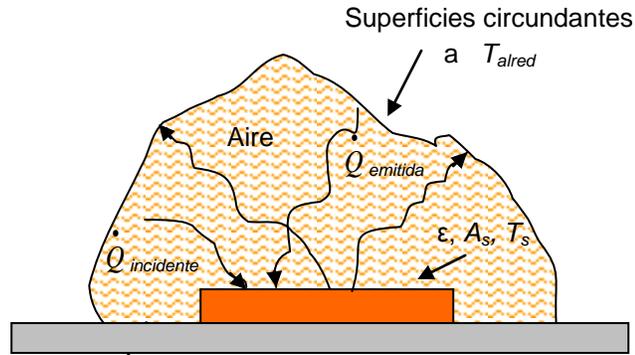
**FIGURA 1.5.** Absorción de la radiación incidente sobre una superficie opaca de absorptividad  $\alpha$ .  
Fuente: CENGEL, Yunus, 2004.

La diferencia entre las velocidades de la radiación emitida por la superficie y la radiación absorbida es la transferencia *neta* de calor por radiación. Si la velocidad de absorción de la radiación es mayor que la de emisión, se dice que la superficie está *ganando* energía por radiación. De lo contrario, la superficie está *perdiendo* energía por radiación. La determinación de la velocidad neta de transferencia de calor por radiación entre dos superficies es complicada, ya que depende de las propiedades de las superficies, de la orientación de una con respecto a la otra y de la interacción del medio que existe entre ellas con la radiación.

Cuando una superficie de emisividad  $\epsilon$  y área superficial  $A_s$  que se encuentra a una *temperatura absoluta*  $T_s$ , está *completamente encerrada* por una superficie mucho mayor (o negra) que se encuentra a la temperatura absoluta  $T_{alred}$  y separada por un gas como el aire que no interviene con la radiación; la rapidez neta de transferencia de calor por radiación entre estas dos superficies se expresa por:

$$\dot{Q}_{rad} = \epsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{alred}^4) \quad [\text{W}] \quad (1.17)$$

En este caso especial la emisividad y el área superficial de la superficie circundante no tienen efecto sobre la transferencia neta de calor por radiación (figura 1.6).



$$\dot{Q}_{rad} = \epsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{alred}^4)$$

**FIGURA 1.6.** Transferencia por radiación entre una superficie y las superficies que la circundan.  
Fuente: CENGEL, Yunus, 2004.

La transferencia de calor por radiación hacia o desde una superficie rodeada por un gas como el aire, ocurre *paralela* a la conducción o convección (si se tiene un movimiento masivo del gas) entre esa superficie y el gas. La transferencia total de calor se determina al *sumar* las contribuciones de los dos mecanismos de transferencia. Por sencillez y conveniencia esto se lleva a cabo mediante la definición de un **coeficiente combinado de transferencia de calor**  $h_{combinado}$ , que incluye los efectos tanto de la convección como de la radiación. La velocidad *total* de transferencia de calor hacia o desde una superficie por convección y radiación se expresa así:

$$\dot{Q}_{total} = h_{combinado} A_s (T_s - T_{\infty}) \quad [W] \quad (1.18)$$

En esencia, el coeficiente combinado de transferencia de calor es un coeficiente de transferencia por convección modificado para incluir los efectos de la radiación.

La radiación es significativa con relación a la conducción o a la convección natural; pero despreciable en relación a la convección forzada en especial cuando las superficies que intervienen tienen emisividades bajas y temperaturas de bajas a moderadas.

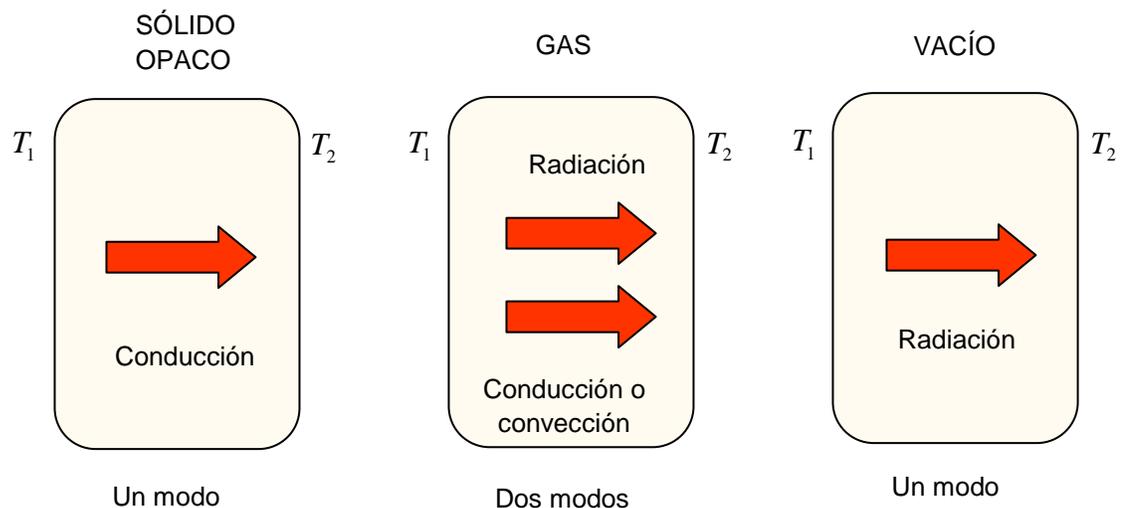
#### 1.3.1.4. Mecanismos simultáneos de transferencia de calor.

Los tres mecanismos de transferencia de calor no pueden existir simultáneamente en un medio. Ejemplo de ello es la transferencia de calor que sólo ocurre por conducción en los *sólidos opacos*, pero por conducción y radiación en los *sólidos semitransparentes*. Por lo

tanto, un sólido puede comprender conducción y radiación pero no convección. Sin embargo, un sólido puede presentar transferencia de calor por convección y/o radiación en sus superficies expuestas a un fluido o a otras superficies. Por ejemplo, las superficies exteriores de un trozo frío de roca se calentarán en un medio ambiente más caliente, como resultado de la ganancia de calor por convección del aire y la radiación del Sol o de las superficies circundantes más calientes. Pero las partes interiores de la roca se calentarán a medida que el calor se transfiere hacia la región interior de ella por conducción.

La transferencia de calor es por conducción y posiblemente por radiación en un *fluido estático* sin movimiento masivo del fluido; y por convección y radiación en un *fluido que fluye*. En ausencia de radiación, la transferencia de calor a través de un fluido es por conducción o convección, dependiendo de la presencia de algún movimiento masivo de ese fluido. La convección se puede concebir como conducción y movimiento del fluido combinados; y la conducción en un fluido se puede concebir como un caso especial de convección en ausencia de algún movimiento de ese fluido (figura 1.7).

Cuando se trata con la transferencia de calor a través de un *fluido*, se tiene *conducción o convección*, pero no las dos.



**FIGURA 1.7.** Un medio sólo puede comprender hasta dos mecanismos de transferencia de calor simultáneamente. Fuente: CENGEL, Yunus, 2004.

Asimismo, los gases son prácticamente transparentes a la radiación, excepto por algunos gases que absorben radiación con gran fuerza en ciertas longitudes de onda. El ozono, por ejemplo, absorbe intensamente la radiación ultravioleta. Pero, en la mayor parte de los casos, un gas entre dos superficies sólidas no interfiere con la radiación y actúa de manera efectiva como el vacío. Por otra parte, los líquidos suelen ser fuertes absorbentes de radiación.

La transferencia de calor a través del vacío sólo se produce por radiación, ya que la conducción o la convección requieren de la presencia de un medio material.

#### **1.4. Psicrometría.**

Esta ciencia involucra las propiedades termodinámicas del aire húmedo, y el efecto de la humedad atmosférica sobre los materiales y organismos.

##### **1.4.1. Carta psicrométrica.**

Es la grafica que presenta los valores de las tablas psicométricas que relacionan cinco de las propiedades del aire que son:

- 1.- Temperatura de bulbo húmedo.
- 2.- Temperatura de rocío.
- 3.- Temperatura de bulbo seco.
- 4.- Humedad relativa.
- 5.- Humedad específica.

Cuando se conocen dos de las propiedades del aire, las demás pueden encontrarse con la ayuda de la carta psicométrica.

La carta está basada en datos obtenidos a la presión atmosférica normal a nivel del mar; y para presiones menores que la atmosférica, es decir, para lugares a mayores alturas del nivel del mar es necesario hacer una serie de correcciones para las propiedades de humedad específica, entalpía y volumen en caso de no contar con una carta psicométrica especial para la presión y/o altura del lugar.

La ASHRAE ha desarrollado cinco cartas tipo Mollier para cubrir todo el rango de variables y para los sistemas de unidades inglés y sistema internacional. Para este trabajo solo nos limitaremos a la descripción general de las principales propiedades y se presenta su aplicación en el caso práctico del capítulo 4 de metodología.

#### 1.4.2. Propiedades del aire húmedo.

**Calor específico.** Este depende de la variación de la temperatura por lo que no es una propiedad constante. Y para fines prácticos de cálculo se tienen los valores:

$C_p = 0.24$  [Btu/lb·°F] a presión constante, y

$C_v = 0.1714$  [Btu/lb·°F] a volumen constante.

**Peso específico.** ( $W$ ) Es el peso del aire seco contenido en una unidad de volumen de aire saturado, es decir, el peso del aire seco contenido en un metro o pie cubico de aire saturado según sea el sistema de unidades que se estén manejando.

Para encontrar el peso del aire a cualquier presión y temperatura, se hace uso de las tablas o la carta psicométrica, siendo el recíproco del valor de volumen específico de la mezcla. Para condiciones normales tenemos:

$W = 0.0749$  [lb/ft<sup>3</sup>] en condiciones normales a nivel del mar 70[°F], 29.92 pulgadas de Hg.

**Volumen específico.** ( $v$ ) Es el recíproco del peso específico.

$$v = \frac{1}{W} = \frac{1}{0.0749} = 13.35 \text{ [ft}^3\text{/lb]} \text{ en condiciones normales. } \quad \mathbf{(1.19a)}$$

**Temperatura de bulbo húmedo.** ( $T_{bh}$ ) Es la lectura termométrica que se obtiene si el depósito o ampolla del termómetro está rodeado por una funda de gasa humedecida, el agua (líquido) se evapora cuando el aire (gas), se hace pasar sobre él, ocasionando que la temperatura descienda en un proceso semejante al de saturación adiabática. El grado en que la humedad de la gasa se enfría,  $T_{bs} - T_{wa}$  se llama desnivel psicrométrico o depresión de bulbo húmedo.

**Temperatura de rocío.** ( $T_w$ ) Indica la cantidad de humedad contenida en el aire y la temperatura a la cual se satura cuando se enfría bajo la suposición de que no hay aumento ni disminución de humedad.

**Temperatura de bulbo seco.** ( $T_{bs}$ ) Es la temperatura de una mezcla gas-vapor que se lee en un termómetro seco de mercurio, es decir, con su depósito bulbo seco. También es llamada *temperatura ordinaria*.

**Humedad absoluta o densidad.** Es el peso de vapor de agua expresado en libras o granos por cada pie cúbico de espacio. También es llamado densidad de vapor de agua, y se representa como:

$d_v$  - cuando la mezcla no está saturada.

$d_d$  - cuando la mezcla si está saturada

**Relación de humedad o humedad específica.** Es la relación de proporcionalidad entre la masa  $m_v$  del vapor de agua y la masa  $m_a$  del aire seco en la mezcla. Se representa como:

$$W = \frac{m_v}{m_a} \quad [\text{kg}_v / \text{kg}_a] \quad (1.19b)$$

$W_v$  – cuando la mezcla no está saturada.

$W_d$  – cuando la mezcla si está saturada.

**Humedad relativa**  $h_r$  o  $\Phi$ . Es la relación de la presión parcial del vapor en el aire con la presión de saturación del vapor correspondiente a la temperatura existente, o bien, la relación de la densidad del vapor de agua en el aire con la densidad de saturación a la temperatura correspondiente.

$$\Phi = \left[ \frac{P_v}{P_d} \right] \times 100 = \left[ \frac{d_v}{d_d} \right] \times 100 \quad (1.20)$$

$P_v$  - presión parcial del vapor de agua.

$d_v$  - densidad existente del vapor de agua.

$P_d$  - presión de saturación del vapor de agua.

$d_d$  - densidad del vapor saturado.

Es conveniente precisar la unidad de grano que es la mínima unidad de masa en el sistema inglés de medidas. Se utiliza para estimar con más sensibilidad y precisión la poca masa de pequeños objetos. Siendo 7000 granos equivalente a una libra.

**Entalpía del aire.** La entalpía total del aire húmedo es igual a la suma de la entalpía del aire seco, más la entalpía del vapor de agua contenido en la mezcla.

$$h_t = h_s + h_L \quad (1.21)$$

$h_t$  - entalpía total del aire en [Btu/lb<sub>a</sub>] o [KJ/Kg<sub>a</sub>] según el sistema de unidades.

$h_s$  - entalpía del aire seco en [Btu/lb<sub>a</sub>] o [KJ/Kg<sub>a</sub>].

$h_L$  - entalpía del vapor de agua en [Btu/lb<sub>a</sub>] o [KJ/Kg<sub>a</sub>].

El cambio de entalpía de una libra de aire seco al variar la temperatura de  $T_1$  a  $T_2$  tiene un valor de:

$$h_s = C_p ( T_2 - T_1 ) \quad (1.22)$$

$C_p$  - calor específico del aire 0.24 [Btu/lb·°F].

$T_2$  - temperatura inicial.

$T_1$  - temperatura final.

A la entalpía del aire seco se le llama también *calor sensible del aire* y se representa por la letra  $q_s$ , para una masa molar con  $M$  libras por hora de aire se tiene:

$$q_s = Mh_s \quad (1.23)$$

La **entalpía del vapor de agua** contenido en la mezcla multiplicada por la cantidad de vapor da el calor total del vapor de agua o **calor latente**.

$$h_L = W_v \cdot h_v \quad (1.24)$$

$W_v$  - libras de vapor contenidas en una libra o un kilogramo de aire seco.

$h_v$  - entalpía del vapor de agua en [Btu/lb<sub>v</sub>].

El **calor latente total** de la masa molar de  $M$  libras por hora de aire será:

$$q_L = M \cdot W_d \cdot \Phi \cdot h_v \quad (1.25)$$

El calor total de una masa molar de  $M$  libras por hora de aire tiene un valor de:

$$Q_t = q_s + q_L \quad (1.26)$$

El valor total de la mezcla es realmente el calor sensible del aire seco más el calor total del vapor o sea la entalpía del agua más el calor latente.

### 1.4.3. Procesos psicrométricos.

Un sistema completo de acondicionamiento de aire puede involucrar dos o más de los procesos psicrométricos que se enlistan a continuación. Solo son comentados de manera muy general y será en el caso práctico donde veremos la descripción del caso y tipo de proceso que aplica.

**Proceso de enfriamiento y deshumidificación.** Cuando se hace pasar aire húmedo sobre una superficie fría, de manera que parte del aire se enfríe a una temperatura por debajo de su punto de rocío, una porción del vapor del agua que contiene se condensa y abandona el torrente del aire.

**Proceso de enfriamiento y humidificación.** Siempre que el aire no saturado pasa a través de un aspersor de agua, la humedad específica aumenta y la temperatura de bulbo seco baja.

**Proceso de calentamiento y deshumidificación.** El calentamiento y deshumidificación simultáneos se pueden realizar haciendo pasar el aire por un absorbente sólido o, a través de un líquido absorbente.

La humedad se condensa fuera del aire; en consecuencia, el calor latente se libera y aumenta el calor sensible del aire.

Para absorbentes sólidos se usa la sílice, la alúmina, etc. y para los absorbentes líquidos, sales inorgánicas o compuestos orgánicos. En ambos casos el calor desprendido interviene en el proceso, incrementando el calor sensible.

**Proceso de calentamiento y humidificación.** Cuando el aire pasa a través de un humidificador, el aire se humidifica y puede calentarse, enfriarse o permanecer a la misma temperatura. Durante este proceso, el aire incrementa su humedad específica, entalpía, y la temperatura de bulbo seco aumenta o disminuye según la temperatura inicial del aire y del agua. Si se suministra suficiente agua en relación con el aire, éste se acercará a la saturación.

**Mezcla de dos caudales de aire.** Este es un proceso común en los sistemas de aire acondicionado y de gran importancia para la selección del serpentín y los sistemas a proponer en proyecto.

#### **1.4.4. Factor by-pass.**

Cuando existe flujo de aire sobre una superficie a cierta temperatura, la aproximación de la temperatura del aire con temperatura constante de la superficie es llamada Factor by-pass.

Se define como la relación entre la diferencia de la temperatura efectiva de la superficie y la salida del aire con la diferencia de la temperatura efectiva de la superficie y la entrada del aire. Representa la fracción del aire que no entra en contacto directo con la superficie.

#### 1.4.5. Factor de calor sensible.

La carga total de refrigeración está representada por la suma de la carga de refrigeración sensible y la carga de refrigeración latente. Este factor relaciona la ganancia de calor sensible y la de calor latente.

$$\text{F.C.S.} = \frac{q_s}{q_s + q_L} = \frac{q_s}{Q_i} \quad (1.27)$$

Los valores obtenidos de factor de calor sensible son de gran importancia para la selección del equipo acondicionador y la determinación de las características del aire de suministro.

#### 1.4.6. Cantidad de aire necesario.

Cuando se requiere enfriar un espacio, el aire de suministro debe tener una temperatura menor que la del espacio por acondicionar, de tal manera que la ganancia de calor del aire sea igual a la ganancia de calor del espacio,

La ganancia de calor del aire puede calcularse con la formula siguiente:

$$Q_s = M \cdot C_p (T_d - T_i) \quad (1.28)$$

$Q_s$  - cambio de calor sensible del aire, en [Btu/h].

$M$  - peso de aire suministrado en [lb/h].

$C_p$  - calor específico del aire en [Btu/lb·°F].

$T_d$  - temperatura de entrada del aire [°F].

$T_i$  - temperatura requerida en el espacio [°F].

Despejando la formula tenemos que la cantidad de aire necesario es:

$$M = \frac{Q_s}{C_p (T_d - T_i)} \quad (1.29)$$

La cantidad de aire frecuentemente se maneja en términos de su flujo volumétrico [ft<sup>3</sup>/min] por lo que se recurre a la expresión:

$$Q_s = 1.08 \cdot V \cdot (T_d - T_i) \quad (1.30)$$

$$V = \frac{Q_s}{1.08(T_d - T_i)} \quad (1.31)$$

Mientras mayor sea la diferencia entre las temperaturas  $T_i$  y  $T_d$  menor será la cantidad de aire que se requerirá. Para calcular la temperatura del aire suministrado  $T_d$  solo se despeja de las formulas 1.28 o 1.30.



# Capítulo 2.

SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN.

## 2. Sistemas de climatización.

Para abordar correctamente el tema de la climatización, comenzaremos por definir el **clima** como el *conjunto de condiciones atmosféricas*<sup>2</sup> que caracterizan una región<sup>3</sup>. Climatizar será dar a un espacio cerrado las condiciones de temperatura, humedad del aire, pureza, distribución y a veces también de presión, requeridas.

### 2.1. Climatización.

Como se menciona en el primer capítulo, sabemos que: “la energía se puede transferir hacia un sistema, o hacia fuera de éste, por medio de *calor, trabajo o flujo de masa*”<sup>4</sup> y que la “*energía es la capacidad para producir un efecto*”<sup>5</sup>.

De acuerdo con nuestros fundamentos termodinámicos, la *climatización* es un *proceso de transferencia de energía*. Los cambios en el sistema a climatizar estarán dados por energía, según la definición de *energía*. Y la transferencia de energía será a través del flujo de masa, que en éste caso es la mezcla aire-vapor de agua.

La **climatización** es la *acción y efecto de climatizar*, consiste en *crear condiciones de confort*<sup>6</sup> dentro de los edificios.

El **Acondicionamiento de Aire** es un *proceso de control simultáneo de la temperatura, humedad, pureza y distribución del aire en la atmósfera ambiente*.

La climatización y el acondicionamiento de aire tienen el mismo objetivo, solo que la primera contempla el uso de sistemas de control del balance térmico desde la proyección y construcción del *edificio*<sup>7</sup>, esa es la razón por la que se adopta este término general cuando se refiere a, obtener confort en espacios cerrados.

---

<sup>2</sup> La atmósfera es la capa de aire que rodea a la Tierra y está compuesta por múltiples gases.

<sup>3</sup> Espacio delimitado por fronteras físicas o imaginarias.

<sup>4</sup> 1.2.1.6. Primera ley de la termodinámica.

<sup>5</sup> 1.2.1. Energía.

<sup>6</sup> Aquello que produce bienestar y comodidad.

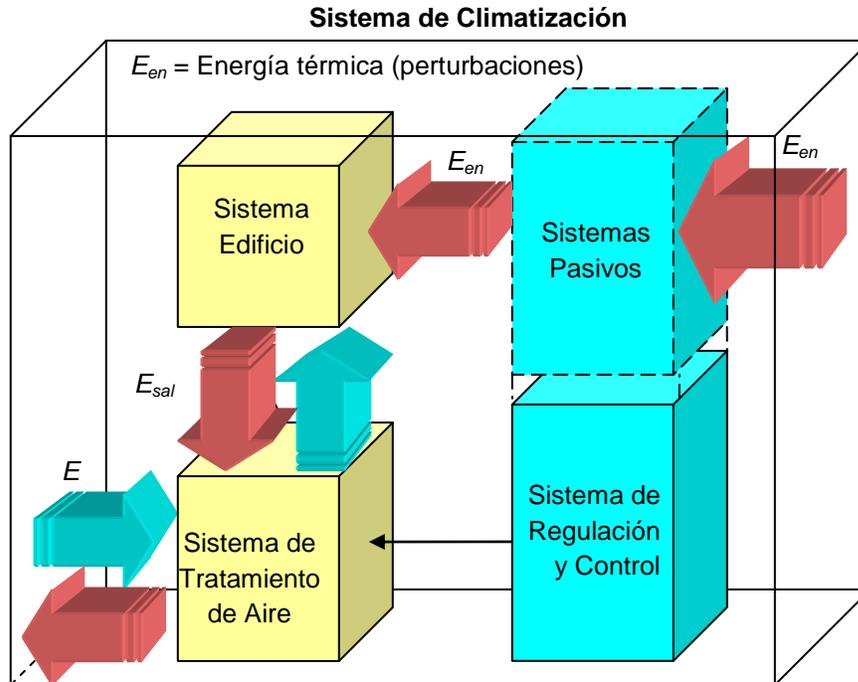
<sup>7</sup> Construcción fija, hecha con materiales resistentes, para habitación humana o para otros usos.

## 2.2. Sistemas.

En climatización referirnos a sistemas, es hablar de *la reunión de elementos o partes que realizan de manera individual una función concreta en la cadena de acciones físicas que intervienen en el control ambiental*, es decir, el control de los parámetros mencionados.

Un sistema completo de climatización esta compuesto de tres subsistemas básicos que realizan procesos y tienen funciones particulares dentro del conjunto. Son:

- El **sistema edificio**, es el elemento que contiene el ambiente a controlar, lo aísla de los agentes climatológicos como la temperatura y humedad exterior, viento, polvo y radiación solar. La separación es de tipo físico y se establece a través de los muros y huecos (muros, ventanas, cubierta), o envolvente del edificio; a través de ellos se establece la relación entre los agentes perturbadores y el ambiente a controlar. También consideramos en éste a los procesos industriales y actividades propias que pueden tener lugar en su interior. Las entradas y salidas de energía desde y a través del edificio provocan una perturbación en el ambiente, por lo que se requiere de un **balance energético** si se quiere mantener en condiciones de confort.
- El **sistema de tratamiento de aire**, se encarga del tratamiento de la mezcla aire-vapor de agua; se conoce y es llamado acondicionamiento de aire en la actualidad. Aquí se le da a la mezcla aire-vapor de agua, las condiciones requeridas por el sistema a climatizar, referente a los parámetros de temperatura, humedad, pureza y distribución.
- **Sistema de control**, su función es recibir entradas y coordinar una o varias respuestas, según detecte una desviación de los parámetros pre-establecidos del funcionamiento normal del sistema de climatización. Puede llegar a ser tan complejo como se quiera contemplar el control del sistema. Cubre la planeación, desarrollo y construcción del edificio, como lo muestra la figura 2.1.



**Figura 2.1.** Diagrama de bloques general de la climatización. Modificado de, Fuente: DE CUSA RAMOS, Juan, 1989.

La figura 2.1 presenta los subsistemas y la interacción energética entre los tres. La perturbación exterior (energía) es minorizada por el sistema de control pasivo, para su efecto en el sistema edificio, posteriormente la interacción de energía entre el sistema edificio y el de tratamiento de aire procura un balance térmico del primero; el diagrama no muestra la energía requerida por el sistema de control y el de tratamiento de aire para llevar a cabo sus funciones. *El término pasivo designa a los sistemas de climatización, en los que la captación, distribución y almacenamiento del calor, así como su disipación o descarga (en forma directa o indirecta), se realizan mediante procesos naturales de transferencia de calor.*[5]

Para analizar cuantitativamente cada uno de los tres subsistemas, de modo que pueda realizarse un dimensionado de sus componentes, conviene llevar a cabo un balance energético parcial en cada uno de ellos que permita configurar el balance global del sistema de climatización. Este balance de energía inicia en el *sistema edificio*, del cual se consideran múltiples parámetros a partir de su composición, aquí interactúan todos y cada uno de los elementos del sistema de climatización.

De acuerdo al requerimiento energético térmico del sistema a climatizar, se procede a la sustracción o adición de calor a partir de fuentes exteriores de energía térmica y/o eléctrica. Esto es con ayuda de los equipos y componentes de una instalación de climatización destinados al enfriamiento y la calefacción. La calefacción y refrigeración son muy importantes en la climatización, sin embargo, solo abordaremos de manera muy general las particularidades de cada uno de ellos.

### **2.3. Calefacción.**

Es la acción y efecto de calentar, consiste en la adición de energía térmica a una región, incrementa la temperatura interior de un edificio.

Éste efecto se transmite por conducción, convección o radiación; siendo la mezcla aire-vapor de agua el vehículo para su distribución. La fuente inicial de energía puede ser un combustible o electricidad, y el lugar donde se produce la liberación de energía, una caldera o una resistencia metálica, según sea el caso.

#### **2.3.1. Sistemas de calefacción.**

La distribución de energía térmica se realiza a través de tuberías y ductos, terminando su recorrido en elementos calefactores que son los encargados de transmitir a la región esta energía, radiadores, convectores, paneles de superficie caliente, etc.

Para clasificar los distintos sistemas de calefacción puede partirse del combustible empleado o el tipo de energía que da origen a (madera, carbón, gas, diesel, petróleo, electricidad, alcohol, energía atómica, energía geotérmica, etc); por el equipo de transmisión (radiador, convector, convector forzado, serpentín impulsor, panel, etc); o del medio en que se lleva esta transmisión a los equipos (aire caliente, agua caliente, vapor de agua, etc). Sin embargo, la primera clasificación es la que se da por su radio de acción, es decir, por la distancia entre el centro que produce el incremento de la energía térmica y el punto en que se transfiere al aire de la región a climatizar.

La primera clasificación la constituye la calefacción central y la calefacción local.

- **Calefacción central.** Cuenta con una sola instalación, compuesta por una o más calderas y su servicio es para un grupo de unidades que pueden ser locales, habitaciones o secciones de un mismo edificio.
- **Calefacción local.** Contiene elementos unitarios, donde cada aparato calefactor constituye un generador de calor independiente.

Clasificando los sistemas de calefacción de acuerdo con el fluido transmisor de energía, encontramos los siguientes:

- Calefacción por agua caliente.** El medio transmisor es el agua caliente y su funcionamiento es por el efecto de convección, pues la diferencia de peso específico entre el agua caliente y el agua fría, permite la circulación del agua. El agua caliente llega hasta los elementos emisores de calor (radiadores, panel radiante, aerotermos, climatizadores, etc), para volver al punto de partida que es la caldera.
- Calefacción por agua caliente con circulación forzada.** Corrige la deficiencia de presión del anterior, recurriendo a un activador circulatorio, es decir, a una bomba impulsora de tipo centrífuga.
- Calefacción por agua sobrecalentada.** Es similar a la anterior, solo que el agua alcanza temperaturas entre 100[°C] y 180[°C] y los elementos son los mismos. En caso de que el depósito de aspiración sea de tipo abierto, debe estar a una altura determinada, según la temperatura del agua a la salida de la caldera. En general habrá que recurrir a depósitos de expansión debidamente presurizados.
- Calefacción por vapor de agua.** El vapor producido en la caldera es conducido por una red de tuberías a los elementos calefactores, en los que condensa cediendo su calor de condensación. El agua formada vuelve a la caldera de modo que la instalación funciona en régimen continuo. Pueden ser a baja, o media presión. Es normal considerar como sistemas a baja presión, aquellos en los que la presión en la caldera no supera 0.5 [kg/cm<sup>2</sup>], y a media presión, cuando esta oscila entre 1 y 4 [kg/cm<sup>2</sup>]. Los elementos calefactores pueden ser, radiadores, aerotermos, climatizadores, etc.
- Calefacción por aire caliente.** También es llamado calefacción por aire impulsado, consiste en un ventilador acoplado encargado de dirigir una corriente de aire caliente.

Los sistemas de calefacción más utilizados en las instalaciones actuales son los hasta aquí mencionados, pero continuaremos con nuestra descripción.

- f) **Calefacción por resistencia eléctrica.** Emplea electricidad para producir calor, convirtiendo la energía eléctrica en energía térmica. También es llamado sistema por electroconvección, pues la radiación térmica de la resistencia eléctrica al entrar en contacto con el aire de los alrededores provoca un flujo por convección.
- g) **Calefacción termodinámica.** Es la bomba de calor, transfiere calor de un medio o depósito de baja temperatura a uno de alta temperatura, se presenta con mayor detalle en el tema 2.4.3. Bomba de calor, de refrigeración.
- h) **Calefacción solar.** Consiste en un sistema que aprovecha la energía radiante del Sol, la energía es recibida por un colector y transferida al agua, para su posterior uso y adaptación al sistema de climatización.

### 2.3.2. Equipo.

Toda instalación por agua caliente se compone de tres partes básicas:

- 1) **Producción de calor.** El calor se puede producir en calderas o en intercambiadores. El intercambiador tiene aplicación cuando se dispone de vapor, agua sobrecalentada o aceite térmico.
- 2) **Distribución de calor.** El agua caliente circula por las tuberías (una de ida y otra de retorno) impulsada por bombas centrifugas, lo que permite dimensionarlas con diámetros inferiores a los empleados en los sistemas de circulación por termosifón<sup>8</sup>, y se logra una puesta en marcha más rápida consiguiendo una regulación más fácil.
- 3) **Elementos de difusión de calor.** Son los elementos terminales de una instalación, encargados de transferir la energía térmica por convección o radiación al medio circundante.
  - **Radiadores.** Emiten por sus paredes el calor por convección natural y por radiación. Se fabrican en hierro fundido, en chapa y en aluminio, y su regulación puede ser con una válvula termostática.

---

<sup>8</sup> Las corrientes se generan por convección natural del fluido, a causa de la diferencia de densidades, también es llamada circulación natural.

- **Aerotermos.** Se aplican en calefacción por aire caliente, y sirven para calefacción puntual en una zona concreta. Esta formado por una batería de intercambio de tubos de cobre y aletas de aluminio, de una o dos hileras, montada dentro de una caja envolvente en la que esta ubicado un ventilador helicoidal con motor directamente acoplado; y pueden ser de tipo pared (vertical), o para instalar en el techo (horizontal). Con frecuencia se acopla una toma de aire exterior capaz de dar de 0 a 100% del flujo del aire exterior.
- **Climatizadores.** Se utilizan cuando las exigencias de la temperatura del aire son muy estrictas; en ellos están ubicados la batería de calefacción, construida de tubos de cobre y aletas de aluminio. Los elementos están hechos a la medida, para una potencia de calefacción definida, se fijan el flujo másico de agua y aire, y temperaturas de entrada y salida.
- **Paneles radiantes.** Están formados por un serpentín de tubo de acero estirado sin soldadura, colocado debajo del piso. El agua caliente circula en el interior de este serpentín, emitiendo un suave e imperceptible calor radiante.
- **Convector.** Consta de tubos aletados en los que se coloca una chapa envolvente con abertura en la parte inferior y superior, para provocar la convección del aire, su regulación es igual a la de los radiadores, manual o por válvulas termostáticas, si es regulación unitaria; si se precisa un control de varios convectores, se puede agrupar y regularse por una válvula de tres vías.

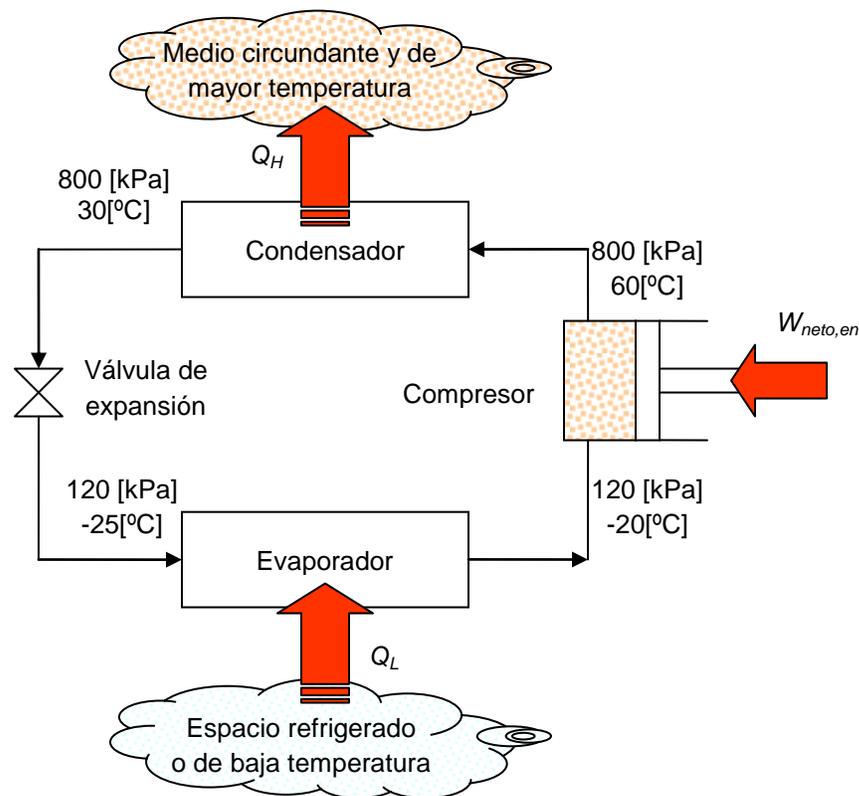
#### 2.4. Refrigeración.

En termodinámica hay dos importantes áreas de aplicación que son la generación de potencia y la refrigeración, ambas operan con un ciclo termodinámico. Los dispositivos o sistemas que producen una salida de potencia neta son llamados *máquinas*, y operan con *ciclos de potencia*. Los que producen refrigeración son llamados *refrigeradores, acondicionadores de aire o bombas de calor*, y operan con ciclos de refrigeración; y son los que presentamos.

### 2.4.1. Refrigerador.

En la naturaleza el calor fluye en la dirección de la temperatura decreciente, de medios de alta temperatura a medios de baja temperatura. Sin embargo, el proceso inverso no puede ocurrir por sí solo, pero se logra con dispositivos especiales llamados **refrigeradores**.

El objetivo de un refrigerador es retirar calor ( $Q_L$ ) del espacio a refrigerar y para lograrlo requiere una entrada de trabajo de  $W_{neto,ent}$ ; al igual que las máquinas térmicas son dispositivos cíclicos, su fluido de trabajo es llamado **refrigerante**. El ciclo de refrigeración que se usa con mayor frecuencia es el *ciclo de refrigeración por compresión de vapor*, que incluye cuatro componentes principales un compresor, un condensador, una válvula de expansión y un evaporador (figura 2.2).



**FIGURA 2.2.** Ciclo de refrigeración por compresión mecánica y condiciones comunes de operación.  
Fuente: CENGEL, Yunus, 2003.

### 2.4.2. Coeficiente de funcionamiento.

La eficiencia de un refrigerador se expresa en términos de su **coeficiente de funcionamiento** ( $CDF_R$ ).

$$CDF_R = \frac{\text{Salida}_{-deseada}}{\text{Entrada}_{-requerida}} = \frac{Q_L}{W_{neto,en}} \quad (2.1)$$

También se puede expresar en forma de tasa sustituyendo  $Q_L$  por  $\dot{Q}_L$  y  $W_{neto,en}$  por  $\dot{W}_{neto,en}$ , y debido al principio de la conservación de la energía para un dispositivo cíclico tenemos:

$$W_{neto,en} = Q_H - Q_L \quad [\text{kJ}] \quad (2.2)$$

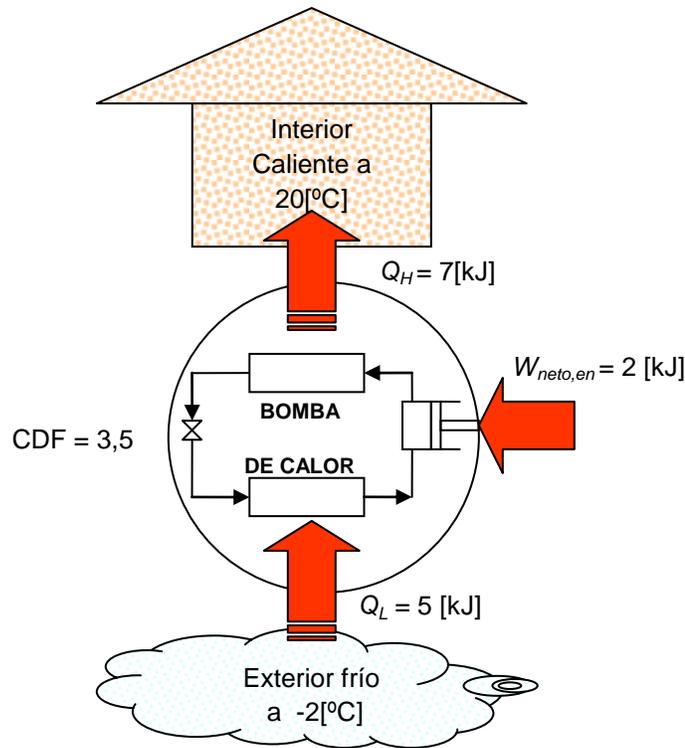
Por lo que nuestra ecuación 2.1 también se expresa así:

$$CDF_R = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1} \quad (2.3)$$

y notamos que el valor del  $CDF_R$  puede ser *mayor que la unidad*, debido a que la cantidad de calor extraído del espacio refrigerado puede ser mayor que la cantidad de entrada de trabajo, lo cual contrasta con la eficiencia térmica que nunca puede ser mayor a la unidad. Lo anterior es una razón por la que se expresa la eficiencia de un refrigerador como coeficiente de funcionamiento ( $CDF_R$ ), evitando la rareza de tener eficiencias mayores a 1.

### 2.4.3. Bomba de calor.

Este dispositivo transfiere calor de un medio o depósito de baja temperatura a uno de alta temperatura. Al igual que el refrigerador opera con el mismo ciclo solo que difieren de objetivo. El objetivo del refrigerador es mantener el espacio refrigerado a baja temperatura quitándole calor, donde la descarga de éste a un medio de mayor temperatura es sólo una parte de la operación, no el propósito. En el caso de la bomba de calor su objetivo es mantener un espacio calentado a alta temperatura, y lo consigue al absorber el calor de una fuente de baja temperatura.



**FIGURA 2.3.** Calefacción en una casa con bomba de calor.  
Fuente: CENGEL, Yunus, 2003.

Podemos ver su aplicación en el ejemplo de la casa de la figura 2.3, donde se absorbe el calor de una fuente de baja temperatura, que podría ser bien un pozo o el aire frío del exterior en invierno; y se suministra finalmente al interior de la casa. Lo mismo sucedería si usáramos un refrigerador como bomba de calor colocándolo en la ventana de una casa con su puerta abierta hacia el aire frío en invierno, pues trataría de enfriar el exterior absorbiendo calor de él, y liberando este calor hacia dentro de la casa a través del serpentín que está detrás de él.

Su funcionamiento se expresa de igual manera por su coeficiente de funcionamiento:

$$CDF_{BC} = \frac{\text{Salida}_{deseada}}{\text{Entrada}_{requerida}} = \frac{Q_H}{W_{neto, en}} \quad (2.4)$$

Que también se puede expresar como:

$$CDF_{BC} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H} \quad (2.5)$$

Comparando las ecuaciones 2.1 y 2.5 tenemos:

$$CDF_{BC} = CDF_R + 1 \quad (2.6)$$

La mayoría de las bombas de calor existentes emplean el aire frío exterior como fuente de calor en invierno, es por eso que son llamadas bombas de calor con fuente de aire.

## **2.5. Regulación de humedad.**

La humedad es un término utilizado para describir la presencia de vapor de agua en el aire, ya sea a la intemperie o dentro de un espacio. Su regulación consiste en la humectación o deshumectación de la mezcla aire-vapor de agua, y aquí es muy importante el uso de la psicrometría para el control más preciso de la misma.

### **Humidificación.**

Consiste en incorporar a la mezcla recién filtrada cierta cantidad de humedad de acuerdo a los requerimientos. Se consigue haciendo pasar la masa fluida en circulación por una fina lluvia artificial que se logra por medio de pulverizadores, o agregando vapor acuoso. El paso del aire por esta lluvia es llamado lavado, porque cumple también con la misión de filtrado final de la mezcla.

Los lavadores son pulverizadores, que pueden actuar por toberas a presión o por remolinos (pulverización centrífuga). Los pulverizadores a presión trabajan con boquillas de paso muy fino, con orificios de 1.5 a 3.5 [mm] de diámetro para presiones de agua de 3 a 12 atmósferas, con lo que se consigue un grado de dispersión que llega a la formación de nieblas acuosas. También existen otros sistemas de lavado por agua y humectación como los lavadores de pulverización centrífuga y el de discos giratorios o de inmersión.

### **Deshumidificación.**

También es llamado secado y su objetivo es disminuir el grado de humedad del ambiente. Uno de los procedimientos es utilizando materia higroscópica, que tiene la propiedad de absorber la humedad del aire circundante próximo a dicha materia. Ejemplo: cloruro cálcico y ácido sulfúrico. Pero se presenta el inconveniente de no poder ser utilizado para grandes volúmenes de aire.

Otro sistema es por absorción, en el que se utiliza una materia porosa, como sílice puro en forma granulada, que tiene la propiedad de absorber la humedad. Pero en cierto tiempo, es conveniente regenerar su cualidad absorbente, sometiendo dicha materia a la acción de una corriente de aire caliente encargada de evaporar el agua.

El efecto se consigue también, por una lluvia de agua fría, las gotas arrastran las vesículas de agua condensada que se forman al descender la temperatura del aire por efecto del procedimiento empleado. El aire, al salir de la lluvia, se encuentra saturado pero conteniendo menos cantidad de vapor de agua. Finalmente puede procederse a enfriar directamente el aire para conseguir efectos similares. Las vesículas de agua condensada son separadas por medio de filtros, acción de la gravedad, etc. Posteriormente, si es necesario puede calentarse para que recobre su temperatura de origen.

## **2.6. Purificación o limpieza.**

Esta se realiza por varios sistemas como el lavado y el filtrado, por contacto y por ozonizado.

En el **lavado** se hace atravesar el aire por una zona de lluvia artificial, en la que, las gotas de agua arrastran las impurezas captadas y las depositan en el fondo de una cubeta preparada para tal efecto. Este sistema resulta adecuado cuando se necesita humidificar el ambiente, pues la lluvia humecta la mezcla aire-vapor de agua a su paso.

En la **filtración** se obliga a circular la masa de aire a través de diversos filtros a base de mallas o contruidos por materiales filtrantes. Se recurre a superficies metálicas onduladas y mojadas, que actúan igualmente de elemento de filtrado; este sistema se conoce como **filtrado por contacto**.

El **ozonizado** es consecuencia de una precipitación electrostática, que tiene una importante acción desodorante y bactericida.

## **2.7. Distribución.**

Es el encargado de transmitir y distribuir la energía necesaria para contrarrestar las perturbaciones energéticas que actúan sobre el ambiente a través del sistema edificio, comprende los equipos de ventilación y ducteria, que darán movilidad a la mezcla y la harán circular de manera uniforme.

### **2.7.1. Ventilación.**

Es la acción y efecto de airear una estancia cerrada, es decir, renovar el aire que contiene de manera continua o en forma intermitente. Mediante su empleo se mantiene y controla el grado de pureza del aire, además, ayuda mantener niveles aceptables de temperatura y humedad. La energía empleada es función directa de la cantidad de aire a manejar, es por eso que el flujo másico del aire exterior a introducir al local debe ser cuidadosamente calculado para no sobredimensionar la potencia del equipamiento necesario.

#### **2.7.1.1. Sistemas de ventilación ambiental.**

Existen tres tipos de sistemas de ventilación.

- **Extracción.** El aire interior de la zona a ventilar es renovado mediante su extracción con ventiladores axiales o centrífugos, los cuales extraen el aire a través de aberturas en la pared, a la par con el sistema de ductos. La entrada de aire debe estar lo más alejado posible del ventilador de extracción para evitar la existencia de zonas sin ventilar.
- **Impulsión.** El aire es impulsado dentro del lugar a ventilar por medio de ventiladores, los cuales introducen el aire a la construcción a través de aberturas en las paredes a la par con el sistema de ductos. Con estos sistemas el local estará a una presión ligeramente superior a la exterior, lo cual impide la entrada de aire y partículas no deseadas.
- **Impulsión - Extracción.** El uso de ambos tipos de ventiladores logra un control mayor de la ventilación. Asegura una distribución uniforme del aire; y se puede obtener la zona ventilada en sobrepresión o depresión respecto al exterior, según convenga.

### 2.7.1.2. Ventiladores.

Hay tres tipos básicos de ventiladores:

- **Ventiladores centrífugos.** Este tipo de ventilador esta formado por una turbina que gira dentro de una envolvente, que tiene dos bocas: de aspiración, situada en el eje de la turbina; y de impulsión, perpendicular a este eje. El aire entra en forma axial, gira en ángulo recto a través de los alabes y es despedido en forma radial. La finalidad de la envolvente es transformar la presión estática en dinámica desarrollada en la extremidad de los alabes.
- **Ventiladores helicoidales.** Este tipo de ventiladores tiene un amplio campo de aplicación, en donde la resistencia al flujo de aire es baja. Por regla general se usan en lugares donde no hay sistema de conductos o en el caso de que la pérdida de carga sea mínima. En la mayoría de los casos mueve el aire a través de un orificio en la pared. Constan de una hélice con cuatro o más alabes, colocados de manera angular con relación al eje. Los ventiladores pueden ser de accionamiento directo o por correas trapezoidales. Se aplican para desplazar el aire bajo condición de libre aspiración y descarga.
- **Ventiladores axiales.** Estos ventiladores comprenden impulsores con alabes de sección aerodinámica, girando dentro de una carcasa cilíndrica. El flujo de aire a través del ventilador es prácticamente paralelo al eje impulsor. El rendimiento normal de estos ventiladores esta entre 70 y 80%.

Omitiremos la descripción de los ductos de distribución de una instalación, pues sale del interés y alcance de este trabajo. Se han mencionado solo los elementos y procesos, que dan la base para abordar y comprender el tema de la climatización.

### 2.8. Control.

Es necesario diseñar el sistema de control para mantener de forma automática la temperatura, humedad, presión, flujo de aire, energía y locales a acondicionar libres de contaminantes internos de acuerdo a las condiciones de diseño requeridas a nuestro sistema de acondicionamiento.

El control modula las etapas o secuencias mecánicas del equipo eléctrico para proporcionar los requerimientos de carga a las condiciones ambientales interiores, además de brindar la operación segura del equipo y poder ajustar los puntos de control.

### **2.8.1. Secuencia de control.**

En los sistemas de aire acondicionado de enfriamiento, calefacción, ventilación y filtración es indispensable como parte del proyecto describir la secuencia en que se desarrollarán los procesos y operaciones de cada uno de los elementos del sistema.

Esta descripción muestra la interrelación que existe con los sistemas de:

- a) Detección y supresión de fuego.
- b) Detección, alarmas de gases tóxicos y gases inflamables.
- c) Localización, tipo y operación de compuertas de ductos y toma de aire exterior.

Asimismo se debe desarrollar la secuencia de paro y arranque de los equipos, contemplando las diferentes alternativas de acuerdo al grado de automatización que indiquen los requisitos establecidos.



# Capítulo 3.

TRANSFERENCIA DE CALOR EN  
ENVOLVENTE DEL EDIFICIO.

### 3. Transferencia de calor en envolvente del edificio.

Para climatizar un espacio o edificio es necesario determinar y conocer la transferencia de calor a través de su envolvente. Y así prever la pérdida o ganancia de energía térmica a través de sus muros y ventanas lo que permitirá un adecuado balance térmico. En este capítulo se mencionan los elementos que nos ayudarán a comprender la transferencia de calor y los parámetros más importantes a considerar en nuestro cálculo para la envolvente de una construcción.

El ambiente exterior de una localidad viene definido por la temperatura seca, la temperatura húmeda, la velocidad y dirección del viento. No obstante dichas magnitudes no son constantes ni a lo largo del día, ni a través de las estaciones del año. En general se recurre a la asignación de variaciones típicas de estas variables según el mes considerado. Así mismo, la radiación solar es una variable importante a tener en cuenta, ya que influye de forma significativa en la estimación de las cargas térmicas.

En las paredes y estructura de una construcción se presenta el fenómeno de **inercia térmica** que es el aumento o disminución proporcional y no instantáneo de su temperatura de acuerdo a sus propiedades físicas, y a causa de factores externos. Debido a éste, y a que la hora en que se producen los máximos de las variables que definen el ambiente exterior no son simultáneas, y la posibilidad de que éstos tampoco coincidan con la hora en que se producen las máximas cargas internas del local, es imprescindible conocer además de los valores extremos su evolución diaria con la mayor precisión.

#### 3.1. Radiación solar.

Este efecto depende en gran medida de la ubicación del Sol en el cielo y de la claridad de la atmósfera, así como de la naturaleza y orientación del edificio. Es necesario conocer la máxima radiación que podría incidir sobre una superficie en un momento determinado, durante el día y al paso de las estaciones del año para el correcto diseño del sistema de acondicionamiento.

La radiación solar está constituida por varias clases de radiaciones electromagnéticas, las cuales tienen algunas características en común, pero difieren en el efecto que producen, que a su vez depende de su longitud de onda. Entre otras, el espectro solar incluye la

radiación ultravioleta, la luz visible y la radiación infrarroja; y es la superposición de las longitudes de onda de la mayor parte de la radiación infrarroja, la totalidad de la luz visible y una parte del espectro ultravioleta lo que constituyen la porción de radiación solar denominada **radiación térmica**. Ésta es la parte del espectro electromagnético que más participa en la transmisión de energía calorífica por radiación.

La energía de la radiación térmica que cae sobre una superficie está expuesta a la absorción, la reflexión y la transmisión a través de un cuerpo transparente. Como ya se menciona en el primer capítulo la **absortividad** es la transformación de la energía radiante en energía térmica y que se almacena en las moléculas del cuerpo que la absorbe. La **reflexión** es el retorno de la radiación, sin cambio de frecuencia, desde una superficie, pudiendo decir que la radiación simplemente “rebota” desde esta superficie. La **transmisión** es el paso de la radiación a través de un medio sin que éste cambie su frecuencia. Es así que, la energía que cae sobre una superficie debe estar sujeta a una de las tres acciones, por lo tanto:

$$\alpha + \rho + \tau = 1 \quad (3.1)$$

$\alpha$  = absortividad, fracción de la radiación térmica total incidente absorbida.

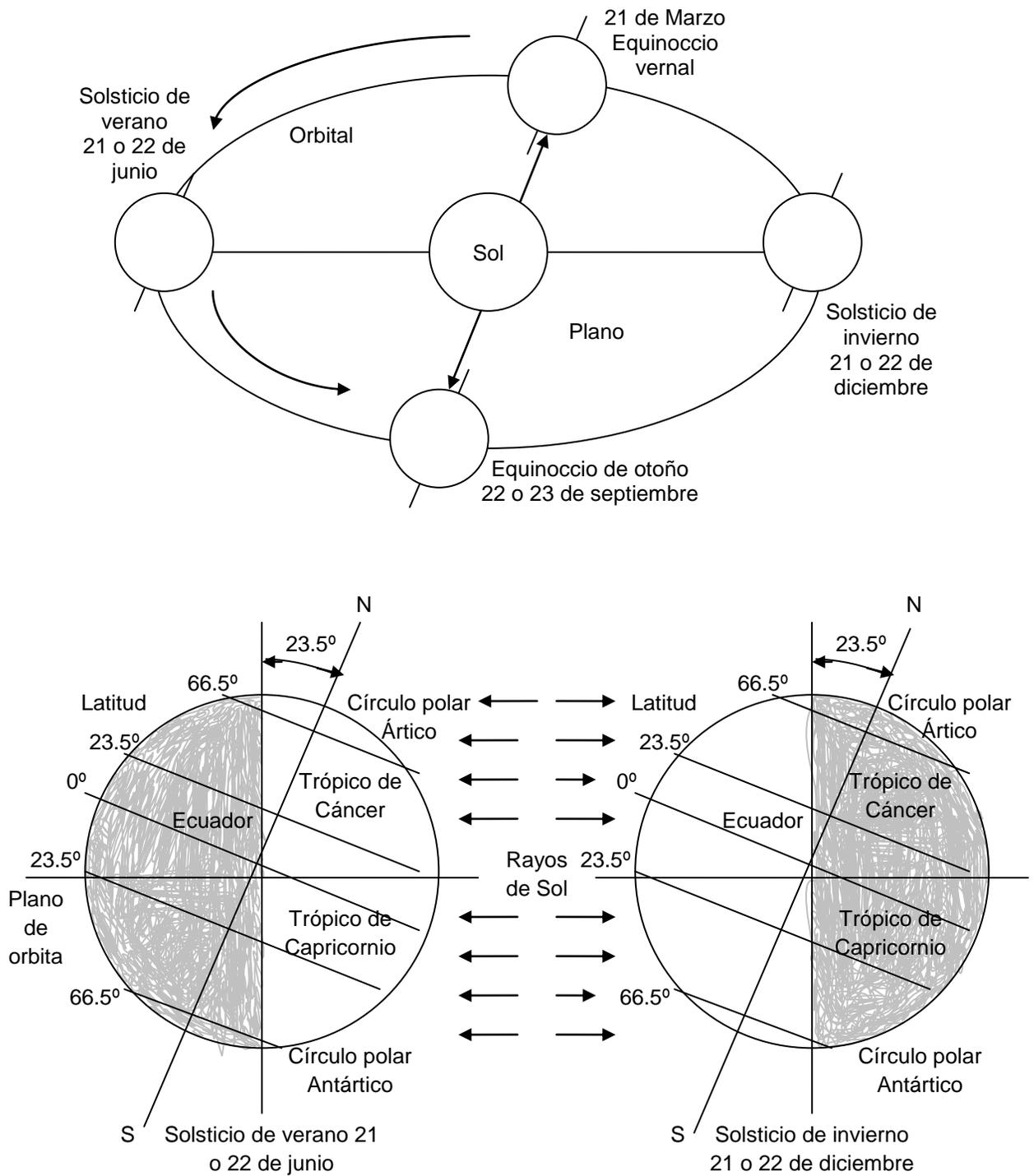
$\rho$  = reflejancia, fracción de la radiación térmica total incidente reflejada.

$\tau$  = transmitancia, fracción de la radiación térmica total incidente transmitida a través de un cuerpo.

La radiación térmica total que incide sobre una superficie desde todas las direcciones y desde todas las fuentes se le denomina *irradiación total* o *irradiación global*  $G$  y tiene unidades de [Btu/h·ft<sup>2</sup>] o [W/m<sup>2</sup>].

### 3.1.1. Movimiento de la tierra alrededor del Sol.

La posición del Sol en el cielo es un factor importante en el efecto de la energía solar sobre un edificio. Es posible predecir la posición del Sol, ya que se considera que la Tierra se mueve en una órbita ligeramente elíptica alrededor del Sol, y sobre el *plano orbital* o también llamado *plano de la elíptica*, completando una vuelta en aproximadamente 365  $\frac{1}{4}$  días (figura 3.1).



**Figura 3.1.** Efecto de la inclinación y la rotación de la Tierra alrededor del Sol.  
 Fuente: MCQUISTON, Faye, 2007.

La distancia desde el centro de la Tierra al centro del Sol es de aproximadamente  $92.9 \times 10^6$  millas ( $1.5 \times 10^8$  [km]). Cuando la Tierra está más cerca del Sol la distancia es llamada *distancia perihélica* siendo 98.3 por ciento de la distancia media y ocurre el 4 de Enero; el caso contrario, cuando la Tierra se encuentra más lejos del Sol que equivale a 101.7 por ciento de la distancia media, y ocurre el 5 de julio, se conoce como *distancia afelíca*. Es así que, la Tierra recibe aproximadamente 7 por ciento más de radiación solar en Enero que en Julio.

Cuando la Tierra se mueve, también gira sobre su propio eje de rotación que tiene una inclinación de 23.5 grados con respecto al plano orbital, a razón de una revolución cada 24 horas. Además de tener un movimiento adicional, provocado por la precesión<sup>9</sup> giroscópica de la Tierra. Como resultado de este movimiento dual y de la inclinación del eje, **la posición aparente del Sol en el cielo varía con la ubicación del observador, la hora del día y la época del año**. Para fines prácticos el Sol puede ser tratado como una fuente puntual de radiación tan pequeño como lo ve un observador desde la Tierra.

En el equinoccio vernal (marzo 21) y el equinoccio de otoño (septiembre 22 o 23) los rayos solares caen perpendicularmente sobre el Ecuador, y los polos terrestres están equidistantes del Sol. Durante los dos equinoccios - la palabra equinoccio significa “noches iguales” – todos los puntos sobre la Tierra (excepto los polos) tienen exactamente 12 horas de oscuridad y 12 horas de luz.

Durante el solsticio de verano (junio 21 o 22) el polo norte está inclinado 23.5 grados hacia el Sol, y todos los puntos de la superficie de la Tierra al norte de los 66.5 grados de latitud norte (el Círculo Polar Ártico) reciben continuamente luz solar, mientras que todos los puntos ubicados al sur de los 66.5 grados de latitud sur (el Círculo Polar Antártico) permanecen en la oscuridad continua. En estas fechas el clima del Hemisferio Norte es relativamente cálido, mientras que el clima del Hemisferio Sur es relativamente frío. La palabra “solsticio” significa “*Sol que permanece inmóvil*”.

Durante el solsticio de verano, a mediodía los rayos solares caen perpendicularmente a lo largo de Trópico de Cáncer, mientras que en el solsticio de invierno ocurre esto mismo a lo

---

<sup>9</sup> Movimiento retrógrado de los puntos equinociales o de intersección del Ecuador con la Eclíptica, en virtud del cual se van anticipando las épocas de los equinoccios o el principio de las estaciones.

largo del Trópico de Capricornio. A la zona que se encuentra entre estas dos líneas imaginarias se le denomina zona tórrida, y en ella el Sol se encuentra exactamente en el cenit cuando menos una vez al año. En las zonas templadas (entre los 23.5 y los 66.5 grados de latitud en cada hemisferio) los rayos solares nunca caen perpendicularmente pero el Sol se eleva arriba del horizonte todos los días del año. En las zonas polares, más allá 66.5 grados, el Sol permanece debajo del horizonte por lo menos un día completo (24 horas) una vez al año. También permanece arriba del horizonte durante las 24 horas por lo menos un día cada año.

### **3.1.2. Los horarios.**

La posición de la Tierra con respecto al Sol cambia continuamente debido a su movimiento de rotación, donde cualquier lugar fijo sobre su superficie efectúa una revolución completa cada 24 horas. La Tierra esta dividida en 360 grados de arco por líneas longitudinales imaginarias que pasan a través de los polos. Así, 15 grados de longitud corresponden a 1/24 de día o a una hora de tiempo.

La hora del meridiano cero, la línea imaginaria que pasa a través de Greenwich, Inglaterra, es la hora civil de Greenwich y también llamado *tiempo universal*.

La **hora civil local** o simplemente hora local (*local civil time* LCT) está determinada por la longitud en la que se encuentra el observador, y se calcula agregando o restando cuatro minutos de tiempo por cada grado de longitud. La hora aumenta a medida que se avanza hacia los meridianos del este. Por lo tanto, cuando son las 12:00 del día en el meridiano de Greenwich, son las 7:00 am en el meridiano ubicado a 75 grados de longitud oeste.

Se acostumbra ajustar los relojes a la misma hora a lo largo de una zona que cubre aproximadamente 15 grados de longitud (un huso horario), aun cuando los límites de esta zona podrán ajustarse a las condiciones geográficas locales. A la hora local para un meridiano seleccionado cerca del centro del uso horario se le denomina *hora estándar*.

A nivel internacional, la Oficina Internacional de Pesas y Medidas, Bureau International des Poids et Mesures BIPM, en Francia, es responsable de mantener el Tiempo Universal Coordinado, que es la escala de tiempo que se toma como base para la diseminación del tiempo de los husos horarios en todo el mundo. Por motivos históricos, esta escala de

tiempo corresponde geográficamente a la del meridiano que pasa por el observatorio de Greenwich, cerca de la ciudad de Londres, Inglaterra.

En México el Centro Nacional de Metrología (CENAM) mantiene en operación un conjunto de relojes atómicos con los cuales genera la escala de tiempo de menor incertidumbre en el país, denominada técnicamente Tiempo Universal Coordinado, y denotado por UTC (CNM). De la escala de tiempo UTC (CNM) se generan los tiempos asociados a los tres husos horarios de la nación. El UTC (CNM) se mantiene con una incertidumbre por debajo de 100 milésimas de millonésima de segundo respecto a la escala de tiempo internacional denominada Tiempo Universal Coordinado, UTC.

La Hora Oficial en los Estados Unidos Mexicanos se deriva del valor del Patrón Nacional de Escalas de Tiempo el cual es establecido en términos del UTC(CNM) y de correcciones de por un número entero de horas de acuerdo a las relaciones presentadas en la tabla 3.1.

**Tabla 3.1.** Unidades derivadas del S.I. que tienen nombre y símbolo especial.

<b>Uso horario (local civil time LCT)</b>	<b>Corrección</b>	<b>Longitud oeste</b>
Hora estándar del Centro	UTC(CNM) - N	90 grados
Hora estándar del Pacífico	UTC(CNM) - (N+1)	105 grados
Hora estándar de la Zona Noroeste	UTC(CNM) - (N+2)	120 grados

Fuente: Centro Nacional de Metrología CENAM.

en donde N es igual a 5 horas en el horario de verano e igual a 6 horas en el horario de invierno.

En México desde 1996 se practica el cambio de horario adelantando una hora los relojes, llamado *Horario de Verano* (day-light saving time, DST), que se implementa el primer domingo de abril y el último domingo de octubre, mientras que el horario para el resto del año se le llama *Horario de Invierno*. El ajuste de una hora que se realiza en los relojes para pasar de un horario al otro ocurre exactamente las 2:00 de la mañana (esta hora es la del horario que se abandona) del domingo en cuestión. El cambio de horario se realiza en esta hora para minimizar los posibles efectos adversos para la sociedad en general por efecto del ajuste de los relojes. En los Estados Unidos Mexicanos el cambio de horario se

realiza primeramente en la zona horaria del Centro, una hora después se efectúa el cambio de horario en la zona del Pacífico, y una hora más tarde se realiza el cambio de horario en la zona del Noroeste.

**Hora solar o tiempo solar.** Es el tiempo medido por medio de la posición del Sol, pues hace la consideración de días ligeramente variables, debido a la falta de simetría de la órbita terrestre, las irregularidades en la velocidad de rotación de la Tierra y otros factores; mientras que la *hora civil* está basada en días que tienen exactamente 24 horas de duración.

**La hora local solar** (*local solar time*, LST) puede calcularse a partir de la hora local civil (*local civil time*, LCT) con la ayuda de una cantidad llamada ecuación del tiempo:

$$\text{hora local solar (LST)} = \text{hora local civil (LCT)} + \text{ecuación de tiempo (EOT)} \quad (3.2)$$

Se puede utilizar la siguiente relación, para determinar el valor del tiempo EOT:

$$\text{EOT} = 299.2 (0.000075 + 0.001868 \cos N - 0.032077 \text{ sen } N - 0.014615 \cos 2N - 0.04089 \text{ sen } 2N) \text{ minutos} \quad (3.3)$$

Donde  $N = (n - 1)(360/365)$ , y  $n$  es el día del año,  $1 \leq n \leq 365$ . En esta formulación  $N$  está dada en grados. En la tabla 3.2 aparecen los valores de la ecuación del tiempo para los días 21 de cada mes.

### 3.1.3. Ángulos solares.

Es posible describir la dirección de los rayos solares que inciden sobre un lugar si se conocen tres datos fundamentales:

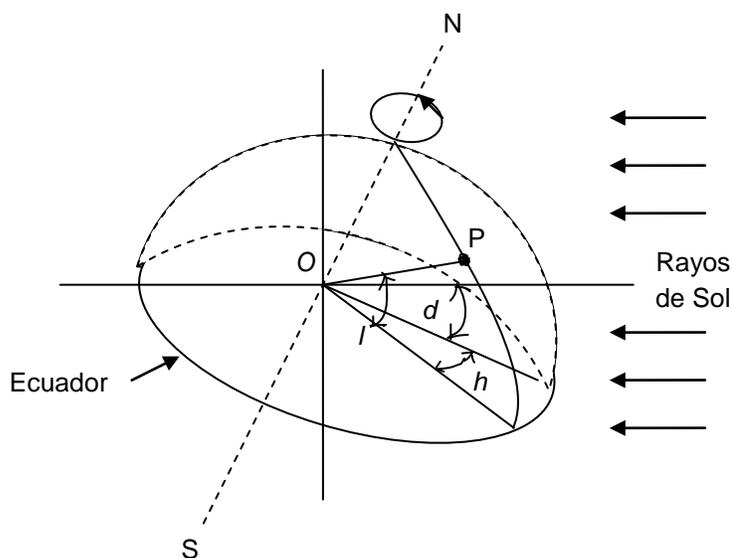
1. Ubicación del lugar sobre la superficie terrestre.
2. Hora del día.
3. Día del año.

Para obtener estos datos es necesario conocer la latitud, el ángulo horario, y la declinación del Sol. En la figura 3.2 se muestra un punto  $P$ , ubicado en algún lugar del Hemisferio Norte.

**Tabla 3.2.** Datos solares para los días 21 de cada mes.

			A	B	C
	Ecuación del tiempo (min)	Declinación, grados.	[Btu/h·ft <sup>2</sup> ] ([W/m <sup>2</sup> )	Adimensional	
Enero	-11.2	-20.2	381.2 (1202)	0.141	0.103
Febrero	-13.9	-10.8	376.4 (1187)	0.142	0.104
Marzo	-7.5	0	369.1 (1164)	0.149	0.109
Abril	1.1	11.6	358.3 (1130)	0.164	0.12
Mayo	3.3	20	350.7 (1106)	0.177	0.13
Junio	-1.4	23.45	346.3 (1092)	0.185	0.137
Julio	-6.2	20.6	346.6 (1093)	0.186	0.138
Agosto	-2.4	12.3	351 (1107)	0.182	0.134
Septiembre	7.5	0	360.2 (1136)	0.165	0.121
Octubre	15.4	-10.5	369.7 (1166)	0.152	0.111
Noviembre	13.8	-19.8	377.3 (1190)	0.142	0.106
Diciembre	1.6	-23.45	381.8 (1204)	0.141	0.103

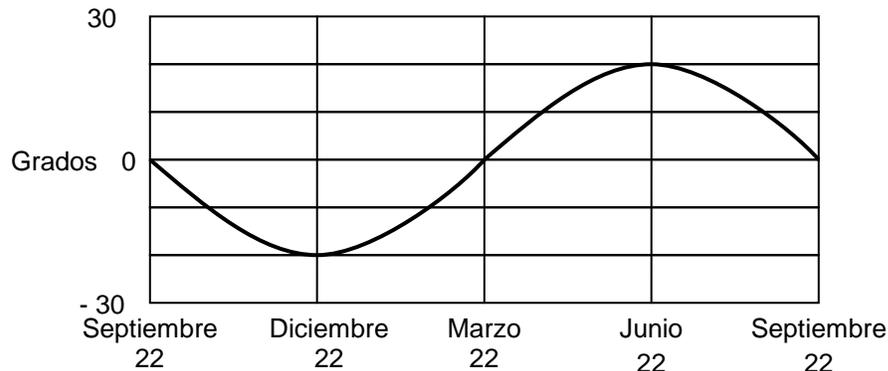
Fuente: MCQUISTON, Faye, 2007.



**Figura 3.2.** Latitud, ángulo horario, y declinación del Sol.  
Fuente: MCQUISTON, Faye, 2007.

La **latitud**  $l$  es el ángulo entre la línea  $OP$  y la proyección de  $OP$  sobre el plano no ecuatorial. Esta es la misma latitud que se utiliza comúnmente en los globos terráqueos a escala y en los mapas para describir la ubicación de un punto con respecto al ecuador.

El **ángulo horario**  $h$  es el ángulo entre la proyección de  $P$  sobre el plano ecuatorial y la proyección sobre ese plano de una línea que va del centro del Sol al centro de la Tierra. Quince grados de ángulo horario corresponden a una hora de tiempo. El ángulo horario varía desde cero en el mediodía solar local hasta su máximo, que ocurre en el crepúsculo o el amanecer. El mediodía solar ocurre cuando el Sol está en el punto más alto del cielo y los ángulos horarios son simétricos con respecto al mediodía solar; por lo tanto, los ángulos horarios del amanecer y del crepúsculo en un día determinado son idénticos.



**Figura 3.3.** Variación de la declinación del Sol.  
Fuente: MCQUISTON, Faye, 2007.

La **declinación**  $d$  del Sol es el ángulo entre la línea que conecta los centros del Sol y de la Tierra y la proyección de esta línea sobre el plano ecuatorial. En la figura 3.3 se muestra como varía la declinación del Sol a lo largo de un año típico. En un día determinado del año, la declinación varía ligeramente de un año para otro, pero, para los cálculos de calefacción, ventilación y aire acondicionado, los valores de cualquier año son suficientemente precisos. Puede utilizarse la siguiente ecuación, para determinar la declinación en grados:

$$\delta = 0.3963723 - 22.9132745 \cos N + 4.0254304 \sin N - 0.3872050 \cos 2N + 0.05196728 \sin 2\theta - 0.1545267 \cos 3\theta + 0.08479777 \sin 3B \quad (3.4)$$

Donde  $N = (n - 1)(360/365)$ , y  $n$  es el día del año,  $1 \leq n \leq 365$ . En esta formulación  $N$  está dada en grados. La tabla 3.2 muestra los valores típicos de la declinación del Sol para los días 21 de cada mes.

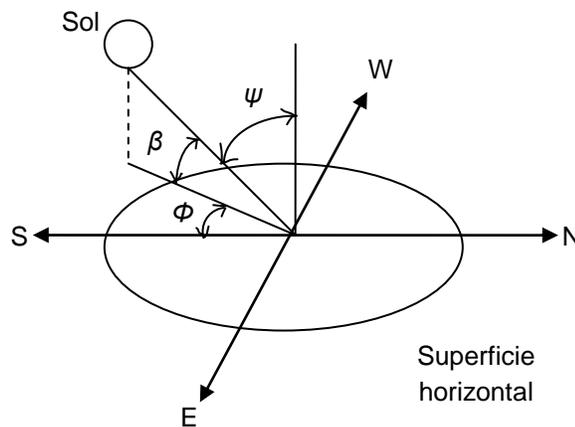
Cuando se realizan los cálculos de calefacción, ventilación y aire acondicionado es conveniente definir la posición del Sol en el cielo en términos de la *altura solar*  $\beta$  y del *acimut solar*  $\phi$ , los cuales dependen de los valores de  $l$ ,  $h$  y  $d$ .

La **altura solar**  $\beta$  (la altura solar del Sol) es el ángulo entre el rayo solar y la proyección de ese rayo sobre una superficie horizontal (figura 3.4). Es el ángulo del Sol sobre el horizonte. Por medio de la geometría analítica obtenemos la relación:

$$\text{Sen } \beta = \cos l \cos h \cos d + \text{sen } l \text{ sen } d \quad (3.5)$$

El *ángulo  $\psi$  del cenit del Sol* es el ángulo entre los rayos solares y una perpendicular al plano horizontal en el punto  $P$  (figura 3.4). Por lo tanto:

$$\beta + \psi = 90 \text{ grados} \quad (3.6)$$



**Figura 3.4.** Altura solar  $\psi$  y ángulo acimutal  $\Phi$ .  
Fuente: MCQUISTON, Faye, 2007.

Se puede demostrar que la altura máxima diaria (mediodía solar) del sol en un punto geográfico determinado es:

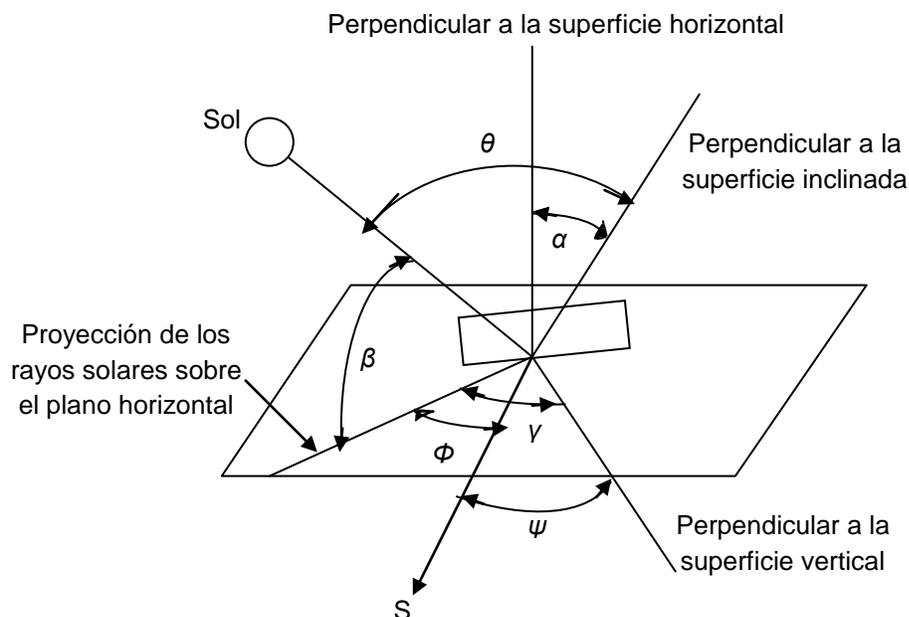
$$\beta_{\text{mediodía}} = 90 - |l - d| \text{ grados} \quad (3.7)$$

donde  $|l - d|$  es el valor absoluto de  $l - d$ .

El ángulo  $\Phi$  del **acimut solar** es el ángulo en el plano horizontal medido entre el sur y la proyección de los rayos solares sobre este plano (figura 3.4). En las horas de la tarde éste ángulo es positivo, y negativo por las mañanas. Por geometría analítica tenemos la expresión:

$$\cos \Phi = (\sin \beta \sin l - \sin d) / (\cos \beta \cos l) \quad (3.8)$$

Para una superficie vertical, el ángulo medido en el plano horizontal entre la proyección de los rayos sobre ese plano y una perpendicular a la superficie vertical se le denomina el **Acimut solar de la pared**  $\gamma$  (figura 3.5). Si  $\gamma$  es mayor a  $90^\circ$  o menor a  $-90^\circ$  la superficie se encuentra en la sombra.



**FIGURA 3.5.** Acimut solar de pared  $\gamma$ , acimut de pared  $\psi$  y ángulo de inclinación  $\alpha$  para una superficie de inclinación arbitraria. Fuente: MCQUISTON, Faye, 2007.

Si  $\psi$  es el **acimut de pared** medido al este o al oeste desde el sur, entonces:

$$\gamma = \Phi \pm \psi \quad (3.9)$$

donde las superficies con orientación al oeste tienen un ángulo acimut de pared  $\psi$  positivo, y aquellas con orientación este, negativo, como lo muestra la tabla 3.3. con los valores de  $\psi$  para algunas orientaciones de interés.

**Tabla 3.3.** Acimut para diferentes orientaciones de la superficie, medido desde el Sur.

Orientación	N	NE	E	SE	S	SW	W	NW
Acimut de pared $\psi$	180°	-135°	-90°	-45°	0	45°	90°	135°

Fuente: ASHRAE, Handbook Fundamentals (SI Edition), 2005.

El **ángulo de incidencia**  $\theta$  es el ángulo entre los rayos solares y la perpendicular a la superficie horizontal (figura 3.5). El *ángulo de inclinación*  $\alpha$  es el ángulo entre la perpendicular a la superficie inclinada y la perpendicular a la superficie horizontal, por lo tanto tenemos:

$$\cos \theta = \cos \beta \cos \gamma \sin \alpha + \sin \beta \cos \alpha \quad (3.10a)$$

Por lo tanto, para una superficie vertical:

$$\cos \theta = \cos \beta \cos \gamma \quad (3.10b)$$

Y para una superficie horizontal:

$$\cos \theta = \sin \beta \quad (3.10c)$$

### 3.1.4. Irradiación solar.

La *constante solar promedio*  $G_{sc}$  es la de irradiación que incide sobre una superficie perpendicular a los rayos solares más allá de la atmósfera terrestre, a la distancia media Tierra-Sol. La constante solar promedio es aproximadamente:

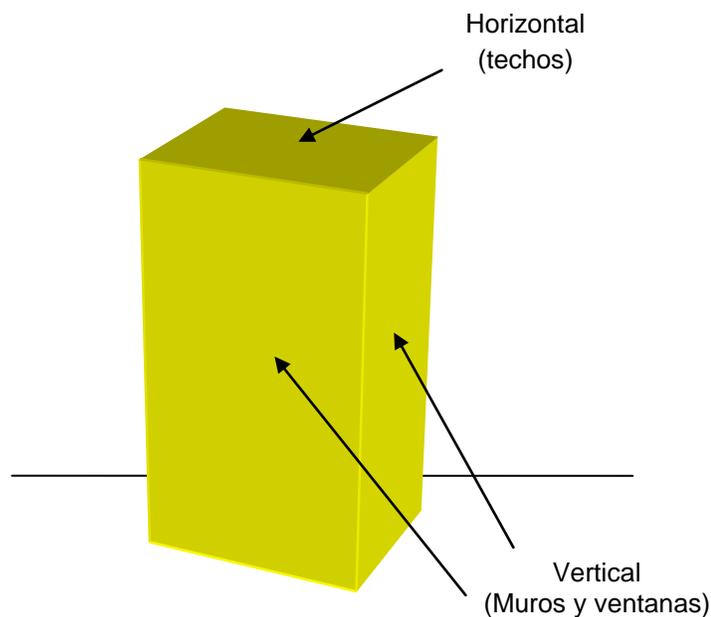
$$G_{sc} = 433.4 \text{ [Btu/h}\cdot\text{ft}^2] = 1367 \text{ [W/m}^2\text{]}$$

La irradiación proveniente del Sol varía aproximadamente  $\pm 3.5$  por ciento a causa de la variación en la distancia entre el Sol y la Tierra. Debido a que la atmósfera terrestre absorbe una gran cantidad de esta radiación, y a que esta absorción es muy variable y difícil de predecir, en la mayoría de los cálculos de calefacción, ventilación y aire acondicionado no se utiliza un valor preciso para esta constante solar.

La energía radiante emitida por el Sol se parece mucho a la energía que emitiría un cuerpo negro (radiador ideal) a una temperatura de aproximadamente 10 800 [°F] (5 982 [°C]).

Una parte de la radiación solar que entra a la atmósfera terrestre es dispersada por las moléculas de gas y vapor de agua, por las nubes y partículas de polvo. El color azul del cielo es el resultado de la dispersión de algunas de las ondas más cortas de la porción visible del espectro. El color rojo tan peculiar de los crepúsculos es el resultado de la dispersión de las ondas más largas por el polvo y las nubes situadas cerca de la superficie de la tierra. Algunas radiaciones (particularmente la ultravioleta) pueden ser absorbidas por el ozono que se encuentra en la atmósfera superior. Otras radiaciones son absorbidas por el vapor de agua que flota cerca de la superficie.

La irradiación solar se presenta en las superficies horizontales y verticales con una configuración diferente, pero las formulas y datos que se requieren para la obtención de la radiación total  $G_t$  en cada tipo de superficie, son comunes, con una mínima variación en el caso de superficies verticales donde se considera la irradiación reflejada  $G_R$ .



**Figura 3.6.** Irradiación en superficies verticales y horizontales de un edificio.

La radiación también puede ser reflejada hacia una superficie desde otras superficies cercanas. Por lo tanto, la radiación total  $G_t$  que cae sobre una superficie perpendicular a los rayos solares esta constituida por la radiación directa perpendicular  $G_{ND}$  y la radiación difusa  $G_d$  y la radiación reflejada  $G_R$ :

$$G_t = G_{ND} + G_d + G_R \quad (3.11)$$

**Radiación directa.** Es la parte de la radiación que llega hasta la superficie de la Tierra sin haber sido absorbida o dispersada.

**Radiación difusa.** Es la radiación que fue dispersada o reemitida, y acompaña a la radiación directa.

La disminución del poder energético que sufren los rayos solares cuando atraviesan la atmósfera terrestre depende de sus condiciones como: presencia o ausencia de nubosidades, polvo y contaminantes, presión atmosférica y grado de humedad. Otro factor importante es la longitud de su trayectoria a través de la atmósfera; como lo es en la mañana o tarde, que los rayos solares deben atravesar más kilómetros de atmósfera que al mediodía. Lo mismo sucede en las regiones polares donde atraviesan más kilómetros de atmósfera, que los rayos que inciden sobre las regiones tropicales a esa la misma hora.

La longitud de la trayectoria se describe en términos de la *masa de aire*  $m$ , que es la relación entre la masa atmosférica que se interpone en la trayectoria real Sol-Tierra y la masa que existiría si la radiación solar cayera perpendicularmente y a nivel del mar. Para propósitos prácticos, la masa del aire es igual a la cosecante de la altura solar  $\beta$  multiplicada por la relación entre la presión atmosférica real y la presión atmosférica estándar.

El valor de la constante solar está dado para una superficie fuera de la atmosfera de la Tierra y no toma en cuenta la absorción y la difusión de dicha atmósfera, las cuales pueden ser significativas incluso para días despejados. Los valores para la irradiación solar en la superficie de la Tierra en un día despejado están dados en el modelo de cielo despejado de la ASHRAE.

$$G_{ND} = \frac{A}{\exp\left(\frac{B}{\sin\beta}\right)} \quad (3.12)$$

$G_{ND}$  = irradiación directa perpendicular, [Btu/h·ft<sup>2</sup>] o [W/m<sup>2</sup>].

A = irradiación solar aparente a través de una masa de aire igual cero [W/m<sup>2</sup>].

B = coeficiente de extinción atmosférica.

$\beta$  = altura solar.

En la tabla 3.1 se proporcionan los valores de A y B para los días 21 de cada mes y para un número de claridad atmosférica  $C_N$  igual a la unidad. Estos datos al ser sustituidos en la ecuación 3.11, no dan el valor máximo de  $G_{ND}$  que puede ocurrir en un mes determinado; aunque son representativos de condiciones promedio para días sin nubes.

La **radiación difusa**  $G_d$  que incide sobre una superficie horizontal se obtiene utilizando el factor C de la tabla 3.1, de la siguiente manera:

$$G_d = C \cdot G_{ND} \quad (3.13a)$$

Donde C, es la relación entre la irradiación difusa sobre una superficie horizontal y la irradiación perpendicular directa. Se parte del supuesto de que el parámetro C es una constante para un día despejado promedio durante un mes en particular. La radiación difusa varía direccionalmente y cambia durante el día de una manera razonablemente predecible, de acuerdo con gráficos de apoyo publicados por ASHRAE.

Existen evaluaciones del modelo de cielo despejado de la ASHRAE, que aportan correcciones para los efectos de la refracción en los ángulos de cenit solar mayores de 70 grados y para el decrecimiento de la longitud de la trayectoria atmosférica cuando aumenta la elevación, además permiten aplicar este modelo a situaciones en donde no pueden conocerse los números de claridad. Nos limitaremos en este trabajo solo a la mención, pudiendo obtener mayor información consultando la bibliografía.

Una revisión crítica del modelo de radiación solar presentado finalizo con la siguiente expresión con la que se obtiene el comportamiento correcto del componente difuso, donde  $C_N$  es el número de claridad del cielo.

$$G_d = \frac{C \cdot G_{ND}}{(C_N)^2} \quad (3.13b)$$

La **radiación directa**  $G_D$  sobre una superficie con orientación arbitraria, corregida para la claridad es:

$$G_D = C_N \cdot G_{ND} \cdot \cos \theta \quad (3.14)$$

donde  $\theta$  es el ángulo de incidencia formado por los rayos solares y la perpendicular a la superficie, y por la formula 3.10c es  $\cos \theta = \sin \beta$ .

La **radiación total**  $G_t$  para una superficie horizontal es:

$$G_t = G_D + G_d = \left[ \cos \theta + \frac{C}{(C_N)^3} \right] \cdot C_N \cdot G_{ND} \quad (3.15)$$

Existe un modelo para cielo nublado que utiliza la ecuación anterior como punto de partida y requiere del uso de información sobre la cubierta de nubes reportada por el servicio meteorológico, que por lo específico de la condición no se considera en este trabajo.

**Radiación difusa**  $G_{d\theta}$  que incide sobre una superficie no horizontal en un día despejado, se da por la siguiente ecuación:

$$G_{d\theta} = C \cdot G_{ND} \cdot F_{ws} \quad (3.13c)$$

donde  $F_{ws}$  es el factor de configuración entre la pared y el cielo. El **factor de configuración** es la fracción de la radiación difusa proveniente de una superficie que incidiría directamente sobre otra superficie. También se conoce como *factor angular*, *factor de visión*, *factor de forma*, *factor de intercepción* o *factor geométrico*. Para la radiación difusa, este factor es una función sólo de la geometría de la o las superficies con las que está relacionado. Debido a que este factor es útil para cualquier tipo de radiación difusa, la información obtenida en los estudios de ingeniería sobre iluminación, radio o fenómenos nucleares también es útil para los ingenieros interesados en la radiación térmica.

Este símbolo tiene dos subíndices que designa a las superficies que describe. Para el caso del factor  $F_{12}$  se aplica a las superficies enumeradas 1 y 2, siendo la fracción de la radiación difusa que proviene de la superficie 1 y que cae directamente sobre la superficie 2.

Una característica muy importante y útil de los factores de configuración es la relación de reciprocidad:

$$A_1 \cdot F_{12} = A_2 \cdot F_{21} \quad (3.16)$$

Y es útil para determinar los factores de configuración cuando se conoce el factor recíproco o cuando es más fácil obtener éste que el factor deseado, como en el caso donde se complica determinar directamente la fracción de la radiación difusa del cielo que incide sobre una superficie determinada. Sin embargo, la fracción de la energía que sale de la superficie y “cae” directamente sobre el cielo  $F_{ws}$ , sí puede determinarse con facilidad a partir de su geometría:

$$F_{ws} = \frac{1 + \cos \Sigma}{2} \quad (3.17)$$

$\Sigma$  = ángulo de inclinación en relación con la horizontal,  $\Sigma = \alpha$  en grados.

La relación entre la radiación difusa del cielo sobre una superficie vertical y la radiación que incide sobre una superficie horizontal en un día despejado es:

$$\frac{G_{dV}}{G_{dH}} = 0.55 + 0.437 \cos \theta + 0.313 \cos^2 \theta \quad (3.18)$$

Cuando  $\theta > -0.2$ , ya que de otro modo  $\frac{G_{dV}}{G_{dH}} = 0.45$ .

En la determinación de la tasa total a la que incide (en cualquier momento) la radiación sobre una superficie orientada arbitrariamente también se debe considerar la energía reflejada hacia dicha superficie.

El ejemplo más común es la deflexión de la energía solar desde el suelo hacia una superficie inclinada o hacia una pared vertical. Para tal caso, la tasa a la que la energía es reflejada hacia la pared es:

$$G_R = G_{tH} \cdot \rho_g \cdot F_{wg} \quad (3.19)$$

donde:

$G_R$  = tasa a la que la energía es reflejada hacia la pared, [Btu/hr·ft<sup>2</sup>] o [W/m<sup>2</sup>].

$G_{tH}$  = tasa a la que la radiación total (directa + difusa) incide sobre una superficie horizontal o sobre el suelo frente a la pared, [Btu/hr·ft<sup>2</sup>] o [W/m<sup>2</sup>].

$\rho_g$  = reflejancia del suelo o de la superficie horizontal.

$F_{wg}$  = factor de configuración o angular desde la pared al suelo, definido como la fracción de la radiación proveniente de la pared de interés que incide directamente sobre la superficie horizontal o al suelo.

Para una superficie o una pared con un ángulo de inclinación  $\Sigma$  respecto a la horizontal ( $\Sigma = \alpha$ ).

$$F_{wg} = \frac{1 + \cos \Sigma}{2} \quad (3.20)$$

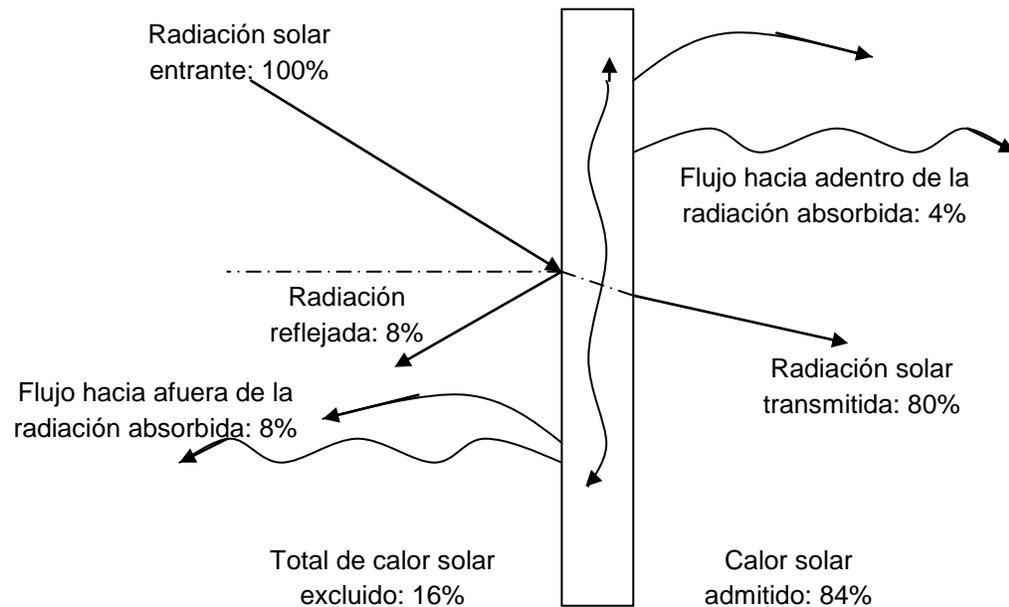
### 3.2. Transmisión de calor a través de la ventanería.

Ventanearía se refiere al conjunto de aperturas cubiertas con placas traslúcidas o transparentes que contiene la envoltura de un edificio, y como componentes incluyen:

- Material traslucido o transparente: vidrio o plástico.
- Marcos, paneles, listones, montantes y divisores.
- Toldos y otras piezas de sombreado exterior.
- Persianas, cortinas y otras piezas de sombreado interiores.
- Sistemas de sombreado integrados (entre los cristales).

La ventanearía es importante para el uso de la energía de un edificio, puesto que afecta las tasas de transferencia de calor desde y hacia su interior, y es una fuente de filtración del aire; además proporciona luz natural, lo cual puede reducir la necesidad de luz artificial.

La radiación solar que penetra a través de la ventanearía provoca ganancias de calor en un edificio que son muy diferentes a las ganancias de calor producidas por las partes opacas de la envoltura del mismo. El comportamiento se muestra en la figura 3.7.



**Figura 3.7.** Distribución de la radiación solar que incide sobre una placa transparente de cristal.  
Fuente: MCQUISTON, Faye, 2007.

Cuando la radiación solar incide sobre una ventana desprovista de toldo, aproximadamente 8 por ciento de la energía es reflejada hacia fuera, de 5 a 50 por ciento (dependiendo de su composición y grosor) es absorbida por el cristal, y el resto es transmitida directamente al interior, en donde se convierte en parte de la carga total de calefacción. La ganancia solar es la suma de la radiación transmitida y la porción de la radiación absorbida que fluye hacia el interior.

Debido a que el calor también se conduce a través del vidrio, cuando existe una diferencia de temperatura entre el exterior y el interior, la **tasa total de admisión de calor** se calcula de la siguiente manera:

$$\begin{array}{l} \text{Admisión total} \\ \text{de calor a través} \\ \text{del cristal} \end{array} = \begin{array}{l} \text{Radiación transmitida} \\ \text{a través del cristal} \end{array} + \begin{array}{l} \text{Flujo hacia el interior} \\ \text{de la radiación solar} \\ \text{absorbida} \end{array} + \begin{array}{l} \text{Ganancia} \\ \text{por conducción} \\ \text{de calor} \end{array} \quad \mathbf{(3.21)}$$

Las primeras dos cantidades del miembro derecho están relacionados con la cantidad de radiación solar que incide sobre el cristal; la tercera cantidad está presente independiente de si el Sol está brillando o no. En invierno el flujo de calor por conducción podría ocurrir de dentro hacia afuera, no de fuera hacia dentro. Así la **ganancia total de calor** sería:

$$\text{Ganancia de calor} = \text{ganancia de calor solar} + \text{Ganancia de calor por conducción} \quad \mathbf{(3.22)}$$

La ganancia de calor por conducción, por área unitaria, es el producto del coeficiente global de transferencia de calor U para la ventanearía existente y el diferencial de temperatura entre el exterior y el interior ( $t_o-t_i$ ). Pueden consultarse catálogos de fabricantes que muestran los valores de U para varios tipos de cristales ampliamente utilizados, y así contar con la información necesaria para llevar a cabo los cálculos de ganancia o pérdida de calor por conducción en ventanearía.

### 3.2.1. Coeficientes de ganancia de calor solar.

El cálculo de la ganancia de calor a través de las ventanas resulta complicado, incluso tratándose de ventanas más simples, debido al tamaño finito de éstas y a la existencia de marcos, así como al hecho de que la luz incide a distintos ángulos a lo largo del día. Para tomar en cuenta la totalidad de estas complejidades se requiere utilizar métodos espectrales (utilizando las propiedades de la radiación monocromática), y también de las características de la radiación angular involucrada. Para una descripción más completa de este método, remítase al capítulo sobre ventanearía de la edición más reciente del ASHRAE Handbook of Fundamentals.

El método espectral incluye el desarrollo del **coeficiente de ganancia de calor solar** (*solar heat gain coefficient*, SHGC), que es la fracción de la irradiancia incidente (energía solar incidente) que entra a los cristales y se convierte en carga de calor:

$$q_i = G_i \cdot \text{SHGC} \quad (3.23)$$

Incluye tanto la porción transmitida directamente como la porción absorbida y después transmitida. No incluye la porción de la ganancia de calor a través de la ventanería debida al diferencial de temperatura entre el aire interior y el aire exterior.

Los **factores de ganancia de calor solar** (*solar heat gain factors*, SHGF), son las ganancias de calor solar que ocurren cada hora en área unitaria de una lámina de cristal de doble resistencia para una orientación y hora dadas.

Este término toma en cuenta los efectos combinados de la ganancia de calor solar transmitido y de la ganancia de calor absorbido conducido al interior del espacio.

El **factor de ganancia de calor solar transmitido** (*transmitted solar heat gain factor*, TSHGF) es la ganancia de calor solar transmitido que ocurre en un área unitaria de cristal para una orientación y hora dadas.

$$\text{TSHGF} = G_D \sum_{j=0}^5 t_j \cdot [\cos \theta]^j + 2G_d \sum_{j=0}^5 \frac{t_j}{j+2} \quad (3.24)$$

Las unidades del TSHGF serán consistentes con las unidades de  $G_D$  y  $G_d$ .

El **factor de ganancia de calor solar absorbido** (*absorbed solar heat gain factor*, ASHGF) es la ganancia de calor solar absorbido que ocurre en un área unitaria de cristal para una orientación y hora dadas.

$$\text{ASHGF} = G_D \sum_{j=0}^5 a_j \cdot [\cos \theta]^j + 2G_d \sum_{j=0}^5 \frac{a_j}{j+2} \quad (3.25)$$

El cálculo de ambos factores de ganancia de calor solar se realiza bajo el supuesto de que ya se han determinado la irradiancia solar directa  $G_D$ , y la irradiancia solar difusa  $G_d$ . En la

tabla 3.4 se presentan los coeficientes de transmisión y absorción para el cristal de doble resistencia.

**Tabla 3.4.** Coeficientes para cristal DSA utilizados en el cálculo de la transmitancia y la absorción.

j	$a_j$	$t_j$
0	0.01154	-0.00885
1	0.77674	2.71235
2	-3.94657	-0.62062
3	8.57811	-7.07329
4	-8.38135	9.75995
5	3.01188	-3.89922

Fuente: ASHRAE, Handbook Fundamentals (SI Edition), 2005.

### 3.2.2. Coeficientes de sombreado.

Los procedimientos para estimar las ganancias de calor solar parten del supuesto de que existe una relación constante entre la ganancia de calor solar a través de cualquier tipo de ventanería y la ganancia de calor solar (exactamente bajo las mismas condiciones solares) a través del cristal DSA. Esta relación llamada **coeficiente de sombreado** (shading coefficient, SC) es única para cada tipo de ventanería o combinación de ventanería y dispositivos de sombreado interno:

$$SC = \frac{\text{Ganancia de calor solar de la ventanería}}{\text{Ganancia de calor solar del cristal DSA}} \quad (3.26a)$$

Debido a que el *coeficiente de ganancia de calor* SHGC para el cristal DSA estándar es 0.87 a una incidencia normal y para el espectro solar estándar, y puesto que el *coeficiente de sombreado* SC para tal cristal es 1.0, la relación entre el SC y el SHGC para el vidrio estándar es:

$$SC = SHGC / 0.87 \quad (3.26b)$$

Esta ecuación se aplica sólo a la porción de cristal de la ventana, y no incluye los efectos del marco. La relación permanece constante cuando varían la forma del espectro solar y el ángulo de incidencia para ventanas de cristal doble o sencillo y para muchas ventanas de cristales sencillos entintados. Por lo tanto, la ecuación 3.26b puede utilizarse en muchos

casos para determinar el CS a partir del SHGC publicado por un fabricante. Esta relación no es constante en el caso de cristales múltiples con características espectrales y angulares especiales, ni en el caso de cristales recubiertos.

Los coeficientes de sombreado se determinan experimentalmente a partir de la ganancia de calor total, y engloban los componentes de calor transmitido y absorbido. Debido a que los coeficientes de sombreado no están disponibles para los componentes de ganancia de calor solar individuales, el coeficiente de sombreado global definido por la ecuación 3.26a se utiliza sólo para una aproximación para los componentes individuales.

La **ganancia de calor solar transmitido** TSHG está dada por:

$$\text{TSHG} = \text{SC} \cdot \text{TSHGF} \quad (3.27)$$

La **ganancia de calor solar absorbido** ASHGF está dada por:

$$\text{ASHG} = \text{SC} \cdot \text{ASHGF} \cdot N_i \quad (3.28)$$

donde  $N_i$  es la fracción de ganancia de calor solar absorbida que fluye hacia el interior.

La fracción de ganancia de calor solar absorbida que fluye hacia el interior depende de la magnitud relativa de los coeficientes de transferencia de calor interior y exterior, y está dada de manera aproximada por:

$$N_i = \frac{h_i}{h_i + h_o} \quad (3.29)$$

Finalmente, la ganancia instantánea de calor solar es:

$$\text{SHG} = \text{TSHG} + \text{ASHG} \quad (3.30)$$

Se requieren pruebas de calorimetría solar para determinar con precisión los coeficientes de sombreado para combinaciones de materiales de cristal y dispositivos de sombreado internos. El efecto del coeficiente de película sobre el coeficiente de sombreado esta relacionado con la energía absorbida por el cristal y después transferida por convección.

Las persianas, pantallas y cortinas que suelen instalarse en la parte interior cerca de las ventanas disminuyen la ganancia de calor solar. Para expresar este efecto se utiliza el

coeficiente de sombreado, que parte del tipo de cristal de la ventanería y dispositivo de sombreado, según tipo de pantalla o persiana.

Los coeficientes de sombreado para los cortinajes son una función compleja del color y la textura de la tela, y aun cuando otras variables también tienen efecto, se puede obtener una correlación razonable utilizando únicamente el color y el grado de apertura del tejido.

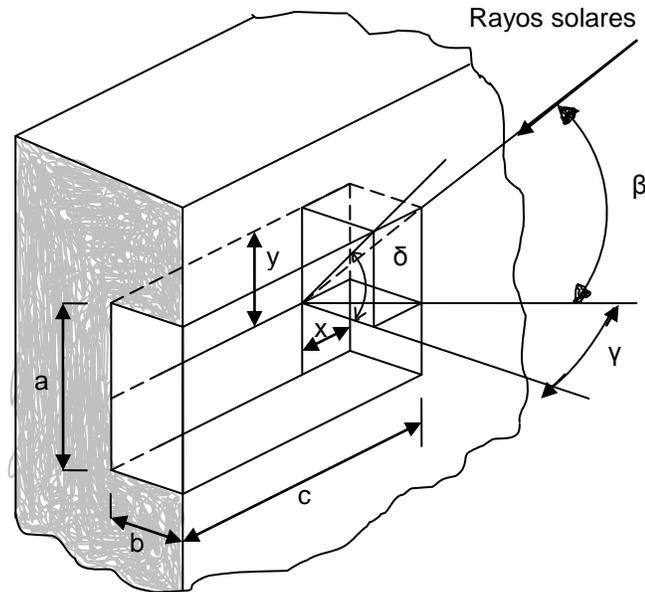
En este trabajo no consideraremos esta variante de la ganancia de calor solar a través de las ventanas, por considerarlo como un detalle particular que puede variar de acuerdo a la preferencia de las personas que ocuparán cada una de las zonas del edificio, y que no tiene sentido dar importancia por lo inestable que puede llegar a ser la decoración del interior.

### 3.2.3. Sombreado exterior.

Una ventana puede recibir sombra de un voladizo, una pared lateral, otras partes del edificio, árboles u otros edificios. El sombreado exterior de las ventanas reduce de manera muy efectiva la ganancia de calor solar para un espacio y puede provocar reducciones de hasta 80%. Cuando se examina el efecto del sombreado exterior sobre las ganancias de calor es necesario conocer las áreas de la ventanería que están siendo sombreadas desde el exterior. Estas áreas sobre las que cae la sombra exterior pueden ser calculadas a partir de la geometría de los objetos externos que crean la sombra y del conocimiento de los ángulos solares para esa hora y ubicación particulares.

En la figura 3.8 se ilustra una ventana que se encuentra detrás del nivel externo de la pared, en donde la sombra puede ser proyectada por los costados o por la parte superior del ahuecamiento, dependiendo de la hora del día y de la orientación de la ventana. Se puede demostrar que las dimensiones  $x$  y  $y$  de la figura están dadas por:

$$x = b \tan \gamma \quad (3.31), \quad y = b \tan \delta \quad (3.32), \quad y = b \cdot \frac{\tan \beta}{\cos \gamma} \quad (3.32')$$



**Figura 3.8.** Sombreado de una ventana colocada detrás del plano de la superficie de un edificio.  
Fuente: MCQUISTON, Faye, 2007.

donde:

$$\tan \delta = \frac{\tan \beta}{\cos \gamma} \quad (3.33)$$

$\beta$  - ángulo de la altura del Sol, tomado de la ecuación 3.5.

$\gamma$  - ángulo acimutal solar de pared ( $\phi \pm \psi$ ), tomado de la ecuación 3.9.

$\Phi$  - acimut solar, tomado de la ecuación 3.8.

$\psi$  - acimut de pared, medido hacia el este o el oeste desde el sur

Las siguientes reglas son una ayuda para calcular el ángulo acimutal solar de pared  $\gamma$ :

Para las horas matutinas (con paredes orientadas hacia el este del sur) y para las horas vespertinas (con las paredes orientadas hacia el oeste del sur):

$$\gamma = |\Phi - \psi| \quad (3.34a)$$

Para las horas vespertinas (con las paredes orientadas hacia el este del sur), y para las horas matutinas (con paredes orientadas hacia el oeste del sur):

$$\gamma = |\Phi + \psi| \quad (3.34b)$$

Si  $\gamma$  es mayor a 90 grados. La superficie esta a la sombra. Se puede utilizar la ecuación 3.32 para un voladizo en la parte superior, perpendicular a la ventana, siempre que dicho voladizo sea suficientemente ancho para q su sombra se extienda a través de toda la ventana.

### 3.3. Transmisión de calor a través de muros.

Los muros o paredes constituyen la envolvente opaca de los edificios, es decir, la que no permite el paso de la luz visible; las hay exteriores e interiores y de diferentes tipos.

Para iniciar con nuestro análisis, debemos mencionar que las mediciones de temperatura en varias posiciones sobre la superficie interior o exterior de una pared confirmarán que la superficie es casi *isotérmica*. No habrá transferencia de calor hacia la parte de arriba, de abajo, derecha o izquierda; no así, la diferencia de temperatura entre las superficies interior y el exterior, provocarán una transferencia de calor que será perpendicular a dicha pared. Si las temperaturas del aire interior y exterior de la pared permanecen constantes, la transferencia se puede considerar como *estable* y *unidimensional*, de aquí que el balance de calor sea:

$$\left[ \begin{array}{c} \text{Velocidad de la} \\ \text{transferencia de} \\ \text{calor hacia la} \\ \text{pared} \end{array} \right] - \left[ \begin{array}{c} \text{Velocidad de la} \\ \text{transferencia de} \\ \text{calor hacia fuera} \\ \text{de la pared} \end{array} \right] = \left[ \begin{array}{c} \text{Velocidad del} \\ \text{cambio de la} \\ \text{energía de la} \\ \text{pared} \end{array} \right]$$

$$\text{o bien: } \dot{Q}_{ent} - \dot{Q}_{sal} = \frac{dE_{pared}}{dt} \quad [W] \quad (3.35)$$

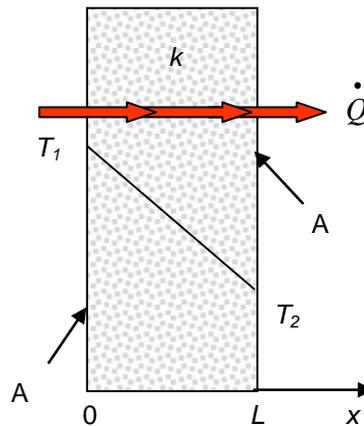
$\frac{dE_{pared}}{dt} = 0$  pues no hay cambio en la temperatura de la pared con el tiempo. La *velocidad*

de la *transferencia de calor a través de la pared debe ser constante*,  $\dot{Q}_{cond,pared} = const.$

Considerando una pared plana de espesor  $L$  y conductividad térmica promedio  $k$ , donde las dos superficies de la pared se mantienen a temperaturas constantes de  $T_1$  y  $T_2$ . La ley de Fourier de la conducción de calor<sup>10</sup> para la pared se expresa como:

$$\dot{Q}_{cond,pared} = -kA \frac{dT}{dx} \quad [W] \quad (1.12)$$

La temperatura a través de la pared varía linealmente con  $x$ , es decir, la distribución de la temperatura en la pared, en condiciones estables es una línea recta (figura 3.9).



**FIGURA 3.9.** Condiciones estables en una pared plana.  
Fuente: CENGEL, Yunus, 2004.

Integrando la ecuación 1.11 desde  $x = 0$ , donde  $T(0) = T_1$ , hasta  $x = L$  y donde  $T(L) = T_2$ , tenemos:

$$\int_{x=0}^L \dot{Q}_{cond,pared} dx = - \int_{T=T_1}^{T_2} kAdT \quad [W] \quad (3.36)$$

$$\dot{Q}_{cond,pared} = kA \frac{T_1 - T_2}{L} \quad [W] \quad (3.37)$$

Esta ecuación 3.37 es idéntica a la ecuación 3.35 donde, *la velocidad de la conducción de calor a través de una pared plana es proporcional a la conductividad térmica promedio, al área de la pared y a la diferencia de temperatura, pero es inversamente proporcional al espesor de la pared.* Una vez, teniendo la velocidad de la conducción, podemos

<sup>10</sup> 1.3.1.1. Conducción.

determinar la temperatura  $T(x)$  en cualquier ubicación  $x$  al reemplazar  $T_2$  en la ecuación 3.37 por  $T$  y  $L$  por  $x$ .

Es conveniente comentar los conceptos de **resistencia térmica**, **resistencia unitaria**, **resistividad**, **conductancia**, **conductancia unitaria** y del **coeficiente de transferencia de calor total**<sup>11</sup> o **coeficiente global de transferencia de calor**, que darán mayor comprensión, y llevaran a la correcta aplicación de la ecuación 3.60 de la cantidad de calor que se transmite a través de los cerramientos opacos.

### 3.3.1. Conductancia.

Para una sección de pared como el de la figura 3.9, que se considera incluye el efecto del tamaño y la forma del cuerpo conductor,  $\frac{kA}{L}$  en la ecuación 3.37 recibe el nombre de conductancia térmica. La conductancia es la intensidad de flujo de calor por grado de diferencia de temperatura, es decir:

$$C = \frac{kA}{L} = \frac{\dot{Q}_{cond,pared}}{\Delta T} = \frac{\dot{Q}_{cond,pared}}{T_1 - T_2} \quad [W/^\circ C] \quad (3.38)$$

#### 3.3.1.1. Conductancia unitaria.

Llamada también *conductancia por unidad de área*, existen tablas que proporcionan la conductancia unitaria para algunos materiales y aparatos.

$$\frac{C}{A} = \frac{\frac{kA}{L}}{A} = \frac{k}{L} \quad [W/m^2 \cdot ^\circ C] \quad (3.39)$$

### 3.3.2. Resistencia térmica.

Sabemos que, el objetivo de obtener la resistencia térmica del medio es conocer la reducción que tiene el flujo térmico a través de él. En climatización es muy importante conocer esta característica de la barrera o cerramiento de nuestro envolvente, pues de esto dependerá el balance energético térmico del sistema edificio, ya que anticiparemos su comportamiento, en cuanto a ganancia o pérdida de calor.

---

<sup>11</sup> También es llamado *transmitancia*.

La resistencia térmica de un medio depende de su configuración geométrica y de sus propiedades térmicas. Es la resistencia al flujo de calor, es decir, la **resistencia a la conducción** de la pared (figura 3.9). Queda definida por la formula:

$$R = \frac{L}{kA} \quad [^{\circ}\text{C}/\text{W}] \quad (3.40)$$

De aquí que nuestra formula 3.37 puede escribirse como:

$$\dot{Q}_{cond,pared} = \frac{T_1 - T_2}{R} \quad [\text{W}] \quad (3.41)$$

Considerando la transferencia de calor por convección de la superficie sólida que es nuestra pared, de área  $A_S$  y temperatura  $T_S$  hacia un fluido donde su temperatura en un punto suficientemente lejos de la superficie es  $T_{\infty}$ , con un **coeficiente de transferencia de calor por convección**<sup>12</sup>  $h$ . De acuerdo con la ecuación 1.14 de la ley de Newton del enfriamiento para la velocidad de transferencia de calor por convección<sup>13</sup> tenemos:

$$\dot{Q}_{conv} = hA_S(T_S - T_{\infty}) \quad [\text{W}] \quad (1.14)$$

y de igual manera, le podemos dar la configuración en términos de la **resistencia por convección**:

$$\dot{Q}_{conv} = \frac{T_s - T_{\infty}}{R_{conv}} \quad [\text{W}] \quad (3.42)$$

donde:

$$R_{conv} = \frac{1}{hA_s} \quad [^{\circ}\text{C}/\text{W}] \quad (3.43)$$

que es la resistencia térmica de la superficie contra la convección de calor, también llamada **resistencia a la convección de la superficie**, o **resistencia pelicular**. Cuando el coeficiente  $h$  es muy grande, la resistencia a la convección tiende a disminuir y aproximarse a cero, por lo que no desacelera el proceso de transferencia de calor; y se tiende a esta situación en las superficies en donde ocurren ebullición y condensación. Es

<sup>12</sup> También es llamado *coeficiente pelicular de transmisión*.

<sup>13</sup> 1.3.1.2. Convección.

preciso mencionar que, la ecuación 3.43 es válida para superficies de cualquier forma, siempre que sea razonable la suposición de que  $h$  es constante y uniforme.

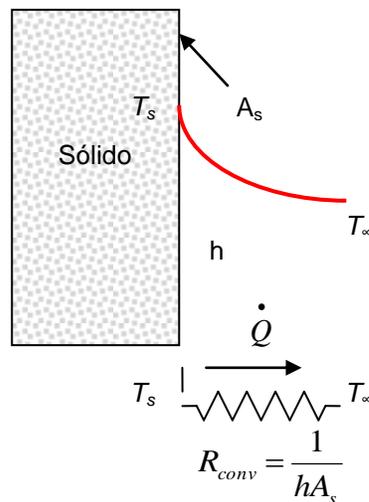
### 3.3.2.1. Analogía resistencia térmica – resistencia eléctrica.

Este método permite evaluar el flujo de calor en paredes de distintos materiales de una forma sencilla, ya que es posible una analogía con la Ley de Ohm de circuitos eléctricos, visualizando el flujo de calor como una corriente, la diferencia de temperaturas como una diferencia de potenciales eléctricos, y la resistencia eléctrica como la resistencia térmica.

De la ecuación 3.41 tenemos:

$$\dot{Q}_{cond,pared} = \frac{T_1 - T_2}{R} \quad (3.41) \quad \Rightarrow \quad I = \frac{V}{R} \quad \text{Ley de Ohm}$$

La figura 3.10 muestra el esquema de la resistencia de una superficie a la convección, el comportamiento de la temperatura y la analogía gráfica con la resistencia eléctrica, que nos ayudara a obtener la resistencia térmica en paredes; es aplicable en todo medio donde haya flujo de calor.

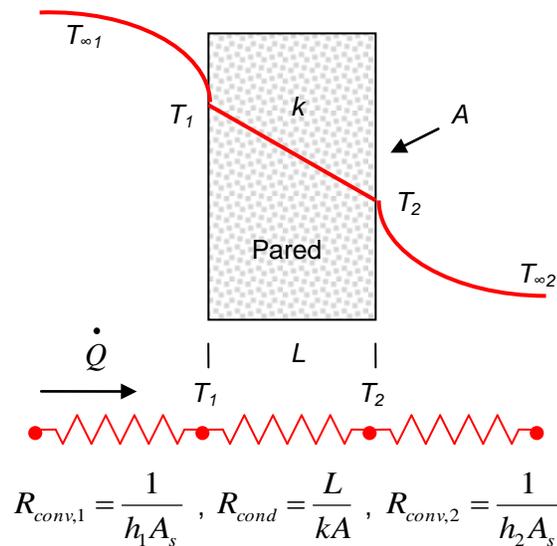


**FIGURA 3.10.** Resistencia a la convección en una superficie.  
Fuente: CENGEL, Yunus, 2004.

### 3.3.2.2. Red de resistencias térmicas.

Considerando el flujo de calor unidimensional en estado estacionario a través de una pared plana de espesor  $L$ , área  $A$  y conductividad térmica  $k$ , que está expuesta a la

convección sobre ambos lados hacia fluidos a las temperaturas  $T_{\infty 1}$  y  $T_{\infty 2}$ , con coeficientes de transferencia de calor por convección  $h_1$  y  $h_2$ , respectivamente, tenemos la figura 3.11.



**FIGURA 3.11.** Resistencia a la convección en una superficie.  
Fuente: CENGEL, Yunus, 2004.

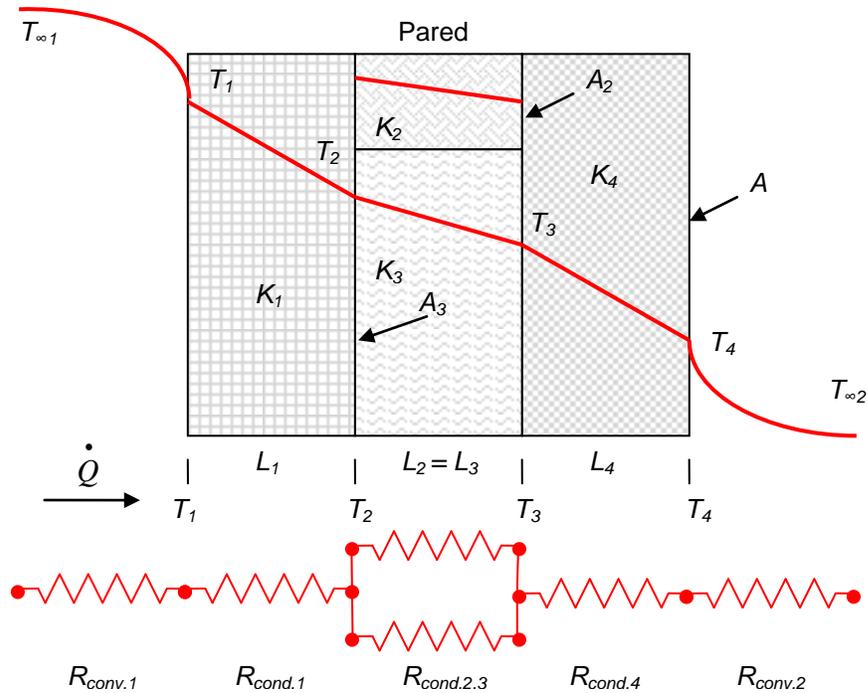
Las resistencias térmicas están en serie y la resistencia térmica equivalente se determina al sumar cada una de las resistencias, como en las resistencias eléctricas conectadas en serie, el procedimiento es el siguiente:

$$R_{total} = R_{conv,1} + R_{cond} + R_{conv,2} \quad (3.44)$$

$$R_{total} = \frac{1}{h_1 A_s} + \frac{L}{kA} + \frac{1}{h_2 A_s} \quad [^{\circ}\text{C}/\text{W}] \quad (3.45)$$

Note que la temperatura varía en forma lineal en la pared y tiende asintóticamente a  $T_{\infty 1}$  y  $T_{\infty 2}$  en los fluidos, a medida que se aleja de la pared.

Otro caso es cuando nos encontramos con redes que comprenden capas en paralelo o disposiciones combinadas serie-paralelo. Aun cuando estos son bidimensionales o incluso tridimensionales, se pueden obtener aproximaciones, bajo la suposición de transferencia unidimensional de calor y utilizando la red de resistencias térmicas. La figura 3.12 presenta un arreglo muestra.



**FIGURA 3.12.** Resistencia de red compuesta.  
Fuente: CENGEL, Yunus, 2004.

La ecuación correspondiente de la resistencia térmica total para esta pared combinada, es la siguiente:

$$R_{conv,1} = \frac{1}{h_1 A_s}, \quad R_{cond,1} = \frac{L_1}{k_1 A}, \quad R_{cond,2} = \frac{L_2}{k_2 A_2}, \quad R_{cond,3} = \frac{L_3}{k_3 A_3}, \quad R_{cond,1,3} = \frac{L_2}{kA}, \quad R_{cond,4} = \frac{L_4}{k_4 A},$$

$$R_{conv,2} = \frac{1}{h_2 A_s}.$$

$$R_{total} = R_{conv,1} + R_{cond,1} + R_{cond,2,3} + R_{cond,4} + R_{conv,2} \quad (3.46)$$

$$\text{donde : } \frac{1}{R_{cond,2,3}} = \frac{1}{R_{cond,2}} + \frac{1}{R_{cond,3}} \quad (3.47)$$

$$R_{cond,2,3} = \frac{1}{\frac{1}{R_{cond,2}} + \frac{1}{R_{cond,3}}} = \frac{1}{\frac{R_{cond,2} + R_{cond,3}}{R_{cond,2} \cdot R_{cond,3}}} = \frac{R_{cond,2} \cdot R_{cond,3}}{R_{cond,2} + R_{cond,3}} \quad (3.48)$$

$$R_{total} = R_{conv,1} + R_{cond,1} + \frac{R_{cond,2} \cdot R_{cond,3}}{R_{cond,2} + R_{cond,3}} + R_{cond,4} + R_{conv,2} \quad (3.49)$$

$$R_{total} = \frac{1}{h_1 A_s} + \frac{L_1}{k_1 A} + \frac{1}{\frac{1}{\frac{L_2}{k_2 A_2}} + \frac{1}{\frac{L_3}{k_3 A_3}}} + \frac{L_4}{k_4 A} + \frac{1}{h_2 A_s} \quad (3.50)$$

$$R_{total} = \frac{1}{h_1 A_s} + \frac{L_1}{k_1 A} + \frac{1}{\frac{k_2 A_2}{L_2} + \frac{k_3 A_3}{L_3}} + \frac{L_4}{k_4 A} + \frac{1}{h_2 A_s} \quad (3.51)$$

$$R_{total} = \frac{1}{h_1 A_s} + \frac{L_1}{k_1 A} + \frac{1}{\frac{k_2 A_2 \cdot L_3 + k_3 A_3 \cdot L_2}{L_2 \cdot L_3}} + \frac{L_4}{k_4 A} + \frac{1}{h_2 A_s} \quad (3.52)$$

$$R_{total} = \frac{1}{h_1 A_s} + \frac{L_1}{k_1 A} + \frac{L_2 \cdot L_3}{k_2 A_2 \cdot L_3 + k_3 A_3 \cdot L_2} + \frac{L_4}{k_4 A} + \frac{1}{h_2 A_s}, \text{ donde } L_2 = L_3 \quad (3.53)$$

$$R_{total} = \frac{1}{h_1 A_s} + \frac{L_1}{k_1 A} + \frac{L \cdot L}{L(k_2 A_2 + k_3 A_3)} + \frac{L_4}{k_4 A} + \frac{1}{h_2 A_s} \quad (3.54)$$

$$R_{total} = \frac{1}{h_1 A_s} + \frac{L_1}{k_1 A} + \frac{L}{(k_2 A_2 + k_3 A_3)} + \frac{L_4}{k_4 A} + \frac{1}{h_2 A_s} \quad [^{\circ}\text{C/W}] \quad (3.55)$$

Dos hipótesis que se establecen para resolver problemas multidimensionales complejos sobre transferencia de calor al tratarlos como unidimensionales y, usando la red de resistencias térmicas son: a) cualquier pared plana es isotérmica solo en el plano yz, y supone que la temperatura varía solo en la dirección del eje x, y b) cualquier plano paralelo al eje x es adiabático, es decir, supone que la transferencia de calor ocurre sólo en la dirección x.

### 3.3.2.3. Resistencia térmica unitaria.

Es muy importante definir con precisión este concepto referente a la resistencia al flujo de calor en un material, pues de la comprensión que se tenga de éste dependerá la correcta obtención del *coeficiente de transferencia total de calor U*.

La resistencia térmica unitaria es la resistencia por unidad de área,

$$\frac{L}{k}, \quad [\text{m}^2 \cdot \text{°C} / \text{W}] \quad (3.56)$$

### 3.3.3. Resistividad térmica.

Es una *propiedad específica*, que se menciona con frecuencia en la transferencia de calor, que es el recíproco de la conductividad  $k$ .

$$\text{Resistividad térmica} = \frac{1}{k} \quad [\text{m} \cdot \text{°C} / \text{W}] \quad (3.57)$$

La tabla 3.5 presenta un resumen de las características mencionadas de los materiales; las *propiedades específicas* que son aquellas independientes de su tamaño y forma, como la conductividad y la resistencia unitaria; y de las propiedades particulares o totales de un objeto, que dependen no sólo del material, sino también de su forma y tamaño.

**Tabla 3.5.** Resumen comparativo.

Formula	Propiedades	Unidades
$\frac{L}{kA}$	Particulares o totales	Resistencia térmica
$\frac{L}{kA}$		Conductancia térmica
$\frac{L}{k}$	Específicas	Resistencia térmica unitaria
$\frac{1}{k}$		Resistividad térmica
$\frac{k}{L}$		Conductancia térmica unitaria

Es muy importante manejar adecuadamente las unidades de cada una de las relaciones presentadas, pues tenerlas siempre presentes en cada operación, facilitará la comprobación y dará certeza a los resultados obtenidos.

### 3.3.4. Coeficiente global de transferencia de calor U.

En la mayoría de los casos es impracticable encontrar para cada caso de muros, paredes, o pisos de varios materiales sus valores de *conductividad térmica*  $k$ , *coeficiente de transferencia de calor por convección*  $h$ , y  $L$  en el caso de muros compuestos de más de una capa, por lo que se recurre a un valor tabulado y total del  $U$ . En los manuales de acondicionamiento de aire se tabulan los valores del  $U$  para la combinación de los materiales más usados en la construcción. Cuando los materiales usados son poco comunes, o bien la combinación de ellos no se encuentra tabulada es necesario calcular el coeficiente de transferencia de calor total  $U$ .

La transferencia de calor a través de los materiales que forman el cerramiento, sea muro, plafón, pared o piso, se lleva a cabo por conducción; pero también, entre la superficie del cerramiento y el aire próximo a ella hay efecto de transferencia de calor por convección, por lo que se consideran los coeficientes convectivos  $h$  del interior y exterior del cerramiento para la obtención del  $U$ .

El coeficiente de transferencia de calor total  $U$ , es el recíproco de la suma de todas las resistencias unitarias de los materiales que componen la pared y las resistencias peliculares de las superficies externas.

$$U = \frac{1}{\sum \frac{1}{h} + \sum \frac{L}{k}} \quad [\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}] \quad (3.58)$$

$$U = \frac{1}{R_{\text{unitariatotal}}} \quad [\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}] \quad (3.59)$$

Para la resistencia térmica unitaria total hay que considerar los arreglos de las capas homogéneas, o no homogéneas, o ambas según su composición de la pared.

### 3.3.5. Transmisión ganancia-pérdida de calor.

La cantidad instantánea de calor que entra o sale del espacio a acondicionar, causante de ganancia o pérdida térmica, es calculada por la fórmula de Fourier que en la práctica y aplicación de la transferencia de calor a través de una pared se presenta de una forma más general, que es:

$$\dot{Q}_{cond,pared} = UA(T_1 - T_2) \quad [W] \quad (3.60)$$

donde :

$U$  = Coeficiente de transferencia de calor total [ $W/m^2 \cdot K$ ].

$A$  = Área total de la superficie considerada donde fluye el calor, en [ $m^2$ ].

$T_1$  = Temperatura interior [ $^{\circ}C$ ].

$T_2$  = Temperatura exterior [ $^{\circ}C$ ].

$(T_1 - T_2)$  = Diferencia equivalente de temperatura en [ $^{\circ}C$ ].

Este cálculo se realiza para la hora de máximo flujo térmico. Para el caso de balance térmico en verano, es necesario considerar el calor solar absorbido por las superficies exteriores, pues la insolación y la diferencia de temperaturas interior y exterior son variables en el transcurso del día, por lo que la intensidad del flujo de calor a través de los cerramientos es inestable. Es así que, se recurre a la convención de lo que es llamada **diferencia equivalente de temperatura**, definida como la *diferencia entre las temperaturas del aire interior y exterior, que resulta del flujo de calor total a través de la estructura, originado por la radiación solar variable y la temperatura exterior*. Esta diferencia equivalente de temperatura a través de la estructura considera el tipo de construcción, su orientación, latitud del lugar donde se encuentra, y demás condiciones del proyecto.

### 3.3.5.1. Resistencia térmica unitaria de una pared compuesta de capas paralelas homogéneas.

Las capas perpendiculares a la dirección de flujo de calor, y a su vez paralelas entre ellas, tienen en conjunto una resistencia térmica unitaria (figura 3.13).

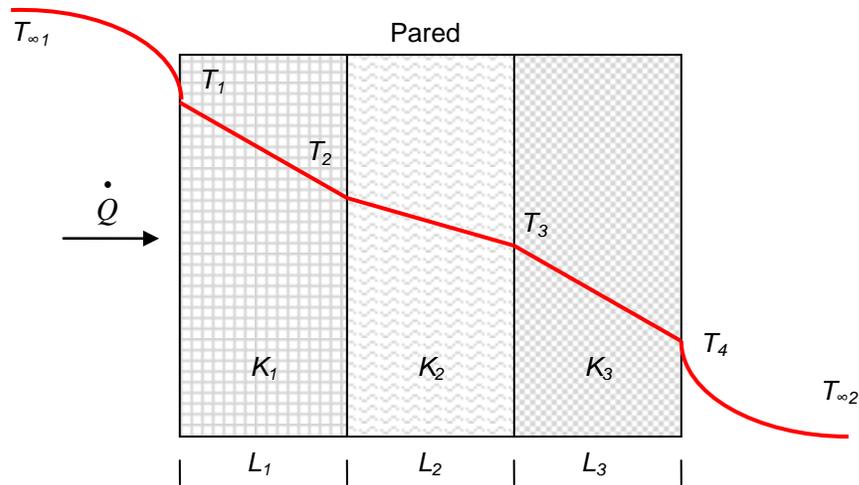
Donde:

$n$  = numero de capas.

$h_1, h_2$  = coeficientes de transferencia de calor por convección en [ $W/m^2 \cdot ^{\circ}C$ ].

$L$  = espesor de la capa  $n$  en [m].

$k$  = coeficiente de conductividad térmica en [W/m·°C].



**FIGURA 3.13.** Pared de capas homogéneas.  
Fuente: CENGEL, Yunus, 2004.

$$R_{unitariatotal} = \frac{1}{h_1} + \frac{L_1}{k_1} + \frac{L_2}{k_2} + \frac{L_3}{k_3} + \frac{1}{h_2} \quad (3.61)$$

$$R_{unitariatotal} = \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} + \frac{L_1}{k_1} + \frac{L_2}{k_2} + \frac{L_3}{k_3} \quad (3.62)$$

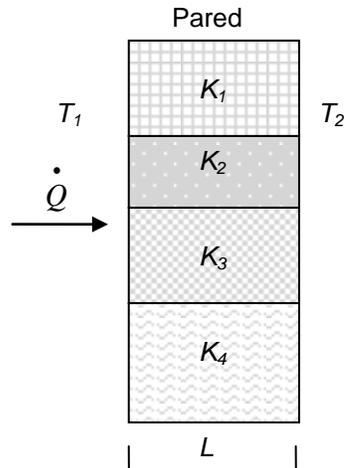
$$R_{unitariatotal} = \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} + \sum_{n=1}^3 \frac{L_n}{k_n} \quad (3.63)$$

Y que podemos generalizar así:

$$R_{unitariatotal} = \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} + \sum_1^n \frac{L_n}{k_n} \quad [\text{m}^2 \cdot \text{°C} / \text{W}] \quad (3.64)$$

### 3.3.5.2. Resistencia térmica unitaria de una pared no homogénea.

La composición de la capa perpendicular al flujo de calor, está compuesta de diferentes materiales con conductividades térmicas diferentes. Aquí el área de cada material esta dado por la fracción del área total que ocupa (figura 3.14).



**FIGURA 3.14.** Pared no homogénea.  
Fuente: CENGEL, Yunus, 2004.

$$R_{unitariatotal} = \frac{1}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_4}} \quad (3.65)$$

Introduciendo el factor de fracción de área de la pared no homogénea  $F$ , para los materiales involucrados tenemos:

$$F_1 = \frac{A_1}{A} \Rightarrow A_1 = F_1 \cdot A, \quad F_2 = \frac{A_2}{A} \Rightarrow A_2 = F_2 \cdot A, \quad F_3 = \frac{A_3}{A} \Rightarrow A_3 = F_3 \cdot A, \quad F_4 = \frac{A_4}{A} \Rightarrow A_4 = F_4 \cdot A$$

donde sabemos que:  $F_1 + F_2 + F_3 + F_4 = 1$ .

$$R_{unitariatotal} = \frac{1}{\frac{1}{\left(\frac{L}{k_1 F_1}\right)} + \frac{1}{\left(\frac{L}{k_2 F_2}\right)} + \frac{1}{\left(\frac{L}{k_3 F_3}\right)} + \frac{1}{\left(\frac{L}{k_4 F_4}\right)}} \quad (3.66)$$

$$R_{unitariatotal} = \frac{1}{\frac{k_1 F_1}{L} + \frac{k_2 F_2}{L} + \frac{k_3 F_3}{L} + \frac{k_4 F_4}{L}} \quad (3.67)$$

$$R_{unitariatotal} = \frac{1}{\left(\frac{1}{L}\right) \sum_{m=1}^4 k_m F_m} \quad (3.68)$$

Generalizando para la capa compuesta de  $m$  materiales que componen la capa no homogénea tenemos:

$$R_{unitariatotal} = \frac{1}{\left(\frac{1}{L}\right) \sum_1^m k_m F_m} \quad [\text{m}^2 \cdot \text{°C} / \text{W}] \quad (3.69)$$

donde:

$m$  = número de materiales que forman la capa no homogénea.

$F$  = fracción del área total ocupada por cada material.

$L$  = espesor de la capa no homogénea en [m].

$k$  = coeficiente de conductividad térmica en [W/m·°C].

y  $F_1 + F_2 + \dots + F_m = 1$ .

### 3.4. Temperaturas.

Para nuestros cálculos de carga de enfriamiento es importante considerar los efectos sobre el ambiente durante el solsticio estival<sup>14</sup>, pues como ya se menciona, en estas fechas el clima del Hemisferio Norte es relativamente cálido.

#### 3.4.1. Temperatura seca.

La temperatura seca máxima de proyecto que se fija en cada población no es la máxima ocurrida en dicho lugar, sino es aquella que es sobrepasada un tanto por ciento de las horas durante el periodo estival (junio, julio, agosto y septiembre, 122 días). El tanto por ciento comentado se conoce como nivel porcentil (NP).

$$T_{s,ext,max,NP}$$

<sup>14</sup> Estío. Estación del año que astronómicamente principia en el solsticio de verano y termina en el equinoccio de otoño.

La evolución de la temperatura seca a lo largo del día es aproximadamente senoidal con un máximo a las 15 horas solares y un mínimo a la hora de salida del sol.

#### **3.4.2. Temperatura húmeda.**

Es la temperatura que indica la cantidad de calor total que contiene el aire, mejor conocida como temperatura de bulbo húmedo. Es posible obtener su evolución a lo largo del día, conociendo el comportamiento de sólo dos de sus propiedades durante el mismo periodo como: la temperatura de bulbo seco, temperatura de rocío, humedad relativa, humedad específica; y, la ayuda de la carta psicrométrica.

#### **3.4.3. Temperatura equivalente exterior.**

La temperatura seca equivalente de un muro en particular, se define como aquella temperatura ficticia que deberemos suponer al ambiente exterior, para que aplicando la ecuación de transmisión de calor en régimen permanente unidireccional en un muro (ecuación 3.60), nos proporcione el flujo de calor real que se introduce por la superficie interior de nuestro edificio en un instante dado.

La temperatura seca interior del local por acondicionar, se puede considerar constante de forma aproximada; **el espacio colindante a este local puede ser de cuatro tipos diferentes, y dependiendo de ello deberemos obtener de forma distinta la temperatura seca equivalente.** Son los siguientes:

##### **3.4.3.1. Terreno.**

Se trata de los suelos, y estos se mantienen a una temperatura inferior a la del local, donde la carga aportada deberá considerarse nula en este tipo de cerramiento.

##### **3.4.3.2. Local acondicionado a temperatura diferente y constante.**

Se asume esta temperatura siempre y cuando, nos aseguremos que durante el período de funcionamiento de nuestra instalación también lo estará el equipo que acondiciona el otro recinto, en caso contrario o duda, deberemos considerarlo como recinto no acondicionado.

##### **3.4.3.3. Recinto no acondicionado.**

La temperatura a considerar en éste recinto debería obtenerse realizando un balance de cargas en él, aunque no es aconsejable por lo laborioso del proceso. Es por eso que se

utiliza una forma más práctica que consiste en tomar la media entre la temperatura seca exterior de proyecto en dicha hora y mes, y la temperatura seca del local que acondicionamos.

$$T_{seq} = \frac{T_{se} + T_{sL}}{2} \quad (3.70)$$

$T_{seq}$  = temperatura equivalente exterior [°C].

$T_{se}$  = temperatura seca exterior de proyecto [°C].

$T_{sL}$  = temperatura seca del local [°C].

#### 3.4.3.4. Ambiente exterior.

El flujo de calor que se obtiene mediante la ecuación 3.60 es en régimen permanente, por el contrario en nuestro cálculo el flujo de calor real que es transferido debe considerarse como transitorio.

Cuando se construye un muro o una cubierta para una vivienda u otro uso donde el confort interior es importante desde el punto de vista de utilización del edificio, debe tenerse en cuenta como un factor adicional a considerar al momento del proyecto la **temperatura sol-aire**.

Esta se puede definir como **el impacto combinado de la temperatura ambiente y la influencia de la radiación solar, combinado con la coloración superficial y la rugosidad de la superficie, que produciría un flujo de calor equivalente por conducción**. Su fórmula es:

$$T_{sa} = t_o + \frac{\alpha G_t}{h_o} - \frac{\varepsilon \delta R}{h_o} \quad (3.71)$$

$T_{sa}$  = temperatura sol-aire [°C] o [°F].

$t_o$  = temperatura seca del aire exterior [°C] o [°F].

$\alpha$  = absorbencia o absortividad de la superficie, adimensional.<sup>15</sup>

La tabla 3.6 presenta de una manera más práctica los valores de la absortividad  $\alpha$  para una pared exterior:

**Tabla 3.6.** Coeficientes de absorción a la radiación de una pared exterior.

	$\alpha$ (adimensional)
Pared de color oscuro	0.90
Pared de color medio	0.75
Pared de claro	0.60

Fuente: PINAZO OJER, José Manuel, 1999.

$G_t$  = radiación total incidente [Btu/h·ft<sup>2</sup>] o [W/m<sup>2</sup>].

$h_o$  = convección exterior combinada y coeficientes de radiación [W/m<sup>2</sup>·°C] o [Btu/h·ft<sup>2</sup>·°F], generalmente es tomada de la tabla 3.7.

$\varepsilon\delta R$  = diferencia entre la radiación térmica que incide sobre la superficie desde el cielo y los alrededores y la radiación emitida por un cuerpo negro a la temperatura del aire exterior [W/m<sup>2</sup>] o [Btu/h·ft<sup>2</sup>].

El término de la corrección de la radiación térmica  $\frac{\varepsilon\delta R}{h_o}$ , generalmente tiene un valor aproximado de 7 [°F] (3.9[°C]) para superficies horizontales y 0 [°F] (0[°C]) para superficies verticales.

El resultado de la ecuación de 3.71 determina temperaturas superficiales exteriores muy superiores a la temperatura ambiente en ese momento. Esto, que puede llegar a ser muy conveniente durante los meses fríos debido a que brinda una fuente adicional de aporte energético, resulta netamente perjudicial durante la época estival sobre todo si no fue valorada y neutralizada por medio de un adecuado aislamiento térmico.

<sup>15</sup> El símbolo  $\alpha$  es utilizado para hacer referencia a la absorbencia o absortividad y para la difusibilidad térmica que tiene unidades de [m<sup>2</sup>/s].

**Tabla 3.7.** Conductancias superficiales unitarias y resistencias unitarias para el aire.<sup>a</sup>

Emitancias superficiales					
$\epsilon = 0.9$					
Posición de la superficie	Dirección del flujo de calor.	h		R	
		[Btu/h·ft <sup>2</sup> ·°F]	[W/m <sup>2</sup> ·°C]	[h·ft <sup>2</sup> ·°F/Btu]	[m <sup>2</sup> ·°C/W]
<b>Aire tranquilo</b>					
Horizontal	Hacia arriba	1.63	9.26	0.61	0.11
Declive: 45 grados.	Hacia arriba	1.60	9.09	0.62	0.11
Vertical	Hacia arriba	1.46	8.29	0.68	0.12
Declive: 45 grados.	Horizontal	1.32	7.50	0.76	0.13
Horizontal	Hacia abajo	1.08	6.13	0.92	0.16
<b>Aire en movimiento</b>					
(Cualquier posición )					
Viento de 15 mph o 6.7 m/s (en invierno)	Cualquiera	6.0	34.0	0.17	0.029
Viento de 7.5 mph o 3.4m/s (en verano)	Cualquiera	4.0	22.7	0.25	0.044

<sup>a</sup> Las conductancias son para superficies de la emitancia mencionada y bajo el supuesto de que el medio circundante se comporta como cuerpo negro a la misma temperatura que el ambiente. Los valores están basados en un diferencial de 10 [°F] (21.1 [°C]) entre la temperatura de la superficie y la del aire, y para una temperatura superficial de 70 [°F] (21.1 [°C]).

Se considera la parte de la tabla referente a los valores para  $\epsilon = 0.9$ , pues se aproxima al valor correspondiente para algunos de los materiales utilizados en la construcción de acuerdo con la tabla 1.6.

Fuente: MCQUISTON, Faye, 2007.

La temperatura sol-aire en ningún caso se puede considerar constante pues depende de numerosos factores como:

- Temperatura seca del aire exterior de la región.
- Variación diaria de la temperatura.
- Hora del día.
- Mes del año.
- Latitud del lugar.
- Longitud del lugar.
- Orientación del muro o techo.

- Coeficientes de turbiedad.
- Cantidad de agua precipitable.
- Coeficiente de reflexión de los alrededores.
- Tipo de acabado superficial y color de la pared.
- Coeficientes convectivos.

### **3.5. Viento.**

La velocidad y dirección del viento predominante en una localidad tiene únicamente interés para poder estimar la carga de infiltración en un local. Muchas veces no es adecuado suponer que la dirección del viento predominante en la zona, sea la misma que sucede en un determinado pueblo, una calle o un rincón de nuestra ciudad, por lo que deberemos tener especial cuidado en la asignación de dichas variables.



# Capítulo 4.

METODOLOGÍA.

#### **4. Metodología.**

Los cálculos de carga de calefacción y refrigeración son la base principal para el diseño de los sistemas de calefacción, acondicionamiento de aire y sus componentes. Estos cálculos afectan el tamaño de las bombas, tuberías, ductos, difusores, manejadoras de aire, calderas, enfriadores (chillers), compresores, ventiladores, torres de enfriamiento, y todos los demás componentes que condicionan los ambientes interiores. De estos cálculos depende uno de los principales presupuestos que se tienen del costo de la construcción, la comodidad y la productividad de los ocupantes del edificio, los gastos de operación y uso de energía.

Antes de entrar en la metodología de cálculo es necesario comentar sobre las componentes de calor sensible y calor latente de la ganancia de calor. Ambas componentes son calculadas por separado, hasta que se estime la carga de refrigeración del edificio, que es cuando se combinan ambas componentes.

Cuando únicamente se modifica la temperatura seca del aire diremos que es una carga sensible, y si se modifica la cantidad de vapor de agua afirmaremos que se trata de una carga latente.

Un hecho es que la ganancia de calor latente se suma a la carga de enfriamiento instantáneamente, mientras que la ganancia de calor sensible se hace con cierto retraso, dependiendo de la naturaleza del espacio acondicionado. Esto depende del método que se esté utilizando para la estimación de carga de refrigeración, incluso puede suponerse ganancias de calor por convección como porción instantánea, y por radiación como parte de la porción retardada.

Para la envolvente de la construcción, la estimación de la carga térmica o carga de calefacción habitualmente se basa en la transferencia de calor en régimen permanente, suposición de la que se obtienen resultados adecuados. Sin embargo, en diseño para enfriamiento se debe utilizar el análisis transitorio. Como veremos en la parte referente al cálculo.

## 4.1. Efectos y comportamientos que anteceden al balance térmico.

### 4.1.1. Ganancia de calor.

Es la **tasa a la cual se transfiere energía hacia un espacio o la tasa a la cual se genera energía dentro de éste**. La ganancia de calor tiene dos componentes, el calor sensible y el calor latente los cuales deben ser calculados por separado. Las ganancias de calor generalmente ocurren en las siguientes formas:

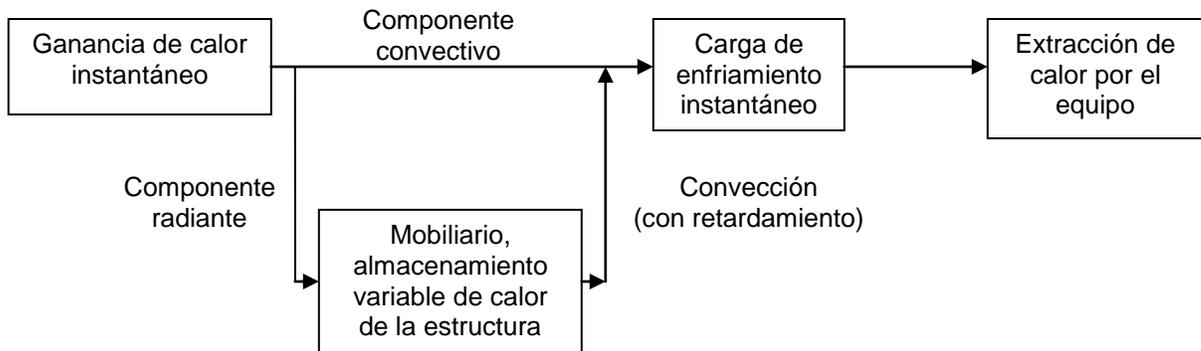
1. Por radiación solar a través de las aperturas (ventanas).
2. Por conducción de calor a través de las barreras físicas, por radiación y convección desde las superficies internas hacia el espacio.
3. Por convección de calor sensible y por radiación desde los objetos internos.
4. Por introducción del aire exterior, ya sea por ventilación o infiltración.
5. Por ganancias de calor latente generadas dentro del espacio.

### 4.1.2. Carga de enfriamiento.

Es la **tasa a la que la energía debe ser removida del espacio acondicionado para mantener la temperatura y la humedad establecidas en los valores de diseño**. Generalmente la carga de enfriamiento difiere de la ganancia de calor debido a que la radiación proveniente de la superficie interna de las paredes y objetos interiores, así como de la radiación solar que entra a través de las aperturas, no calienta directamente el aire contenido en el espacio. Esta energía radiante es absorbida en su mayor parte por los pisos, paredes interiores y muebles, que por tanto alcanzan temperaturas más elevadas que la del aire y que luego se enfrían por convección. Sólo cuando el aire contenido dentro del recinto recibe la energía mediante convección, podemos afirmar que esta energía contribuye a la carga de enfriamiento. La figura 4.1 ilustra este fenómeno.

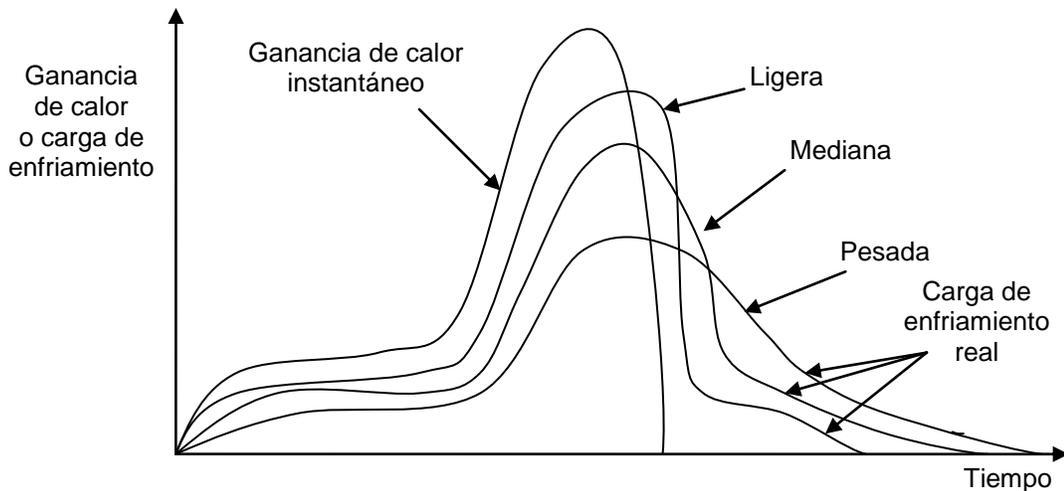
El almacenamiento de calor y las características de la transferencia de calor a través de las estructuras y de los objetos interiores determina el retardo térmico, y por lo tanto, la relación entre la ganancia de calor y la carga de enfriamiento. Por esta razón, en estos casos debe tomarse en cuenta la **masa térmica** (el producto de la masa y el calor específico) de su estructura y su contenido. La reducción del pico de la carga de

enfriamiento debido al retardo térmico puede ser un factor muy importante en la determinación del tamaño del equipo de enfriamiento.



**Figura 4.1.** Relación esquemática entre la ganancia de calor y la carga de enfriamiento.  
Fuente: MCQUISTON, Faye, 2007.

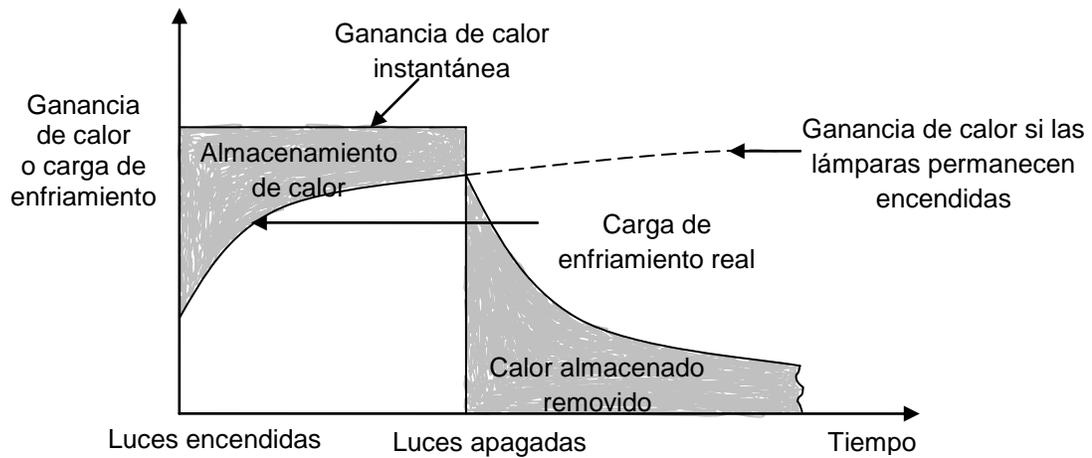
La figura 4.2 muestra la relación entre la ganancia de calor, la carga de enfriamiento y el efecto de la masa de la estructura. La atenuación y el retardamiento del pico de la ganancia de calor son muy evidentes, especialmente para las construcciones pesadas.



**Figura 4.2.** Carga de enfriamiento real y ganancia de calor solar para construcciones ligeras, medianas y pesadas. Fuente: MCQUISTON, Faye, 2007.

En la figura 4.3 se muestra la carga de enfriamiento requerida para compensar la ganancia de calor producida por las luces fluorescentes, las cuales se utilizan sólo parte del tiempo. El componente de calor sensible producido por las personas y el equipo actúa de manera

similar. La energía transmitida por convección de manera directa al aire por las luces y las personas, y más tarde por las superficies de los alrededores, también incrementa la carga de enfriamiento requerida. Las curvas de las áreas con ganancia de calor y las curvas de la carga de enfriamiento de la figura 4.3 son más o menos iguales, lo que significa que debe removerse aproximadamente la misma cantidad de energía de la estructura durante el día; sin embargo, es durante las horas de la tarde cuando se remueve la mayor porción, en el caso de las construcciones más pesadas.



**Figura 4.3.** Carga de enfriamiento real para compensar la ganancia de calor de las lámparas fluorescentes. Fuente: MCQUISTON, Faye, 2007.

#### 4.1.3. Tasa de extracción de calor.

Es la tasa a la que el equipo de enfriamiento y deshumidificación remueve la energía del espacio. Esta tasa es igual a la carga de enfriamiento cuando las condiciones del espacio acondicionado son constantes y el equipo está operando. No obstante, esto rara vez ocurre en la realidad, por varias razones, entre ellas por el hecho de que el sistema de control reacciona cierto tiempo después de que la temperatura del recinto ha subido o bajado algunos grados. Debido a que la mayor parte del tiempo la carga de enfriamiento está debajo del pico del valor de diseño, se requiere la operación intermitente o variable del equipo de enfriamiento.

## **4.2. Consideraciones para la determinación de la carga de enfriamiento.**

La máxima ganancia de calor de un edificio depende de su orientación y su inercia térmica entre muchos otros factores importantes como el número de personas en su interior y la actividad que estas desarrollan en él. Así mismo, de su régimen de utilización según su uso, sean hoteles, oficinas, restaurantes, centros comerciales, hospitales, etc.

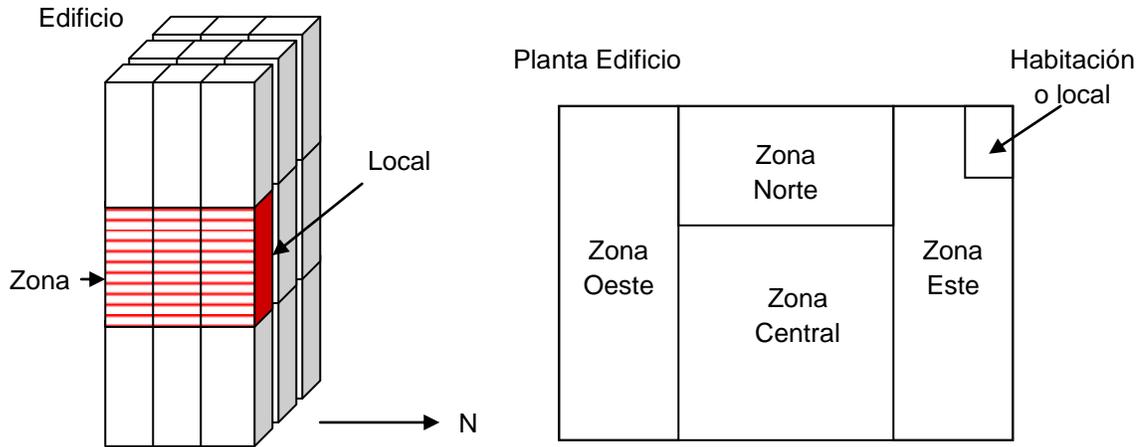
La aplicación de cualquier procedimiento de cálculo de la carga de enfriamiento depende muchas veces del tipo de sistema mecánico que se va a instalar.

Cuando se consideran zonas con varias habitaciones o locales, las divisiones internas (muros) entre éstos se modelan como masas internas. Al tomarse a todos los locales como una unidad se presenta un solo pico de carga de enfriamiento que es la estimación global de toda la zona. Después se calcula el tamaño del equipo para esa carga global y la tasa de flujo de aire para cada local.

Otra opción consiste en modelar cada local como una sola zona y, a continuación, determinar el tamaño del equipo de acuerdo con la carga pico, y de igual manera su flujo individual.

### **4.2.1. Zonificación.**

En el diseño de los sistemas de acondicionamiento de aire debe aplicarse el criterio de zonificación que consiste en agrupar en una misma zona de acondicionamiento todos aquellos ambientes cuyas ganancias o pérdidas varíen de forma similar. Es así que, el área que va ser controlada por un solo termostato generalmente recibe el nombre de “zona”. El control de los parámetros en cada uno de estos ambientes será independiente, y por lo tanto, el tipo de sistema a adoptar y su proyecto (Figura 4.4).



**Figura 4.4.** Zonificación de un edificio.

Son tres los principales factores que provocan esa variación de parámetros en un instante dado en el mismo edificio y que deben ser considerados durante el proyecto:

- Radiación solar.
- Horarios de uso.
- Disipaciones internas.

#### **4.2.1.1. Radiación solar.**

Muchas veces los edificios presentan dos zonas básicas a considerar:

- Zona periférica.
- Zona interior.

En general, mientras en las fachadas de las zonas periféricas las ganancias de calor solar son variables, las ganancias de calor interiores son prácticamente constantes. Por lo que surge la necesidad de agrupar zonas por la orientación de su fachada y por otra parte, las zonas internas del edificio (figura 4.4).

En la mayoría de los casos las zonas interiores están situadas en el centro del edificio y no sufren la influencia de los elementos exteriores a excepción del último piso. Sin embargo, en el caso de tener ganancias de calor por ocupación, iluminación, infiltración y equipo misceláneo, se hace necesaria la refrigeración en verano como en invierno.

Las zonas exteriores se caracterizan por las variaciones extremas en la ganancia o pérdida de calor, desde un máximo de radiación solar acompañado de transmisiones de calor a través de las ventanas y muros como ganancia; hasta la ausencia de ganancia de calor durante el invierno, generando transferencia de calor de modo inverso, ahora del interior hacia el exterior. En muchos casos también se someten al movimiento de las sombras de los elementos estructurales de la fachada, edificios adyacentes, nubes; y en invierno sobre la estructura externa del edificio se producen corrientes de aire en los muros exteriores.

#### **4.2.1.2. Horarios de uso.**

Es un factor muy importante en la zonificación el *horario de uso* u ocupación de los locales durante el día. La explicación de su importancia se da en el ejemplo del caso de un edificio de oficinas donde los ocupantes tienen un horario de trabajo que puede variar incluso en cada planta, y que al mismo tiempo cuenta con centros de procesamiento de datos de los diferentes corporativos en diferentes ubicaciones, mismos que requieren de un control riguroso de los parámetros de temperatura y humedad del ambiente donde se encuentran los equipos servidores o de almacenamiento electrónico. Es de esperarse que el requerimiento de acondicionamiento de aire en cada una de las zonas sea diferente desde el funcionamiento continuo las 24 horas del día en los centros de procesamiento de datos, hasta el funcionamiento intermitente en el caso de las oficinas.

#### **4.2.1.3. Disipaciones térmicas internas.**

Incluye la diversidad de cargas térmicas interiores debidas a máquinas o dispositivos que disipan calor ambiente o simplemente los diferentes coeficientes de ocupación que hace necesario una subdivisión de zonas.

Utilizando el ejemplo del edificio del caso anterior, en una de las plantas del edificio donde se encuentra una oficina administrativa y un centro de manejo de datos, sería inconcebible proyectar un mismo equipo de acondicionamiento de aire para ambos locales con base a cargas pico en verano. Pues podría satisfacer adecuadamente a los dos locales solo en esas condiciones presentes durante el verano y hora de proyecto, sin embargo, mientras el centro de procesamiento de datos mantiene una ganancia de calor casi constante y preponderante con respecto a las otras cargas, siendo despreciable la influencia de la

variación de las condiciones exteriores; en la oficina administrativa el diseño está determinado fundamentalmente por las ganancias exteriores variables por la época de año y su efecto solar. Si se diseña a una sola zona y el termostato de operación se instalara en el centro de procesamiento de datos, el local de la oficina se subenfriaría.

Ahora bien, teniendo presente estas consideraciones que acabamos de mencionar, **es conveniente poner mucha atención y cuidado en la determinación y el manejo de las zonas durante el proceso del cálculo de la carga de refrigeración; así como de las habitaciones, locales o cuartos** que son una subdivisión de lo que llamamos zona en nuestro proyecto (figura 4.4).

#### **4.3. Diferentes cálculos de la carga de refrigeración.**

El cálculo de la carga de refrigeración se debe realizar para diversos recintos con el fin de poder diseñar correctamente todos los elementos que componen una instalación, siendo probablemente diferentes los instantes de tiempo donde se produce la máxima demanda en cada uno de ellos. Son los siguientes casos:

##### **4.3.1. Para cada habitación individualizada, local o cuarto.**

En base a esta estimación se deben proyectar los elementos terminales a incorporar como lo son fan and coils, difusores, etc; así como las dimensiones de las tuberías y conductos que alcancen dichos elementos terminales.

##### **4.3.2. Para cada zona.**

En esta estimación se consideran un conjunto de locales o habitaciones que estarán servidos por un mismo equipo por presentar ganancias de calor similarmente variables en el tiempo.

##### **4.3.3. Para todo el edificio o instalación.**

Esta estimación es necesaria para el dimensionamiento de las fuentes de energía en sistemas centralizados como enfriadores de agua (chillers), calderas, etc, o sistemas en los que únicamente exista un equipo de climatización o acondicionamiento autocontenido.

#### 4.4. Ganancia de calor a través de la envolvente del edificio.

La ganancia de calor instantáneo dentro de un espacio acondicionado varía mucho con el paso del tiempo, debido principalmente al fuerte efecto transitorio creado por la variación horaria de la radiación solar. Puede haber una diferencia apreciable entre la ganancia de calor por radiación y la cantidad de calor removida por el equipo de enfriamiento en un edificio a una hora en particular. Esta diferencia es causada por el almacenamiento de energía en la estructura y subsecuente transferencia de la misma al aire circundante. Si no se toma en cuenta esto, se podría instalar un equipo de enfriamiento y deshumidificación con una capacidad mucho mayor de la necesaria.

El cálculo con precisión del flujo de calor entrante a través de un muro, o carga térmica por transmisión de calor, ante fluctuaciones cualesquiera de la temperatura exterior e interior, es un proceso complicado y laborioso, y que en la práctica únicamente tiene sentido cuando se hace uso de herramientas de apoyo como una computadora y un programa de aplicación.

El cálculo de la transferencia transitoria de calor por conducción a través de las paredes y techos puede realizarse utilizando varios métodos diferentes:

1. Métodos de parámetro concentrado: que consideran a las paredes y a los techos como un pequeño número de resistencias discretas y capacitancias concentradas.
2. Métodos de respuesta a la frecuencia: soluciones analíticas que requieren condiciones de frontera periódicas.
3. Métodos numéricos: métodos de diferencia y elemento finitos.
4. Métodos de la transformada Z: métodos basados en la teoría de la transformada Z, que incluyen factores de respuesta y funciones de transferencia por conducción.

Aquí es necesario considerar el concepto de *inercia térmica* del muro y, el *desfase de la onda de flujo de calor*, respecto a la onda que señala la evolución de la temperatura exterior, por lo que, en nuestro caso aplicaremos variaciones senoidales de temperatura exterior, y extrapolación con series de Fourier a cualquier evolución como solución matemática.

Es así que se presenta un “método de respuesta a la frecuencia”, mismo que da lugar a metodologías de cálculo de carga de enfriamiento más novedosas que son implementadas en la actualidad por la ASHRAE, pues posteriormente mediante el concepto de función de convolución y con la herramienta de transformadas de Laplace, es posible obtener los llamados factores de respuesta de un muro, que se pueden emplear para obtener el flujo de calor transmitido ante cualquier variación de la temperatura exterior. Estos factores de respuesta periódica para un muro en particular, son utilizados en el método de series de tiempo radiante. Sin embargo, **la metodología aquí descrita para obtener la ganancia de calor a través de la envolvente del edificio se limita a una solución de respuesta a la frecuencia.**

En la explicación de este método de respuesta a la frecuencia para obtener la ganancia de calor a través de la envolvente consideraremos materiales homogéneos, y solo contemplaremos conducción unidireccional, es por esto que existirá una cierta aproximación cuando se consideren materiales tales como ladrillos huecos, o bloques huecos de hormigón, en los que el proceso real de conducción de calor será bidimensional.

El objetivo de esta explicación, es dejar atrás las metodologías basadas en tablas con consideraciones para un tipo de muro en especial, una ubicación y orientación del mismo que poco tienen que ver con el muro de nuestro cálculo. Es decir, nos acercaremos más al caso particular de estudio sin tener que realizar los ajustes y correcciones por ubicación latitud, longitud, orientación y tipo de muro de acuerdo al material o materiales del que está compuesto realmente, por lo que nuestro cálculo es más limpio.

Como apoyo para el cálculo matemático que se describe se puede hacer uso de la hoja de cálculo en Microsoft Excel que a través de librerías para el manejo de matrices de números complejos, nos arroja los valores de carga térmica interior total o flujo de calor que entra al espacio a acondicionar, y el retardo en horas debido a la inercia térmica de la envolvente de la construcción. Esta hoja electrónica acompaña al archivo electrónico de este trabajo.

#### 4.4.1. Ganancia de calor a través de muros.

Obtendremos la ganancia de calor mediante una combinación de variaciones senoidales de la temperatura exterior.

Sabemos que cualquier tipo de función continua se puede desarrollar por Serie de Fourier en base a una serie de senos y cosenos. Desarrollando la temperatura sol-aire en función del tiempo, tenemos:

$$T_{sa} = \bar{T}_{sa} + M_1 \cos(w_1 t) + N_1 \text{sen}(w_1 t) + M_2 \cos(w_2 t) + N_2 \text{sen}(w_2 t) + \dots \quad (4.1)$$

donde :

$$\bar{T}_{sa} = \frac{1}{24} \int_0^{24} T_{sa} dt, \text{ Temperatura sol-aire media } [^{\circ}\text{C}]$$

$$w_n = n \cdot \frac{\pi}{12}, \text{ donde } n = 0, 1, 2, 3, \dots$$

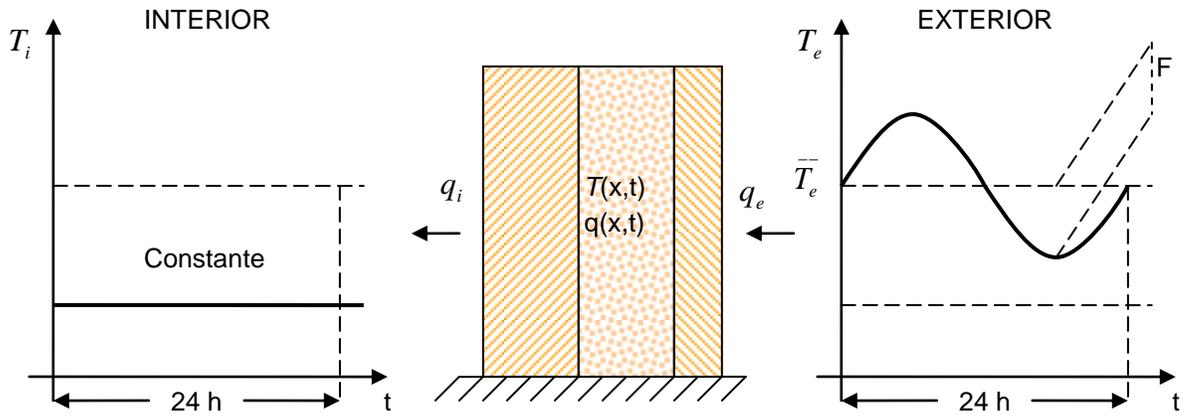
$$M_n = \frac{1}{12} \int_0^{24} T_{sa} \cos(w_n t) dt \text{ } [^{\circ}\text{C}]$$

$$N_n = \frac{1}{12} \int_0^{24} T_{sa} \text{sen}(w_n t) dt \text{ } [^{\circ}\text{C}]$$

$t$  = Instante de tiempo [h]

En primer lugar calcularemos la respuesta de un muro multicapa ante una variación senoidal pura, para posteriormente resolver el problema general como una combinación lineal de respuestas independientes a cada una de las funciones senoidales.

El planteamiento general del problema ante una variación senoidal pura se representa en la figura 4.5.



**Figura 4.5.** Muro multicapa con variación senoidal exterior.  
Fuente: PINAZO OJER, José Manuel, 1999.

Supongamos un muro multicapa al que se le somete en el interior a una temperatura constante  $T_i$ , y en el exterior a una variación senoidal  $T_e$ :

$$T_e = \bar{T}_e + F \cdot \text{sen}(wt + \varphi) \quad (4.2)$$

donde:

$\bar{T}_e$  = Valor medio de la temperatura exterior a lo largo del día [°C].

$F$  = Amplitud de la variación senoidal. Valor máximo de la temperatura menos valor medio [°C].

$w = \frac{2\pi}{P}$  = Frecuencia en radianes [rad].

$P$  = Periodo, el tiempo en que se repite la onda [h].

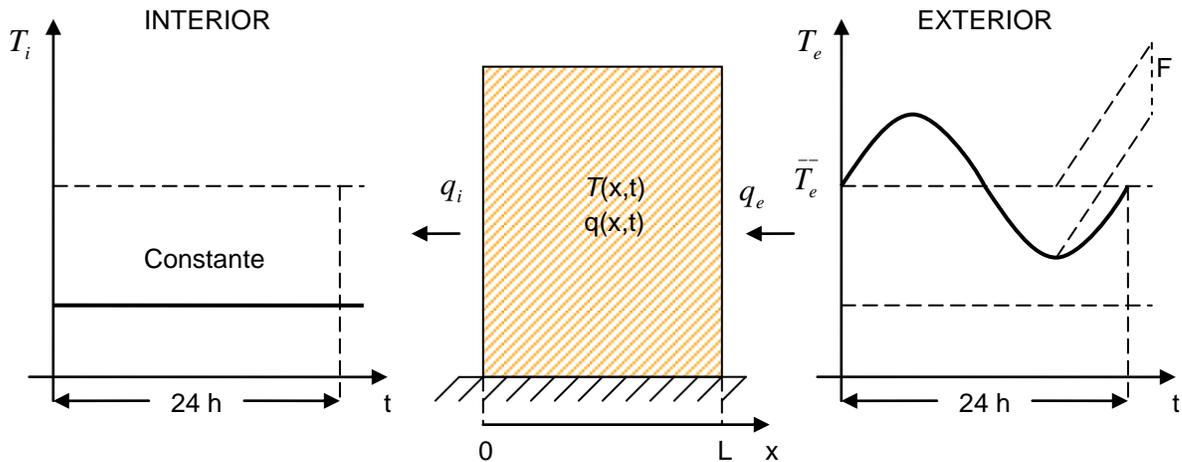
$t$  = Instante de tiempo [h]

$\varphi$  = Desfase para ajustar el máximo de la onda en temperatura exterior a una hora determinada [rad].

En las instalaciones de climatización el valor que debe considerarse como la carga pico en un instante dado, debido a transmisión de calor en muros, es el calor entrante por unidad de tiempo y superficie  $q_i$ , que determinaremos a continuación.

#### 4.4.1.1. Ganancia de calor en muros de una sola capa.

En este tipo de muro compuesto de una sola capa de material, el procedimiento inicia con la suposición de que es sometido a una variación senoidal en la temperatura superficial exterior (figura 4.6).



**Figura 4.6.** Muro unicapa con variación senoidal exterior.  
Fuente: PINAZO OJER, José Manuel, 1999.

Debido a los efectos transitorios provocados por la variación de la temperatura exterior, se abandona la suposición que hicimos en el capítulo 3 para llegar a la ecuación 3.37 donde al igual que la temperatura interior, la temperatura exterior era constante y la transferencia de calor estable, pues ahora si hay variación en la temperatura exterior de la pared con el tiempo. Retomando la ecuación 3.35 del balance de calor es como aplicamos la ecuación fundamental de la transmisión de calor por conducción con esta nueva nomenclatura:

$$\alpha \cdot \frac{\delta^2 T(x,t)}{\delta x^2} = \frac{\delta T(x,t)}{\delta t} \quad (4.3)$$

donde:

$T(x,t)$  = distribución de temperaturas en el interior del muro unicapa [°C].

$\alpha$  = difusividad térmica del material [ $\text{m}^2/\text{h}$ ] ó [ $\text{m}^2/\text{s}$ ].<sup>16</sup>

$$\alpha = \frac{k}{\rho C_p} \quad (1.13)$$

$k$  = conductividad térmica [ $\text{Btu}/\text{h}\cdot\text{ft}\cdot^\circ\text{F}$ ], [ $\text{kcal}/\text{h}\cdot\text{m}\cdot^\circ\text{C}$ ] ó [ $\text{W}/\text{m}\cdot^\circ\text{C}$ ]

$\rho$  = densidad [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

$C_p$  = calor específico [ $\text{kcal}/\text{kg}\cdot^\circ\text{C}$ ] o [ $\text{J}/\text{kg}\cdot^\circ\text{C}$ ]

con las siguientes condiciones de contorno:

$$\forall t \quad x = 0, T(x, t) = T_i \quad (4.4)$$

$$x = L, T(x, t) = \bar{T}_e + F \cdot \text{sen}(wt + \varphi)$$

Problema que se puede descomponer por superposición en otros dos:

$$T(x, t) = T_1(x, t) + T_2(x, t) \quad (4.5)$$

$$q(x, t) = q_1(x, t) + q_2(x, t) \quad (4.6)$$

donde:

Régimen estacionario

$$\frac{\delta^2 T_1(x, t)}{\delta x^2} = 0$$

$$\forall t \quad x = 0, T_1(x, t) = T_i \quad (4.7)$$

$$x = L, T_1(x, t) = \bar{T}_e$$

Régimen transitorio

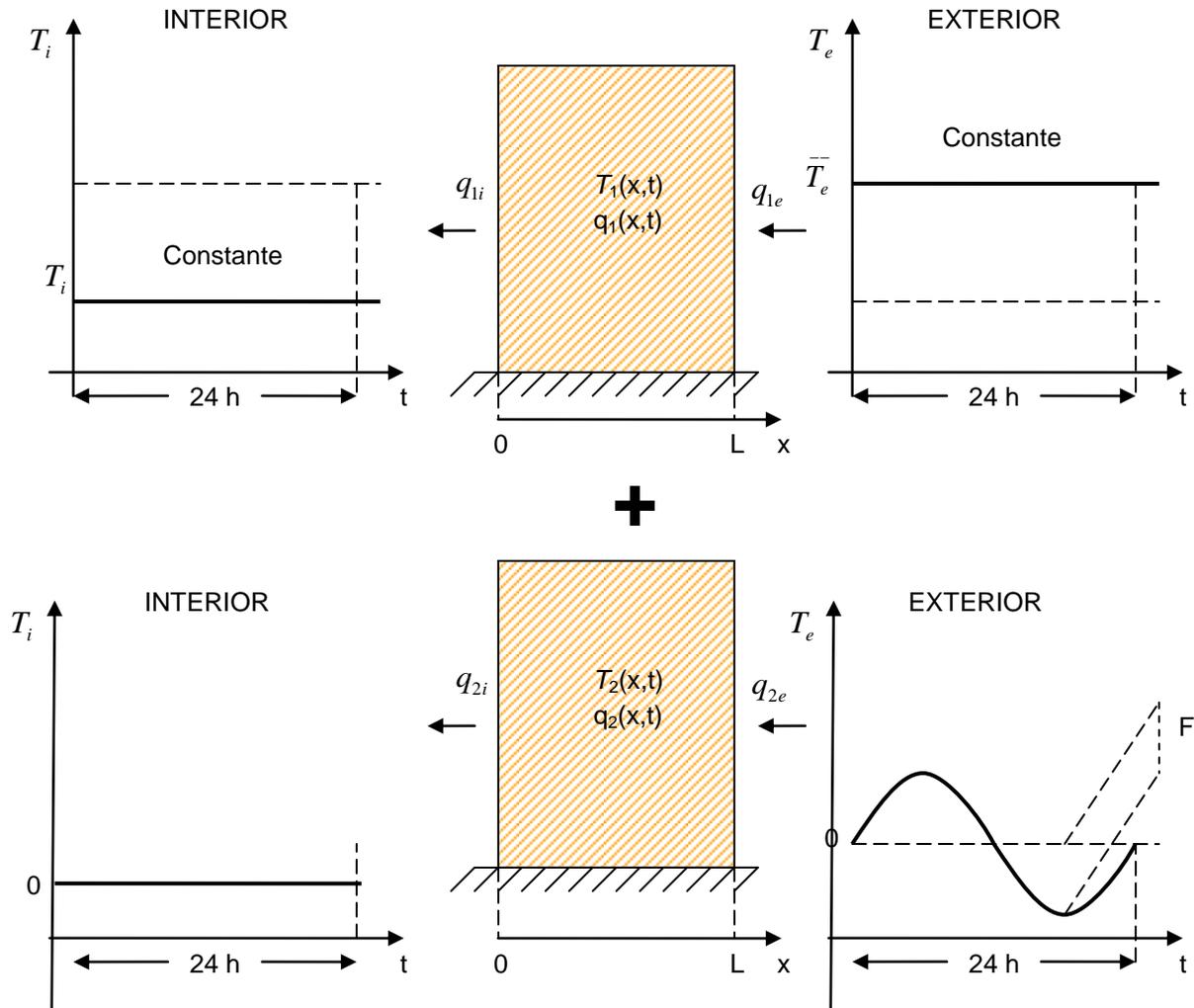
$$\alpha \cdot \frac{\delta^2 T_2(x, t)}{\delta x^2} = \frac{\delta T_2(x, t)}{\delta t}$$

$$\forall t \quad x = 0, T_2(x, t) = 0 \quad (4.8)$$

$$x = L, T_2(x, t) = F \cdot \text{sen}(wt + \varphi)$$

En la figura 4.7 se esquematiza la descomposición propuesta.

<sup>16</sup> 1.3.1.1.2. Difusividad térmica.



**Figura 4.7.** Superposición en un muro unicapa.  
Fuente: PINAZO OJER, José Manuel, 1999.

La solución para el régimen estacionario  $T_1(x,t)$ , es evidentemente una distribución lineal, siendo el flujo de calor constante a lo largo de toda la placa:

$$T_1(x,t) = T_i + \frac{x}{L}(\bar{T}_e - T_i) \quad (4.9)$$

$$q_1(x,t) = U(\bar{T}_e - T_i) \quad (4.10)$$

donde:

$U$  = coeficiente global de transferencia de calor [kcal/h·m<sup>2</sup>·°C] ó [W/m<sup>2</sup>·°C].

$$U = \frac{1}{\sum \frac{1}{h} + \frac{L}{k}} \quad (3.58)$$

$h$  = coeficientes convectivos del interior y exterior del muro [ $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ].

$$\frac{L}{k} = \text{Resistencia térmica unitaria } [m^2 \cdot ^\circ C/W]. \quad (3.56)$$

$L$  = espesor [m].

$k$  = conductividad térmica [ $Btu/h \cdot ft \cdot ^\circ F$ ], [ $kcal/h \cdot m \cdot ^\circ C$ ] ó [ $W/m \cdot ^\circ C$ ]

Para obtener la solución al régimen transitorio  $T_2(x, t)$ , expresaremos la segunda condición de contorno en forma compleja:

$$\forall t \quad x = L, \quad T_2(x, t) = F \cdot \text{sen}(wt + \varphi) = \text{Im}(F \cdot e^{i(wt + \varphi)}) \quad (4.11)$$

donde:

$\text{Im}$  es la parte imaginaria,

recordando que:

$$e^{i\theta} = \cos \theta + i \cdot \text{sen} \theta \quad (4.12)$$

La solución para la distribución de temperaturas  $T_2(x, t)$  es de la forma:

$$T_2(x, t) = \text{Im}(C_x \cdot e^{i(wt + \varphi)}) \quad (4.13)$$

y:

$C_x$  = función únicamente dependiente de la variable  $x$

Sustituyendo dicha distribución de temperatura en la ecuación diferencial 4.8:

$$\frac{\delta^2 C_x}{\delta x^2} = C_x \frac{i\omega}{\alpha} \quad (4.14)$$

y llamando:

$$M = \sqrt{\frac{w}{2\alpha}} \quad (4.15)$$

tenemos:

$$\frac{\delta^2 C_x}{\delta x^2} = C_x \cdot 2 \cdot i \cdot M^2 \quad (4.16)$$

La solución a este tipo de ecuación diferencial será:

$$C_x = E_1 \cdot Ch(M\sqrt{2i}x) + E_2 \cdot Sh(M\sqrt{2i}x) \quad (4.17)$$

donde:

$E_1$  y  $E_2$  son constantes.

y se hace uso de las funciones hiperbólicas seno hiperbólico Sh o Senh y coseno hiperbólico Ch o Cosh.

Recordando que  $(2i)^{1/2} = 1+i$ , la solución general para la distribución de la temperatura es:

$$T_2(x,t) = \text{Im}\left[ (E_1 \cdot Ch(M(1+i)x) + E_2 \cdot Sh(M(1+i)x)) \cdot e^{i(wt+\phi)} \right] \quad (4.18)$$

Aplicando Fourier para obtener el flujo de calor a una distancia "x" y en un instante de tiempo "t" en distribuciones unidireccionales, de la ecuación (1.11):

$$q(x,t) = -k \frac{dT(x,t)}{dx} \quad (4.19)$$

luego:

$$q_2(x,t) = \text{Im}\left[ (-k \cdot M \cdot (1+i) \cdot E_1 \cdot Sh(M(1+i)x) - k \cdot M \cdot (1+i) \cdot E_2 \cdot Ch(M(1+i)x)) \cdot e^{i(wt+\phi)} \right] \quad (4.20)$$

La determinación de las constantes  $E_1$  y  $E_2$ , se realiza mediante la aplicación de las condiciones de contorno, ecuación 4.8, así:

$$\forall t \quad x=0, T_2(x,t) = 0$$

y teniendo en cuenta que  $Ch(0) = 1$  y  $Sh(0) = 0$ , la ecuación 4.18 se transforma en:

$$T_2(0, t) = \text{Im}[E_1 \cdot e^{i(\omega t + \varphi)}] = 0$$

o aplicando 4.12:

$$0 = E_1 \cdot \text{sen}(\omega t + \varphi)$$

Ecuación que al deberse cumplir para cualquier instante de tiempo "t", obliga a que la constante  $E_1$  sea nula:

$$E_1 = 0 \quad \mathbf{(4.21)}$$

Al aplicar la segunda condición de contorno 4.8 o 4.11:

$$\forall t, T_2(L, t) = \text{Im}[F \cdot e^{i(\omega t + \varphi)}] = \text{Im}[E_2 \cdot Sh(M(1+i)L) \cdot e^{i(\omega t + \varphi)}]$$

Si es el complejo igual, también lo será la parte imaginaria, por lo que la anterior expresión se puede transformar en:

$$F \cdot e^{i(\omega t + \varphi)} = E_2 \cdot Sh(M(1+i)L) \cdot e^{i(\omega t + \varphi)}$$

de donde despejando la constante  $E_2$ :

$$E_2 = \frac{F}{Sh(M(1+i)L)} \quad \mathbf{(4.22)}$$

Una vez calculadas las constantes  $E_1$  y  $E_2$  podemos expresar la distribución de temperaturas y flujos de calor en el estado transitorio de acuerdo con 4.18 y 4.20, sustituyendo dichas constantes:

$$T_2(x, t) = \text{Im} \left[ F \frac{Sh(M(1+i)x)}{Sh(M(1+i)L)} \cdot e^{i(\omega t + \varphi)} \right] \quad \mathbf{(4.23)}$$

$$q_2(x, t) = -\text{Im} \left[ k \cdot M \cdot (1+i) \cdot F \cdot \frac{Ch(M(1+i)x)}{Sh(M(1+i)L)} \cdot e^{i(\omega t + \varphi)} \right] \quad \mathbf{(4.24)}$$

Ecuaciones que teniendo en cuenta:

$$\text{Ch}(a \cdot (1+i)) = \text{Cos}(a) \cdot \text{Ch}(a) + i \cdot \text{Sen}(a) \cdot \text{Sh}(a) \quad (4.25)$$

$$\text{Sh}(a \cdot (1+i)) = \text{Cos}(a) \cdot \text{Sh}(a) + i \cdot \text{Sen}(a) \cdot \text{Ch}(a) \quad (4.26)$$

se transforman en:

$$T_2(x,t) = \text{Im} \left[ F \cdot \frac{\text{Cos}(Mx) \cdot \text{Sh}(Mx) + i \cdot \text{Sen}(Mx) \cdot \text{Ch}(Mx)}{\text{Cos}(ML) \cdot \text{Sh}(ML) + i \cdot \text{Sen}(ML) \cdot \text{Ch}(ML)} \cdot e^{i(\omega t + \varphi)} \right] \quad (4.27)$$

$$q_2(x,t) = -\text{Im} \left[ k \cdot M \cdot (1+i) \cdot F \cdot \frac{\text{Cos}(Mx) \cdot \text{Ch}(Mx) + i \cdot \text{Sen}(Mx) \cdot \text{Sh}(Mx)}{\text{Cos}(ML) \cdot \text{Sh}(ML) + i \cdot \text{Sen}(ML) \cdot \text{Ch}(ML)} \cdot e^{i(\omega t + \varphi)} \right] \quad (4.28)$$

Por último la distribución real de temperaturas y flujos de calor en la placa se obtendrá por superposición, de acuerdo con la ecuación 4.5 y 4.6:

$$T(x,t) = T_1(x,t) + T_2(x,t) = T_i + \frac{x}{L} \cdot (\bar{T}_e - T_i) = \text{Im} \left[ F \cdot \frac{\text{Cos}(Mx) \cdot \text{Sh}(Mx) + i \cdot \text{Sen}(Mx) \cdot \text{Ch}(Mx)}{\text{Cos}(ML) \cdot \text{Sh}(ML) + i \cdot \text{Sen}(ML) \cdot \text{Ch}(ML)} \cdot e^{i(\omega t + \varphi)} \right] \quad (4.29)$$

$$q(x,t) = q_1(x,t) + q_2(x,t) = \frac{k}{L} \cdot (\bar{T}_e - T_i) - \text{Im} \left[ k \cdot M \cdot (1+i) \cdot F \cdot \frac{\text{Cos}(Mx) \cdot \text{Ch}(Mx) + i \cdot \text{Sen}(Mx) \cdot \text{Sh}(Mx)}{\text{Cos}(ML) \cdot \text{Sh}(ML) + i \cdot \text{Sen}(ML) \cdot \text{Ch}(ML)} \cdot e^{i(\omega t + \varphi)} \right] \quad (4.30)$$

Siendo la carga térmica en función del tiempo para ese sistema la aplicación de la ecuación 4.30 en  $x = 0$ :

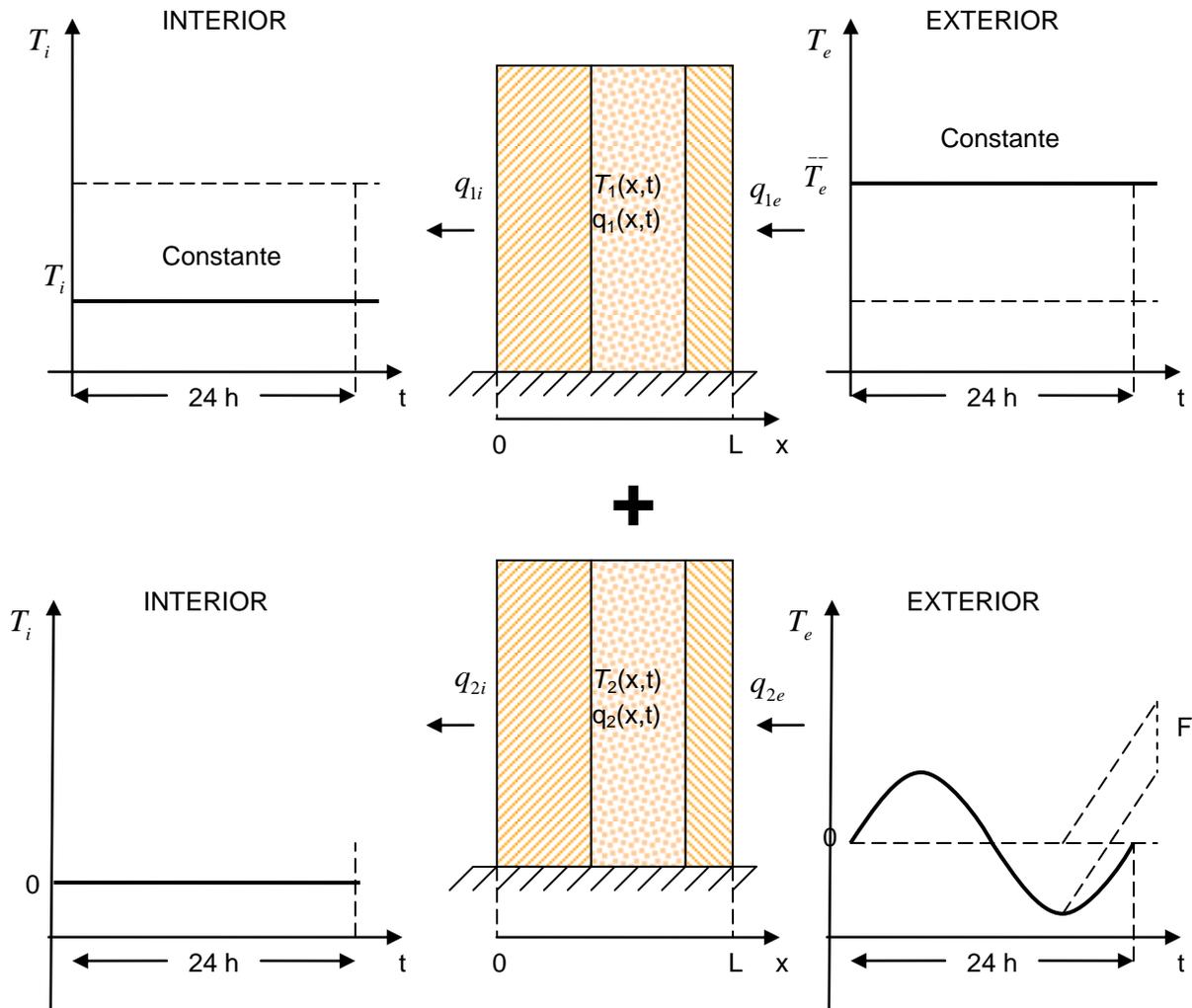
$$q_i = q(0,t) = \frac{k}{L} \cdot (\bar{T}_e - T_i) - \text{Im} \left[ \frac{k \cdot M \cdot (1+i) \cdot F}{\text{Cos}(ML) \cdot \text{Sh}(ML) + i \cdot \text{Sen}(ML) \cdot \text{Ch}(ML)} \cdot e^{i(\omega t + \varphi)} \right] \quad (4.31)$$

#### 4.4.1.2. Ganancia de calor en muros de varias capas.

Para un muro multicapa de diferentes materiales, también puede descomponerse el problema por superposición en dos más sencillos, uno en régimen estacionario entre la temperatura media exterior y la temperatura interior, y otro transitorio senoidal con la temperatura exterior oscilando sobre 0 [°C]. Se volverían a replantear las ecuaciones 4.5, 4.6, 4.7 y 4.8. Y finalmente la carga para la instalación sería:

$$q_i = q_1(0,t) + q_2(0,t) \quad (4.32)$$

En la figura 4.8 se esquematiza la descomposición propuesta:



**Figura 4.8.** Superposición en un muro multicapa.

Fuente: PINAZO OJER, José Manuel, 1999.

El problema estacionario se resuelve fácilmente, siendo el flujo de calor constante en cualquier sección del muro, y por tanto igual al flujo de calor entrante en el interior.

$$q_1(0,t) = U \cdot (\bar{T}_e - T_i) \quad (4.33)$$

con :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{ext}} + \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{k_i} + \frac{1}{h_{int}}} \quad (3.58')$$

donde:

$U$  = coeficiente global de transferencia de calor [kcal/h·m<sup>2</sup>·°C] ó [W/m<sup>2</sup>·°C]

$i$  = capa genérica de material "i"

$n$  = número de capas de material en el muro.

$L_i$  = espesor de la capa "i" [m]

$k_i$  = conductividad del material de la capa "i" [kcal/h·m·°C] ó [W/m·°C]

$h_{int}$  = coeficiente de convección interior [kcal/h·m<sup>2</sup>·°C] ó [W/m<sup>2</sup>·°C]

$h_{ext}$  = coeficiente de convección exterior [kcal/h·m<sup>2</sup>·°C] ó [W/m<sup>2</sup>·°C]

Para obtener la carga térmica debida al régimen transitorio  $q_2(0,t)$ , nos interesa en primer lugar poder expresar la distribución de temperatura y el flujo de calor dependiente del tiempo en la superficie interior de cada capa, en función de las condiciones en la superficie exterior de esa misma capa de material.

Las expresiones generales 4.18 y 4.20 se pueden particularizar para  $x=0$  y  $x=L$ , antes de imponer unas determinadas condiciones de contorno:

$$T_2(0,t) = E_1 \cdot \Psi_1(0,t) + E_2 \cdot \Psi_2(0,t)$$

$$q_2(0,t) = E_1 \cdot \Psi_3(0,t) + E_2 \cdot \Psi_4(0,t)$$

$$T_2(L,t) = E_1 \cdot \Psi_1(L,t) + E_2 \cdot \Psi_2(L,t)$$

$$q_2(L,t) = E_1 \cdot \Psi_3(L,t) + E_2 \cdot \Psi_4(L,t)$$

**(4.34)**

donde teniendo en cuenta 4.18 y 4.20, (con 4.25 y 4.26), podemos expresar las funciones  $\Psi_1(x,t)$ ,  $\Psi_2(x,t)$ ,  $\Psi_3(x,t)$  y  $\Psi_4(x,t)$ :

$$\begin{aligned}\Psi_1(x,t) &= (\text{Cos}(Mx) \cdot \text{Ch}(Mx) + i \cdot \text{Sen}(Mx) \cdot \text{Sh}(Mx)) \cdot e^{i(\omega t + \varphi)} \\ \Psi_2(x,t) &= (\text{Cos}(Mx) \cdot \text{Sh}(Mx) + i \cdot \text{Sen}(Mx) \cdot \text{Ch}(Mx)) \cdot e^{i(\omega t + \varphi)} \\ \Psi_3(x,t) &= -k \cdot M \cdot (1+i) \cdot (\text{Cos}(Mx) \cdot \text{Sh}(Mx) + i \cdot \text{Sen}(Mx) \cdot \text{Ch}(Mx)) \cdot e^{i(\omega t + \varphi)} \\ \Psi_4(x,t) &= -k \cdot M \cdot (1+i) \cdot (\text{Cos}(Mx) \cdot \text{Ch}(Mx) + i \cdot \text{Sen}(Mx) \cdot \text{Sh}(Mx)) \cdot e^{i(\omega t + \varphi)}\end{aligned}$$

**(4.35)**

Operando con las ecuaciones 4.34 podemos eliminar las constantes  $E_1$  y  $E_2$ , resultando el sistema de ecuaciones:

$$\begin{aligned}T_2(0,t) &= A \cdot T_2(L,t) + B \cdot q_2(L,t) \\ q_2(0,t) &= C \cdot T_2(L,t) + D \cdot q_2(L,t)\end{aligned}$$

**(4.36)**

Donde las constantes A, B, C y D, teniendo en cuenta 4.35 resultan:

$$\begin{aligned}A &= \text{Ch}(ML) \cdot \text{Cos}(ML) + (\text{Sh}(ML) \cdot \text{Sen}(ML)) \cdot i \\ B &= -\frac{\text{Sh}(ML) \cdot \text{Cos}(ML) + \text{Ch}(ML) \cdot \text{Sen}(ML)}{2 \cdot k \cdot M} + \left( \frac{\text{Sh}(ML) \cdot \text{Cos}(ML) - \text{Ch}(ML) \cdot \text{Sen}(ML)}{2 \cdot k \cdot M} \right) \cdot i \\ C &= k \cdot M \cdot (\text{Ch}(ML) \cdot \text{Sen}(ML) - \text{Sh}(ML) \cdot \text{Cos}(ML)) - k \cdot M \cdot (\text{Ch}(ML) \cdot \text{Sen}(ML) + \text{Sh}(ML) \cdot \text{Cos}(ML)) \cdot i \\ D &= A\end{aligned}$$

**(4.37)**

Es decir, la matriz de coeficientes A, B, C y D transforma la temperatura y flujo de calor desde el punto  $x=L$  al punto  $x=0$ .

Cuando consideremos varias capas, podremos expresar la temperatura y el flujo de calor de la unión de una capa en función de la siguiente, suponiendo nula la resistencia de contacto entre ambas caras, y obtendríamos en forma matricial para el conjunto de capas:

$$\begin{bmatrix} T_{2pint} \\ q_{2pint} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} A_3 & B_3 \\ C_3 & D_3 \end{bmatrix} \cdots \cdots \begin{bmatrix} A_n & B_n \\ C_n & D_n \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} T_{2pext} \\ q_{2pext} \end{bmatrix} \quad (4.38)$$

La matriz representativa de la convección interior y exterior se puede obtener partiendo de las ecuaciones para el flujo de calor, expresadas de forma matricial, así:

$$q_{2i} = q_{2pint} = h_{int}(T_{2pint} - T_{2i}) \quad q_{2e} = q_{2pext} = h_{ext}(T_{2e} - T_{2pext}) \quad (4.39)$$

y en forma matricial:

$$\begin{bmatrix} T_{2i} \\ q_{2i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -\frac{1}{h_{int}} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} T_{2pint} \\ q_{2pint} \end{bmatrix} \quad \begin{bmatrix} T_{2pext} \\ q_{2pext} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -\frac{1}{h_{ext}} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} T_{2e} \\ q_{2e} \end{bmatrix} \quad (4.40)$$

Sustituyendo en 4.38 obtenemos la representación matricial generalizada del muro multicapa, ante variaciones senoidales de temperatura:

$$\begin{bmatrix} T_{2i} \\ q_{2i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -\frac{1}{h_{int}} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} A_3 & B_3 \\ C_3 & D_3 \end{bmatrix} \cdots \cdots \begin{bmatrix} A_n & B_n \\ C_n & D_n \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & -\frac{1}{h_{ext}} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} T_{2e} \\ q_{2e} \end{bmatrix} \quad (4.41)$$

En el caso de capa intermedia de aire, y por tanto siendo su característica la resistencia térmica de la capa  $R_i$ , recordando que se trata de una capa sin inercia térmica, su matriz representativa sería, por analogía con la convección exterior e interior:

$$\begin{bmatrix} A_i & B_i \\ C_i & D_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -R_i \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.42)$$

$R_i$  = resistencia térmica de la cámara de aire de la capa "i" [ $h \cdot m^2 \cdot ^\circ C / Kcal$ ] ó [ $m^2 \cdot ^\circ C / W$ ].

El muro multicapa se podrá representar por una única matriz, producto de las anteriores. Hay que tener siempre presente que, el producto de matrices no es conmutativo, por lo que el orden de las capas de material sí influirá en el calor total intercambiado.

$$\begin{bmatrix} T_{2i} \\ q_{2i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} AA & BB \\ CC & DD \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} T_{2e} \\ q_{2e} \end{bmatrix} \quad (4.43)$$

Para cada una de las matrices representativas de cada capa el determinante es la unidad,  $(A_n \cdot D_n - B_n \cdot C_n) = 1$ , por lo que el determinante de la matriz producto será igualmente la unidad.

$$(AA \cdot DD - BB \cdot CC) = 1 \quad (4.44)$$

Reordenando la ecuación 4.43 se obtiene:

$$\begin{bmatrix} q_{2i} \\ q_{2e} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{DD}{BB} & -\frac{1}{BB} \\ \frac{1}{BB} & -\frac{AA}{BB} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} T_{2i} \\ T_{2e} \end{bmatrix} \quad (4.45)$$

Recordando que las condiciones de contorno de la distribución transitoria son:

$$\forall t \quad x=0 \Rightarrow T_{2i} = 0$$

por lo que:

$$q_{2i} = -\frac{T_{2e}}{BB}$$

Finalmente el flujo de calor que en la realidad entra al recinto por la superficie interior será únicamente la parte imaginaria de dicha expresión:

$$q_{2i}(\text{realidad}) = \text{Im} \left( -\frac{T_{2e}}{BB} \right) \quad (4.46)$$

teniendo en cuenta que la temperatura exterior es un complejo, igual que el factor  $-BB$

Resumiendo, ante una oscilación de la temperatura exterior senoidal de la forma:

$$T_e = F \cdot \text{Sen}(wt + \varphi) \quad (4.47)$$

y una temperatura interior constante:

$$T_i = Cte \quad (4.48)$$

el flujo de calor interior, que será la carga de nuestro equipo de acondicionamiento, se calculará por:

$$q_i(\text{realidad}) = q_{1i} + q_{2i} = U(\bar{T}_e - T_i) + \text{Im}\left(-\frac{T_{2e}}{BB}\right) \quad (4.49)$$

que también se puede expresar como:

$$q_i(\text{realidad}) = U(\bar{T}_e - T_i) + \frac{F}{|BB|} \cdot \text{Sen}[w \cdot t + \varphi - \text{argumento\_de}(-BB)] \quad (4.50)$$

El flujo máximo de calor entrante se obtendrá en el momento en el que la función seno sea la unidad, por lo tanto:

$$q_{i\text{máx}}(\text{realidad}) = U(\bar{T}_e - T_i) + \frac{F}{|BB|} \quad (4.51)$$

y lo hará con un retardo en horas, respecto al momento de máxima temperatura exterior de:

$$\text{desfase\_en\_horas} = (\text{argumento\_de} - BB) \cdot \frac{24}{2\pi} \quad (4.52)$$

#### 4.4.1.3. Solución General.

Cualquier evolución de temperatura exterior, como la temperatura sol-aire (temperatura ficticia que tiene en cuenta tanto la variación de la temperatura seca, como la radiación solar absorbida por el muro), se puede descomponer en un número determinado de términos significativos de funciones seno, o su complemento coseno, con periodos diferentes ( $w_n$  ecuación 4.1).

Dependiendo del periodo de la onda cada muro multicapa presenta un amortiguamiento y un desfase, por tanto se deberán calcular para cada muro multicapa:

- Un coeficiente global de transferencia de calor  $U$ .
- Un desfase (argumento de  $-BB$ ) por cada periodo de  $w_n$ .
- Un amortiguamiento por cada periodo  $w_n$ .

Pudiendo obtener la carga térmica interior total o flujo de calor que entra al espacio acondicionado, mediante la superposición de todas las ondas:

$$q_i = K(\bar{T}_{sa} - T_i) + \frac{M_1}{|BB_1|} \cdot \text{Cos}[w_1 \cdot t - \text{argumento\_de\_}(-BB_1)] + \frac{N_1}{|BB_1|} \cdot \text{Sen}[w_1 \cdot t - \text{argumento\_de\_}(-BB_1)] +$$

$$+ \frac{M_2}{|BB_2|} \cdot \text{Cos}[w_2 \cdot t - \text{argumento\_de\_}(-BB_2)] + \frac{N_2}{|BB_2|} \cdot \text{Sen}[w_2 \cdot t - \text{argumento\_de\_}(-BB_2)] +$$

$$+ \dots \quad \text{(4.53)}$$

En la figura 4.9 se observa la descomposición en serie de Fourier de la temperatura solar, la respuesta en flujo de calor a cada variación senoidal de dicha temperatura, así como la superposición en flujos de calor para obtener la respuesta global a la excitación total planteada.

La distribución de temperatura exterior en función del tiempo para que la temperatura máxima ( $T_{e\_max}$ ) se produzca en un determinado instante de tiempo deseado ( $t_{max}$ ). será:

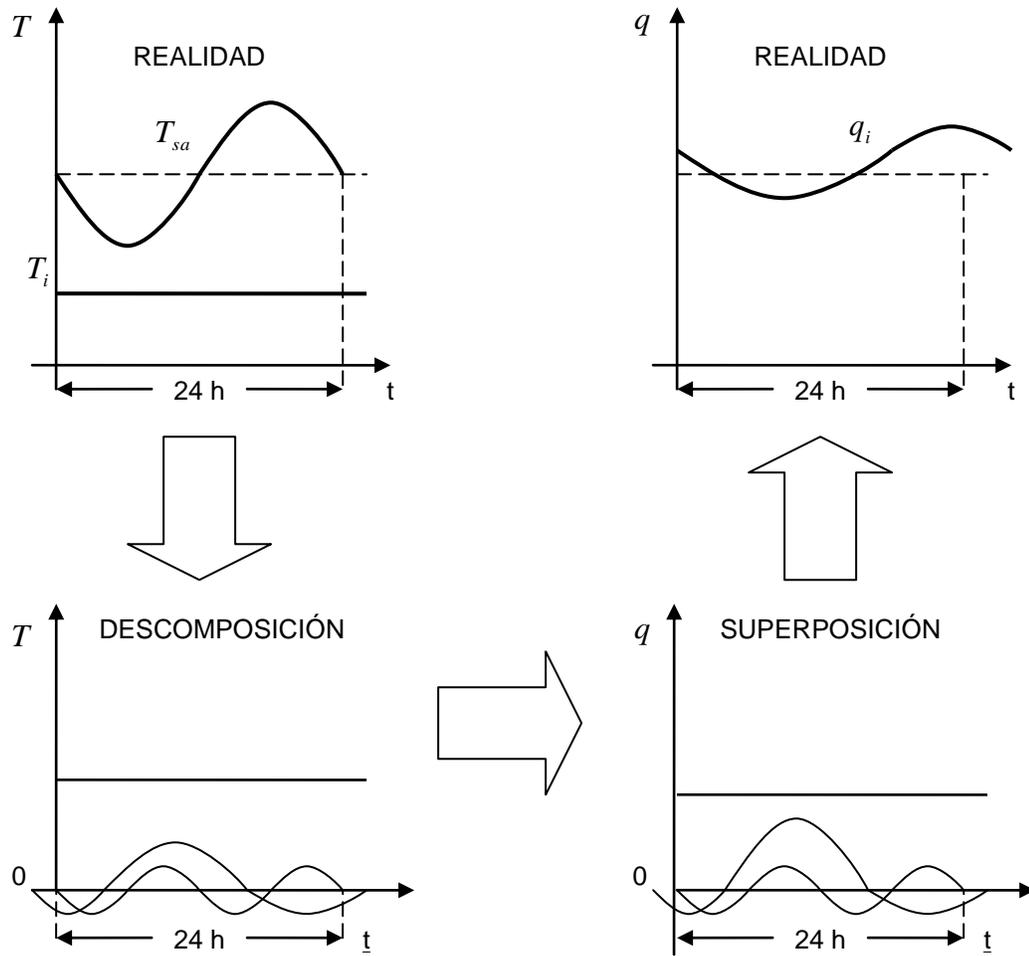
$$T_e = \frac{T_{e\_max} + T_{e\_min}}{2} + \frac{T_{e\_max} - T_{e\_min}}{2} \cdot \text{Sen}\left(\frac{2\pi}{P}t + \varphi\right) \quad \text{(4.54)}$$

Donde:

$$\text{Desfase } \varphi = \frac{\pi}{2} - \frac{2\pi}{P} \cdot t_{max} \quad \text{(4.55)}$$

$$T_e = \frac{T_{e\_max} + T_{e\_min}}{2} + \frac{T_{e\_max} - T_{e\_min}}{2} \cdot \text{Sen}\left(\frac{2\pi}{P}t + \frac{\pi}{2} - \frac{2\pi}{P} \cdot t_{max}\right) \quad \text{(4.56)}$$

$t_{max}$  - variable de tiempo, la hora en que ocurre la máxima de temperatura.



**Figura 4.9.** Proceso para obtener la respuesta en flujo de calor interior ante cualquier excitación exterior.  
Fuente: PINAZO OJER, José Manuel, 1999.

#### 4.4.1.4. Resumen y procedimiento.

1.- Los datos necesarios para el cálculo son:

a) Propiedades físicas de los materiales que componen el muro

- Espesor en metros  $l$  [m].
- Conductividad térmica  $k$  [W/m·K].
- Densidad  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>].
- Calor específico  $C_p$  [J/kg·K].

b) Temperaturas:

- Temperaturas mínima exterior
- Temperatura máxima exterior.
- Temperatura interior

2.- Determinamos la distribución de la temperatura exterior en función del tiempo a partir de la fórmula 4.54.

3.- Calculamos la difusividad  $\alpha$  de las diferentes capas de material con la fórmula 1.13.

4.- Se determina la matriz característica de cada una de las capas del muro a partir de las constantes de la fórmula 4.37.

5.- Se obtienen las matrices representativas de la convección interior y exterior, formulas 4.40.

6.- Se opera el producto de matrices del sistema, fórmula 4.41.

7.- De la matriz resultante del paso anterior, tomamos el elemento  $BB$  de la matriz y convertimos este número complejo de binomio a su forma polar.

8.- Se determina el coeficiente global de transferencia de calor a partir de la fórmula 3.58".

9.- Finalmente, ya contando con el valor de todas las variables se calcula el flujo de calor entrante en función del tiempo con la fórmula 4.50. Siendo máximo cuando se aplica la fórmula 4.51.

10.- Determinamos el desfase en horas para del flujo máximo de calor del muro.

Para los por menores de este procedimiento y ejemplos de aplicación consultar la referencia bibliográfica [12] PINAZO OJER, José Manuel, 1999.

#### 4.4.2. Ganancia de calor a través de superficies transparentes (ventanería).

##### 4.4.2.1. Causada por la radiación.

El calor radiante entra al espacio a acondicionar sin ningún retraso a través de las superficies transparentes, sin embargo, no representa una carga de enfriamiento instantánea. Ya que incide sobre las superficies sólidas del interior y al mismo tiempo que es absorbido eleva su temperatura. Esta diferencia de temperatura hace que el calor se transmita al interior del material por conducción, y posteriormente desde la superficie al aire por convección. En la mayoría de los materiales de construcción la resistencia térmica del material es mucho menor que la resistencia térmica del aire, es por eso que la mayor parte del calor radiado será almacenado; no obstante a medida que continúa este proceso de absorción de calor radiante, el material se calienta progresivamente y pierde su capacidad de almacenar más calor.

Las ganancias de calor debidas a la radiación solar transmitida y absorbida por este medio, se calculan utilizando el factor de ganancia de calor solar transmitido TSHGF y el factor de ganancia de calor absorbido ASHGF, definidos en las ecuaciones 3.24 y 3.25. Teniendo en mente que las áreas que reciben luz solar y las áreas sombreadas de las ventanas deben manejarse por separado, es conveniente definir valores separados de TSHGF y ASHGF.

$$\text{TSHGF}_{\text{luzsolar}} = G_D \sum_{j=0}^5 t_j \cdot [\cos \theta]^j + 2G_d \sum_{j=0}^5 \frac{t_j}{j+2} \quad (3.24)$$

$$\text{TSHGF}_{\text{sombra}} = 2G_d \sum_{j=0}^5 \frac{t_j}{j+2} \quad (4.57)$$

$$\text{ASHGF}_{\text{luzsolar}} = G_D \sum_{j=0}^5 a_j \cdot [\cos \theta]^j + 2G_d \sum_{j=0}^5 \frac{a_j}{j+2} \quad (3.25)$$

$$\text{ASHGF}_{\text{sombra}} = 2G_d \sum_{j=0}^5 \frac{a_j}{j+2} \quad (4.58)$$

Después se puede calcular la ganancia de calor solar transmitido de la siguiente manera:

$$\dot{q}_{TSHG} = A_{\text{luzsolar}} \cdot (SC) \cdot TSHGF_{\text{luzsolar}} + A_{\text{sombra}} \cdot (SC) \cdot TSHGF_{\text{sombra}} \quad (4.59)$$

y la ganancia de calor solar absorbido puede calcularse así:

$$\dot{q}_{ASHG} = [ A_{\text{luzsolar}} \cdot (SC) \cdot ASHGF_{\text{luzsolar}} + A_{\text{sombra}} \cdot (SC) \cdot ASHGF_{\text{sombra}} ] \cdot N_i \quad (4.60)$$

donde:

$A_{\text{luzsolar}}$  = área de la porción que recibe luz solar.

$A_{\text{sombra}}$  = área de la porción que se encuentra a la sombra.

$N_i$  = es la fracción que fluye hacia adentro, y se estima con la ecuación 3.29.

Si hay más de una ventana en el espacio acondicionado, la ganancia total de calor solar transmitido y la ganancia de calor solar absorbido pueden calcularse por separado para cada ventana.

#### **4.4.2.2. Causada por conducción.**

Como se menciona en el capítulo 3, la ganancia de calor por conducción para superficies transparentes también se obtendrá con la fórmula de Fourier (ecuación 3.60), y no haremos más que ratificar lo dicho en la sección 3.2.

### **4.5. Ganancias de calor interior.**

Las ganancias de calor interior en ocasiones constituyen la principal carga de enfriamiento requerida en un edificio, por lo que necesitan enfriarse durante todo el año, incluso en invierno. Estas ganancias son producidas por los ocupantes, luces y equipos.

#### **4.5.1. Ocupación.**

La ganancia de calor producida por los ocupantes tiene dos componentes: el componente sensible y el componente latente. El calor total y las proporciones de calor sensible y latente varían dependiendo del nivel de actividad de las personas, como se muestra en la tabla 4.1 basada en su generación de calor metabólico. Los datos de las tres últimas columnas fueron ajustados de acuerdo con los porcentajes de hombres, mujeres y niños

que normalmente se encuentran o visitan cada uno de los lugares mencionados. Aun cuando son confiables los valores de esta tabla, frecuentemente se cometen errores en el cálculo de la ganancia del calor debido a una inadecuada estimación de los periodos de ocupación de los recintos o el número de ocupantes. Se recomienda ser realista en la consideración del número de personas que habitualmente se encuentran en el espacio; por ejemplo: teniendo siempre presente que rara vez están todos los miembros del personal en la oficina y que las aulas no siempre están llenas. Por el contrario, en el caso de teatros lo usual es que estén completamente llenos, y en ocasiones rebasan su capacidad. Por lo tanto, cada problema debe juzgarse de acuerdo con sus circunstancias. Con excepción de los teatros y otros espacios de alta ocupación, la mayoría de los recintos por lo general albergan menos ocupantes de lo calculado durante el diseño, así que no debe considerar un número mayor de personas que el equivalente a los ocupantes de tiempo completo.

Las ganancias de calor latente y sensible producidas por los ocupantes deben ser calculados por separado hasta que se estime la carga de refrigeración del edificio, que es cuando se combinan ambas componentes. Se supone que la ganancia de calor latente se suma a la carga de enfriamiento instantáneamente, mientras que la ganancia de calor sensible lo hace con cierto retraso, dependiendo de la naturaleza del espacio acondicionado. Por lo general se supone que el 30 por ciento de la ganancia de calor sensible generada por los ocupantes es por convección (porción instantánea) y que 70 por ciento es por radiación (porción retardada).

**Tabla 4.1.** Tasas de ganancia proveniente de los ocupantes de los espacios acondicionados <sup>a</sup>.

Grado de actividad	Aplicación típica	Calor total, Hombres adultos	Calor total Ajustado <sup>b</sup>	Calor sens.	Calor lat.
		[W]	[W]	[W]	[W]
Sentados en un teatro	Teatro (matiné)	114	97	66	31
Sentados en un teatro	Teatro (función nocturna)	114	103	72	31
Sentados, haciendo un trabajo ligero	Oficinas, hoteles, departamentos	132	117	72	45
Realizando trabajo moderado de oficina	Oficinas, hoteles, departamentos	139	132	73	59
Parados, haciendo un trabajo ligero o caminando	Tienda de departamentos, tienda al menudeo	162	132	73	59
Caminando o de pie	Farmacia, banco	162	146	73	73
Realizando un trabajo sedentario	Restaurante	144	162	81	81
Haciendo un trabajo de banco ligero	Fábrica	235	220	81	139
Bailando a ritmo moderado	Salón de baile	264	249	89	160
Caminando a 3 mph; haciendo un trabajo a máquina ligero	Fábrica	293	293	110	183
Jugando a los bolos <sup>c</sup> (boliche)	Boliche	440	425	170	255
Realizando un trabajo pesado	Fábrica	440	425	170	255
Manejando maquinaria pesada, levantando objetos	Fábrica	469	469	186	283
Haciendo rutinas atléticas	Gimnasio	586	528	208	320

<sup>a</sup>Los valores tabulados están basados en una temperatura de recinto de 23.9 [°C] de bulbo seco.

<sup>b</sup>La ganancia de calor ajustada está basada en el porcentaje de hombres, mujeres y niños que habitualmente se encuentra en estos lugares, bajo el entendido de que la ganancia de calor producido por una mujer adulta y por un niño equivale, respectivamente, al 85 y al 75 por ciento de lo que produce un hombre adulto.

<sup>c</sup>En el caso del boliche, asigne esta cifra para las personas que realmente estén jugando, otra para las que estén sentadas (117.2 [W]) y otra para las que estén caminando lentamente (161.2 [W]).

Fuente: MCQUISTON, Faye, 2007.

#### 4.5.2. Iluminación.

El equivalente térmico de la energía suministrada instantáneamente a las luces, puede llegar a ser muy diferente a la tasa de ganancia de calor debido a ellas, en un momento dado. Parte de la energía emitida por las luces es en forma de radiación que es absorbida en el espacio acondicionado, y después, transferida al aire por convección. Es importante la manera en que están instaladas las luces, el tipo de sistema de distribución del aire y la masa de la estructura. Es así que, un dispositivo de iluminación empotrado tenderá a calentar la estructura que lo rodea, mientras que una lámpara colgante transmitirá su calor directamente al aire por convección. Algunas fuentes de luz están diseñadas de tal manera que el aire pasa a través de ellas, absorbiendo una porción de calor que de otro modo iría al espacio acondicionado.

En ocasiones se apagan las luces para ahorrar energía, lo cual no permite realizar cálculos precisos. Cuando las luces permanecen encendidas 24 horas del día se produce una condición de equilibrio en la que la carga de enfriamiento es igual al consumo de energía.

La principal fuente de calor del sistema de iluminación son los elementos emisores de luz, aun cuando otros componentes asociados con las lámparas, como los balastos, pueden generar una cantidad adicional de calor. Se puede calcular la ganancia de calor producida por el sistema de iluminación de la siguiente manera:

$$\dot{q} = 3.41 \cdot W \cdot F_u \cdot F_s \quad (4.61)$$

donde:

$\dot{q}$  = ganancia de calor, [Btu/h] o [W] sin considerar el factor 3.41.

$W$  = wataje total de iluminación instalada, [W].

$F_u$  = factor de uso (relación entre el wataje en uso y el wataje total instalado).

$F_s$  = factor especial de ajuste (factor de balastro, en el caso de lámparas fluorescentes o de halógeno).

El *wataje total de iluminación* se obtiene a partir del consumo total de las lámparas instaladas, tanto para la iluminación general como para esos casos especiales, por ejemplo, anuncios o señales.

El *factor de uso* es la relación entre el wataje en uso y el wataje total instalado. Para los programas de cálculo de la carga de enfriamiento de diseño, este número generalmente se obtiene sumando los valores de 24 mediciones, una cada hora del día.

El *factor especial de ajuste* es para lámparas fluorescentes y de halógeno o para unidades de iluminación ventiladas de tal forma que sólo una parte de su calor pasa al espacio acondicionado. En el caso de las lámparas fluorescentes, este factor toma en cuenta las pérdidas que ocurren en los balastos, las cuales pueden ser de hasta 2.19 para accesorios de una lámpara de 32 [W] en circuitos de 220 volts. Las lámparas de 40 [W] de encendido rápido tienen factores de ajuste que van desde 1.18 para lámparas gemelas en circuitos de 220 volts hasta 1.3 para lámparas unitarias en circuitos de 120 volts, con un valor recomendado de 1.2 para aplicaciones generales. Otras lámparas industriales que no son fluorescentes, tales como las de vapor de sodio, pueden tener factores de ajuste que van desde 1.04 hasta 1.37. Los datos para un tipo de lámpara en particular los proporciona el fabricante.

En el caso de unidades de iluminación ventiladas o empotradas, busque los datos proporcionados por el fabricante para determinar la fracción del wataje total que se espera que entre de manera directa al espacio acondicionado (sujeta al efecto de retardamiento) y compárela con la fracción que debe ser expulsada por el aire de retorno o de otra forma adecuada. En la estimación de la carga de diseño habitualmente puede calcularse la ganancia de calor para cada componente como una fracción de la ganancia de calor total por iluminación, utilizando el buen juicio para estimar el porcentaje de calor introducido al espacio y el porcentaje expulsado por el aire de retorno. El porcentaje de calor expulsado por estas unidades fluctúa entre 40 y 60 por ciento para lámparas ventiladas y entre 15 y 25 por ciento para lámparas no ventiladas.

Frecuentemente se da por supuesto que 59 por ciento de la ganancia de calor producida por las lámparas fluorescentes es por radiación, y que el 41 por ciento restante es por

convección. Se estima que la ganancia de calor producida por las lámparas incandescentes está constituida en un 80 por ciento por radiación y 20 por ciento por convección.

#### **4.5.3. Equipo misceláneo.**

En la estimación de la carga de enfriamiento deben tomarse en cuenta las ganancias de calor producidas por todos los aparatos o equipos eléctricos, de gas o de vapor, no obstante, su enorme variedad, aplicaciones, usos, y horarios de funcionamiento, hace que esta estimación sea muy subjetiva, más que las estimaciones para ocupantes e iluminación. Existen al menos dos enfoques, uno de ellos y más recomendado que consiste en evaluar con cuidado el horario de operación y ganancia de calor real para cada pieza de equipo dentro del espacio, y el segundo aplicado a espacios de oficina que contienen computadoras, impresoras, copiadoras, faxes, etc., y consiste en estimar la ganancia de calor del equipo con base en el consumo de watts por pie cuadrado.

En el caso de equipos operados con motores eléctricos dentro y fuera del espacio por acondicionar la estimación se realiza tomando en cuenta variables como: potencia nominal, eficiencia, factor de carga y factor de uso del motor; y aunque sus variables son las mismas, la fórmula para su cálculo es diferente. Sin embargo, no consideraremos estos casos en nuestra metodología.

En estos cálculos generalmente se da por supuesto que 70% de la ganancia de calor es por radiación y 30 por ciento por convección. No obstante, existen mediciones específicas para algunas piezas de equipo de oficina. Y como es de esperarse, el equipo electrónico que utiliza ventiladores para su enfriamiento tiene una fracción más alta de ganancia de calor convectivo. Mediciones de laboratorio, han arrojado que la fracción radiante de una impresora láser y una copiadora fueron de 11% y 14% respectivamente. También se midió la fracción de calor radiante de dos computadoras con monitores y se obtuvieron 22% y 29%. Aun cuando no se midieron suficientes piezas de equipo como para hacer un catálogo amplio de recomendaciones, quedó claro que la fracción radiante del equipo electrónico enfriado con ventiladores es considerablemente menor de 70%.<sup>17</sup>

---

<sup>17</sup> MCQUISTON, Faye, 2007.

Para establecer el valor de la ganancia de calor es preferible utilizar los valores de los datos de consumo energético y varios factores, eficiencias u otros modificadores basados en juicio. Cuando no se dispone de estos datos, podemos asignar a la ganancia máxima horaria de calor, un valor equivalente a 50 por ciento del consumo nominal o de catálogo de los aparatos, debido al efecto de los controles termostáticos, asignándoles un valor de factor de uso de 0.5. Además, en el caso del equipo de oficina a menudo se sobrestima el consumo nominal de electricidad de régimen permanente.

En el caso de los aparatos encapuchados<sup>18</sup>, el total del calor enviado al espacio acondicionado es por radiación. La radiación contribuye hasta con el 32 por ciento de la ganancia de calor en los aparatos encapuchados, y se supone que la mayoría de la ganancia convectiva es removida a través de la capucha o campana, por lo que, la ganancia de calor para aparatos de vapor y eléctricos encapuchados es:

$$\dot{q}_a = 0.5 \cdot 0.32 \cdot \dot{q}_i \quad (4.62)$$

donde:

$\dot{q}_a$  = ganancia de calor para aparatos de vapor y eléctricos encapuchados [W] o [Btu/h].

$\dot{q}_i$  = es el consumo nominal o de catalogo [W] o [Btu/h].

Los equipos de cocina como estufas y hornos alimentados directamente con combustible requieren de mayor suministro de energía que los equipos eléctricos o de vapor del mismo tipo y tamaño. En el caso del gas, la Sociedad Americana de Gas ha establecido un incremento en el consumo en relación con los equipos eléctricos de aproximadamente 60 por ciento. En el caso de una cocina, cuando el equipo está instalado debajo de una campana de gran eficiencia, sólo el calor radiante incrementa la ganancia de calor, ya que el aire que recibe el calor convectivo del proceso de cocción es expulsado al exterior a través de la campana. Finalmente, para equipos de cocina con capucha alimentados con combustible se introduce un factor de pérdida de 1.6 y la ecuación es:

<sup>18</sup> Se refiere a aquellos bajo una campana de remoción c/s ventilador.

$$\dot{q}_a = \frac{0.16}{1.6 \cdot \dot{q}_i} = 0.1 \cdot \dot{q}_i \quad (4.63)$$

La tabla 4.2 proporciona datos sobre consumo de energía de diferentes aparatos.

**TABLA 4.2.** Consumo en aparatos de uso común.

Aparato	Consumo Aproximado (en Watts)
Impresora Láser	100 [W]
Monitor 14" p/computadora	75 [W]
Computadora Personal PIV CPU	230 [W]
Fotocopiadora XEROX	1,100 [W]
Enmicadora standard	224 [W]
TV pantalla plana 34"	200 [W]
TV Pantalla plana 21"	115 [W]
Minicomponente	110 [W]
TV normal 14"	53 [W]
Ventilador de pedestal	288 [W]
Parrilla eléctrica	850 [W]
Sandwichera	800 [W]
Horno de Microondas 1.2 [ft <sup>3</sup> ]	1,520 [W]
Horno eléctrico	1,200 [W]
Freidora eléctrica	1,100 [W]
Licuada de 5 velocidades	450 [W]
Refrigerador doméstico 21 [ft <sup>3</sup> ]	1,020 [W]
Plancha de vapor doméstica	1,070 [W]
Aspiradora doméstica	700 [W]
Lavadora aeroburbujas	550 [W]
Lavadora de 6 [kg]	330 [W]
Secadora de Ropa 5 [kg]	270 [W]

Fuente : Arukard's Weblog.

En el caso de tener que calcular la ganancia de calor debido a equipos de cocina o de una sala de belleza, podemos hacerlo de una manera sencilla con el apoyo de la tabla 4.3.

**TABLA 4.3.** Ganancias de calor por equipo misceláneo.

Aparato o equipo	Disipación de calor durante funcionamiento [Btu/h]	
	Calor sensible	Calor latente
Alumbrado eléctrico y accesorios, por [kW] instalado	3413	
Motores con carga conectada en el cuarto, por hp *		
1/8 – 1/2 hp de capacidad	4250	
1/2 - 3 hp de capacidad	3700	
3 – 20 hp de capacidad	2950	
Cafeteras eléctrica 3 galones	2200	1500
Cafeteras eléctrica 5 galones	3400	2300
Estufa de gas	3100	1700
Calentador de agua	3150	3850
Horno doméstico de gas	8100	4000
Cafeteras de gas 3 galones	2500	2500
Cafeteras de gas 5 galones	3900	3900
Equipo calentado por vapor, por [ft <sup>2</sup> ]**		
Superficie pulida	130	
Superficie sin pulir	330	
Superficie aislada	80	
Secadores de pelo sala de belleza		
Tipo soplador	2300	400
Tipo casco	1870	330
Restaurantes, por comida servida	30 [Btu]	

\* con carga conectada fuera del cuarto, reste 2544 [Btu/h].

\*\* para equipo cubierto, reduzca los valores un 50%.

Fuente: JENNINGS H., Burgess, 1978.

#### **4.5.4. Infiltración o fuga de aire.**

En la mayoría de las estructuras ocurre el fenómeno de infiltración o fuga de aire, lo que provoca ganancia o pérdida de calor, además de variación en la humedad. La predicción precisa de la tasa de infiltración del aire se ve restringida por la información limitada que existe sobre las características de las fugas de aire de todos los componentes diferentes que constituyen la estructura de un edificio.

Es importante tener presente la altura del edificio en nuestro cálculo, toda vez que a mayor altura los vientos pegan de manera directa y libre sobre la fachada. Es por esto que, en espacios por acondicionar que no están en edificios de gran altura se llega a despreciar la ganancia de calor debido a las ranuras, además de que en la actualidad las construcciones son cada vez más herméticas en su diseño, lo que hace más atractiva esta consideración incluso para edificios altos. Además, la infiltración a través de paredes puede despreciarse en la mayoría de los casos, a excepción de construcciones pobres.

**Muchos de estos factores no pueden ser calculados con exactitud y deben ser objeto de una estimación casi empírica**, el método presentado es sencillo considerando que métodos como el “método de fisuras” propuesto en la actualidad por la ASHRAE, a pesar de ser más precisos llegan a ser tediosos para su comprensión y ejecución manual. En esta parte de la metodología utilizaremos las unidades en sistema inglés.

Cuando se produce una sobrepresión en el interior del espacio la infiltración se reduce incluso llegando a ser eliminada, esto se da cuando el sistema de ventiladores entrega una cantidad de aire que no llega a ser retirado en la misma proporción por extracción.

Es difícil predecir los diferenciales de presión, debido a las condiciones variables del viento y al efecto chimenea que ocurre en los edificios altos, mismo que puede reducirse sellando tanto como sea posible los cubos de escaleras, elevadores y tiros verticales. Los factores que intervienen en la determinación de la cantidad del aire de infiltración son: la configuración de ventanas y puertas, la porosidad de las paredes del edificio, su altura, escaleras, ascensores, dirección y velocidad del viento, y caudales relativos de aire de ventilación y de extracción.

La cantidad de aire que pasa a través de las ranuras alrededor de ventanas y puertas depende principalmente de lo hermético de la construcción, la velocidad del viento, el efecto de chimenea, o la simultaneidad de ambos efectos. Su descripción es la siguiente:

El **efecto del viento** se traduce en una sobrepresión en la fachada expuesta a él, y una ligera depresión en el lado contrario del edificio.

**Efecto de chimenea** o de **diferencia de densidad**. Es debido a la diferencia de temperatura y humedad en el interior y exterior, lo que provoca una diferencia de densidades del aire. En edificios altos estas diferencias producen infiltraciones por la parte superior y evacuación por la parte inferior durante el verano, invirtiéndose en invierno. Los flujos de sentidos contrarios se equilibran en un punto neutro situado sensiblemente a la mitad de la altura del edificio.

El volumen de aire por infiltración que ingresa al espacio se da:

- **Por ranuras en puertas y ventanas**, y con ayuda de la tabla 4.4 se aproxima el aire de infiltración en unidades de volumen por unidad de tiempo longitud de ranura [ $\text{ft}^3/\text{ft}\cdot\text{h}$ ], contando con el dato de la velocidad equivalente del viento  $V_e$  dado en [ $\text{km}/\text{h}$ ] o [ $\text{mph}$ ]. Para el cálculo del aire infiltrado  $q$  en unidades de [ $\text{ft}^3/\text{h}$ ] se considera la mitad de la longitud total de los bastidores que dan lugar a las ranuras, es decir:

$$q = \frac{1}{2} \cdot \text{longitud total de ranuras } [ft] \cdot \text{infiltración por ranuras } \left[ \frac{ft^3}{ft \cdot h} \right] \quad (4.64)$$

- **Por apertura frecuente de puertas**, que de acuerdo con el tipo de aplicación y clase hay una cantidad de aire  $q$  que penetra por cada persona que ocupa el espacio y se da en unidades de volumen por unidad de tiempo [ $\text{ft}^3/\text{h}$ ] (tabla 4.5).

**Tabla 4.4.** Infiltración por ranuras a través de ventanas y puertas [ft<sup>3</sup>/h·ft].

Tipo de abertura	Observaciones	Velocidad del viento [mph]				
		5	10	15	20	25
Ventana de madera de doble bastidor (no hermético)	Promedio: No a prueba de agua.	7	21.4	39	59	80
	Promedio: A prueba de agua.	4	13	24	36	49
	Ajuste pobre: No a prueba de agua	27	69	111	154	199
	Ajuste pobre: Aprueba de agua.	6	19	34	51	71
	Alrededor del marco de ventana: Pared de ladrillo, no ajustada.	3	8	14	20	27
	Alrededor del marco de ventana: Pared de ladrillo, ajustada.	1	2	3	4	5
Ventana metálica de doble bastidor	Alrededor del marco de ventana: Marco de estructura de madera.	2	6	11	17	23
	No a prueba de agua; no hermética.	20	47	74	104	137
	No a prueba de agua; hermética	20	45	70	96	125
Ventana metálica en bastidor simple	A prueba de agua; no hermética.	6	19	32	46	60
	Industrial; pivoteada horizontalmente	52	108	176	244	304
	Puerta – ventana residencial.	14	32	52	76	100
Puertas	Pivoteada verticalmente.	30	88	145	186	221
	Bien ajustadas.	27	69	110	154	199
	Mal ajustadas.	54	138	220	308	398

Fuente: JENNINGS H., Burgess, 1978.

**Tabla 4.5.** Infiltración por ranuras a través de ventanas y puertas [ft<sup>3</sup>/h·ft].

Puertas giratorias y de vaivén que abren al exterior			
Aplicación	Infiltración por persona en el cuarto [ft <sup>3</sup> /min]		Tiempo promedio de ocupación (patrones y empelados) sobre los que se basa la tabla [min]
	Puerta giratoria 72 [in]	Puerta de vaivén 36 [in]	
Banco	7.5	10	20
Botica	10	13	15
Tabaquería	15	20	10
Corredor de bolsa (Oficina)	5	6.5	30
Dulcería y fuente de sodas	5	6.5	30
Merendero	5	6.5	30
Oficina (profesional)	2.5	3	60
Peletería	2	2	90
Peluquería	3.5	4.5	45
Restaurante	2	2.5	75
Tienda artículos hombres	3.5	4.5	45
Tienda departamental	5	6.5	30
Tienda de ropa	2	2.5	75
Zapatería (tienda)	3.5	4.5	45
Cuando continuamente se abren las puertas			
Puerta giratoria de 72 [in] (entrepaños abiertos)			1200 [ft <sup>3</sup> /min]
Puerta de vaivén de 36 [in] (hojas verticales abiertas)			800 [ft <sup>3</sup> /min]

El factor de la tabla se multiplica por el número de personas en el local. Cuando se tienen más de una puerta, se considera solo una excepto en el caso de puerta abierta.

Fuente: JENNINGS H., Burgess, 1978.

La velocidad equivalente del viento  $V_e$  es la conversión de la fuerza del efecto chimenea que modifica el flujo de aire de infiltración, tomando en cuenta la velocidad del viento dominante en la región considerada de proyecto. En edificios de más de 30 metros de altura, la velocidad del viento se puede calcular considerando un punto neutro situado a la mitad de altura del edificio (figura 4.10) y por las siguientes formulas:

$$V_e = \sqrt{V^2 - 1.75a} \quad (4.65)$$

$$V_e = \sqrt{V^2 + 1.75b} \quad (4.66)$$

donde:

4.65<sup>19</sup> para la sección superior de los edificios altos.

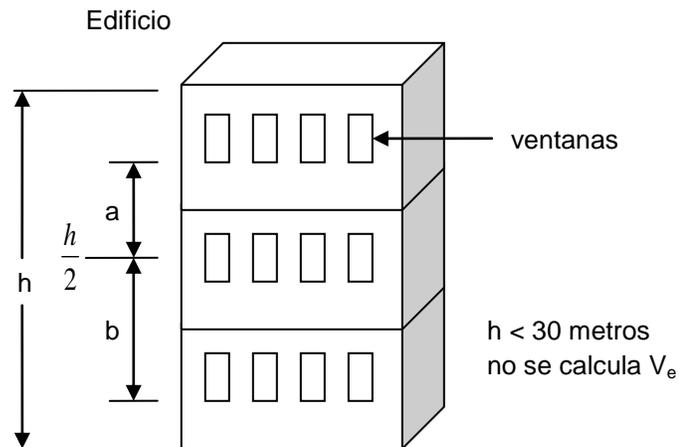
4.66<sup>20</sup> para la sección inferior de los edificios altos.

$V_e$  = velocidad equivalente del viento [mph].

$V$  = velocidad del viento dominante en la región considerada [mph].

$a$  = distancia a la zona neutra de una ventana situada por encima de ella [ft].

$b$  = distancia a la zona neutra de una ventana situada por debajo de ella [ft].



**Figura 4.10.** Medidas para cálculo de infiltración.

El aire exterior difiere en el contenido de calor con el presente en el espacio acondicionado, en verano, el aire de infiltración se introduce a mayor temperatura, lo que implica un incremento del calor sensible; y el vapor de agua de la mezcla modifica la humedad presentando incremento en la carga de calor latente.

<sup>19</sup> En caso de manejar unidades en [km/h] el coeficiente 1.75 es sustituido por 14.9.

<sup>20</sup> Idem.

Para la obtención de la ganancia de calor sensible se tiene la siguiente ecuación:

$$\dot{q}_s = C_p \cdot q \cdot d \cdot (t_e - t_i) \quad (4.67)$$

donde:

$\dot{q}_s$  = ganancia de calor sensible por infiltración de aire [Btu/h] o [W].

$C_p = 0.244$ , calor específico a presión constante del aire para fines prácticos [Btu/lb·°F].

$q$  = aire infiltrado [ft<sup>3</sup>/h].

$d = 0.075$ , peso específico del aire en condiciones normales [lb/ft<sup>3</sup>].

$t_i$  = temperatura interior [°F] o [°C].

$t_e$  = temperatura exterior [°F] o [°C].

Para la obtención de la ganancia de calor latente se tiene:

$$\dot{q}_L = q \cdot d \cdot (W_e - W_i) \cdot 1050 \quad (4.68)$$

$$\dot{q}_L = q \cdot d \cdot (W'_e - W'_i) \cdot \frac{1050}{7000} \quad (4.69)$$

donde:

$\dot{q}_L$  = ganancia de calor latente por infiltración de aire [Btu/h] o [W].

$q$  = aire infiltrado [ft<sup>3</sup>/h].

$d = 0.075$ , peso específico del aire en condiciones normales [lb/ft<sup>3</sup>].

$W_i$  = humedad específica del aire interior [lb<sub>v</sub>/lb<sub>a</sub>].

$W_e$  = humedad específica del aire exterior [lb<sub>v</sub>/lb<sub>a</sub>].

$W_i$  = humedad específica del aire interior [gr/lb<sub>a</sub>].

$W_e$  = humedad específica del aire exterior [gr/lb<sub>a</sub>].

Esta fórmula toma en consideración que el calor latente de vaporización del agua es aproximadamente de 1050 [Btu/lb] a condiciones atmosféricas normales de 21.1[°C] (70[°F]) a 26.7[°C] (80 [°F]). Y que 7000 granos<sup>21</sup> [gr] es igual a una libra.

La elección de la fórmula a utilizar dependerá de las unidades en la lectura de la humedad específica en la carta psicrométrica expresado en libras de agua o granos de humedad por libra de aire seco.

#### **4.6. Selección del método de cálculo.**

Una vez hecha la presentación de los principios y las consideraciones que deben tenerse para realizar el cálculo de balance térmico base de todo proyecto de climatización, llega el punto en que se debe tomar la decisión de cómo iniciar.

Existen diferentes métodos de cálculo para determinar la carga de enfriamiento para un edificio. Dos de ellas las más recientes y que la ASHRAE presenta en su Manual de Fundamentos versión 2005, son el Método de Balance Térmico y el Método de Series de Tiempo Radiante. Para la aplicación de estos métodos se requiere de alguna herramienta de aplicación para computadora que facilite el cálculo, de otra forma es casi imposible por su complejidad de ejecución manual.

Por otro lado se cuenta con métodos que facilitan su aplicación manual, pues están basadas en los valores tabulados de los resultados que se obtuvieron de una serie de casos y suposiciones para diferentes elementos y variables que intervienen en el cálculo del balance térmico. Uno de estos métodos es el de Factores de Carga de enfriamiento CLF, donde los valores de los componentes de la carga de enfriamiento del espacio son calculados directamente con el uso de estos factores que incluyen el efecto del tiempo de retraso debido al almacenamiento térmico. Su complemento a este es el método CLTD/SCL/CLF pues emplea tres modos de ganancia de calor, por conducción en

---

<sup>21</sup> 1.4.2. Propiedades del aire húmedo.

ventanas y muros, calor por radiación en superficies transparentes y opacas, y calor interno ganado por luces, equipos, y ocupación. Éste deriva de cálculos realizados con el Método de Función de Transferencia (TFM).

Lo primero es considerar los recursos de los cuales se dispone en el momento en que se pretende iniciar con el proyecto, pues aunque es claro que el uso de la computadora esta sobre la opción de hacer este tipo de cálculos de forma manual, es importante conocer y tener acceso a la herramienta indicada ya que muchas veces no contamos con un permiso o licencia legal para el uso de la misma. Programas para esta aplicación existen muchos, y solo algunos están disponibles para su uso libre. Dentro de esta categoría de aplicaciones de uso libre tenemos las versiones de prueba de los propios fabricantes de equipos de enfriamiento y calefacción, así como los propios de las instituciones y universidades dedicadas a la investigación que han desarrollado herramientas de este tipo.

Es imprescindible saber lo que se pretende obtener, así como tener conocimiento absoluto del fenómeno termodinámico para contar con el juicio y poder discernir entre los diferentes criterios, y así llegar a un resultado adecuado que permita iniciar con el proyecto del sistema de climatización más eficiente y óptimo.

En conclusión, sea el cálculo manual o con el apoyo de la computadora, actual o no, la metodología ASHRAE que se utilice, la correcta aplicación del método y de la herramienta dependerá de la comprensión del fenómeno y los por menores del mismo.

#### **4.7. Elementos de análisis para la elaboración del proyecto de climatización.**

Para poder realizar un análisis adecuado y facilitar el cálculo de balance térmico del sistema a climatizar será necesario integrar y contar con la información siguiente.[16]

1. Planos del local, construcción o edificio. Estos serán en planta, cortes, y de ser posibles del tipo de fachada.
2. Materiales de construcción de la envolvente: muros, techos y ventanería.

3. Datos climatológicos del lugar, altura sobre el nivel del mar, temperaturas máximas y mínimas, temperaturas de diseño interior y exterior.
4. Condiciones de operación del lugar.
  - a) Uso: oficinas, industrial, centros de reunión, etc.
  - b) Cantidad de personas que serán usuarios del lugar a climatizar.
  - c) Tipo de actividades que se desarrollarán en el recinto a climatizar.
  - d) Iluminación, cantidad y tipo de luminaria.
  - e) Equipos y/o aparatos en el recinto a acondicionar.
5. Recursos energéticos disponibles.
  - a) Electricidad: voltajes, fases, ciclos, capacidad.
  - b) Gas, natural, LP.
  - c) Vapor.

Ya con esta información es conveniente realizar un pequeño anteproyecto, que permitirá hacer un análisis completo del proyecto en cuestión y del cual derivarán puntos a analizar cuidadosamente.

1. ¿Qué tipo de barreras térmicas se tienen?
  - a) Muros al exterior.
  - b) Muros en partición.
  - c) Techos.
  - d) Vidrios.
  - e) Pisos a áreas no acondicionadas.
2. ¿Hay materiales especiales?
  - a) Piedras del lugar para fachadas.
  - b) Ventanas dobles.
3. Tipo de sistema a proponer.
  - a) Manejadoras. Proponer trayectorias de ductos y su ubicación.
  - b) Fan and coils. Propuesta de su ubicación, así como de las trayectorias de tubería.
  - c) Ubicación del cuarto de máquinas y áreas disponibles.

#### **4.8. Herramientas de cálculo.**

Antes que cualquier otra herramienta de cálculo es necesario contar con una carta psicrométrica, pues será nuestra base para el cálculo de las condiciones de nuestra mezcla aire-vapor de agua, en ella podremos ver el comportamiento de la mezcla durante el o los procesos psicrométricos por los que pasará para llegar a las condiciones requeridas de proyecto. También será de utilidad para la interpretación de los resultados obtenidos de la herramienta que elijamos para calcular el balance térmico.

Como parte de la modernización de los procesos por los que pasa todo proyecto de ingeniería hoy en día la utilización de programas para cálculo, son parte del desarrollo de todo proyecto, pues facilita el trabajo a las personas involucradas.

En el mercado se cuenta con herramientas comerciales muy completas para calcular no solo el balance térmico para un edificio donde se proyectará una instalación de climatización, sino todo el proyecto hasta llegar a la propia selección de los equipos a partir de bases de datos de los fabricantes, hasta la distribución y elementos terminales de la instalación.

El conocer y trabajar con las metodologías que permiten el cálculo de forma manual, es parte del proceso de aprendizaje, y una herramienta didáctica para conocer el desarrollo, detalles y características de lo que es el proyecto de instalaciones de climatización. Es así que, solo y únicamente quedara la aplicación de estos métodos que pueden desarrollarse de manera manual con una libreta, lápiz y una calculadora, para aprender y llegar a la comprensión del proceso de cálculo de balance térmico, base de todo proyecto de este tipo.

Dentro del grupo de herramientas disponibles en el mercado se encuentra el programa de análisis llamado TRACE 700 de la compañía Trane fabricante de equipos de climatización. Esta herramienta de aplicación realiza la evaluación de energía y su impacto económico en un edificio en construcción, remodelación o simplemente como objeto de análisis. Todos los cálculos realizados por TRACE 700 son en base a las metodologías y

recomendaciones hechas por la American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers ASHRAE.

Acerca de esta herramienta de cálculo podemos comentar que consta de cuatro fases de cálculo para el proyecto de climatización de un edificio que son balance térmico del sistema edificio; simulación del sistema de distribución de aire de ventilación, calefacción y aire acondicionado; simulación de la planta, es decir aquella que involucra los equipos que realizarán el proceso de enfriamiento o calefacción; y finalmente la fase del análisis económico.

En la fase de cálculo del balance térmico de esta herramienta podemos obtener los resultados para la carga de refrigeración o calefacción requeridas, de acuerdo a nuestras necesidades específicas de proyecto. Pues a partir de los datos proporcionados de las características del edificio: orientación, tamaño, forma, y masa; datos climáticos del lugar de su ubicación, resultados de la transferencia de calor del aire y su humedad, obtendremos los elementos necesarios para la elaboración de una propuesta adecuada para el proyecto de climatización como lo veremos en la siguiente sección del caso de aplicación.

#### **4.9. Aplicación de la metodología de cálculo de balance térmico para proyectar el sistema de climatización de las Oficinas Centrales de Grupo Platinum.**

En esta sección se presenta la metodología descrita ya enfocada a obtener la información necesaria para desarrollar el proyecto de la instalación de climatización de las Oficinas Centrales. Es decir, se realiza el balance térmico de las áreas del edificio, para conocer el comportamiento térmico en las condiciones de uso y ocupación del lugar. Esto determinará las características necesarias de la mezcla de aire - vapor de agua que se suministrará para lograr un adecuado balance térmico y psicrométrico, que resultará en la obtención de las condiciones de proyecto requeridas.

Es interesante observar que no bastará contar con el dato de la ganancia térmica del lugar, ni de la carga de refrigeración, pues para obtener resultados reales y perceptibles tendremos que hacer uso de la psicrometría para conocer las propiedades termodinámicas del aire húmedo del lugar del proyecto, es decir, las condiciones de la mezcla aire-vapor de agua en el interior y exterior del edificio, y como ya se comentó de las características de la mezcla aire-vapor de agua a suministrar; de la misma forma, servirá para conocer las características de los equipos que realizarán esta función, a partir de los procesos psicrométricos necesarios para llegar a estos resultados.

#### **4.9.1. Descripción del proyecto, datos y características.**

Las Oficinas Centrales es un espacio donde se encuentran diferentes áreas con características y necesidades aparentemente semejantes, pero que en realidad no lo son, pues se presentan variantes en el tipo uso, horarios de ocupación, características de los equipos instalados y de envolvente, pues algunas de ellas tienen colindancia directa al exterior y orientación diferentes, y en algunos casos la ventanería es mayor en proporción con los muros.

Estas oficinas están previstas para un quinto piso del edificio ubicado en una de las principales avenidas de la Ciudad de Guadalajara, Jalisco; su uso está acotado por un periodo de 9 a 10 horas diarias, para solo cinco días laborales de la semana.

Sus datos de proyecto son los presentados en la tabla 4.6. La información de diseño para la Ciudad de Guadalajara Jalisco se obtiene de las tablas del Instituto Mexicano del Seguro Social[15] y las propiedades del aire húmedo de la Carta Psicrométrica.

El cálculo para este proyecto se realiza a partir de los datos presentados en la tabla 4.6 y la temperatura de diseño interior de  $T_{bs} = 21[^\circ\text{C}]$  y una humedad relativa de 50%.

Con el fin de presentar la información que se consideró para el análisis de balance térmico del presente proyecto, se recurrió al uso de las tablas 4.6 a 4.12, mismas que tendrán que ser revisadas junto con el plano de proyecto. Las consideraciones hechas en la tabla 4.8 están basadas en las tablas 4.1 y 4.2.

**Tabla 4.6.** Datos de proyecto.

Nombre del proyecto	Oficinas Generales de Grupo Platinum.
Tipo de uso.	Oficinas.
Dirección	Av. López Mateos Sur, Col. Vallarta Sur.
Ubicación geográfica.	Guadalajara, Jalisco.
Latitud Norte.	20° 41´
Longitud Oeste	103° 20´
Altura de la ciudad	1,589 m.s.n.m. (5,212 [ft] s.n.m.)
Presión barométrica	844 [m bar] (633 [mm Hg])

**Datos de Verano del lugar**

Temperatura máx. promedio exterior	36 [°C] ( 96.8 [°F] )
Temperatura de cálculo Bulbo seco	33 [°C] ( 91.4 [°F] )
Temperatura de cálculo Bulbo húmedo	20 [°C] ( 68.0 [°F] )
Humedad relativa	32.6 %
Humedad absoluta	5.10 [gr/ft <sup>3</sup> ]
Entalpía	35.74 [Btu/lb]
Volumen específico.	17.16 [ft <sup>3</sup> /lb]

**Tabla 4.7.** Datos de la Construcción.

Colindancias	Norte (N), Noreste (NE), Noroeste (NW), Este (E), Sureste (SE), Oeste (W).
Colindancias Construcciones vecinas.	Al Suroeste (SW)
Colindancia sin Soleamiento Directo.	Al Sur (S)

**Envolvente**

Material		Tipo	U
Bloque de concreto 0.10 [m] ( 4")	Muros exteriores y colindantes interiores	Ligero	1.968 [W/m <sup>2</sup> °C]
Losa de concreto 0.15 [m] (6")	Losa superior e inferior, piso y techo.	Ligero	0.894 [W/m <sup>2</sup> °C]
		<b>SC</b>	
Vidrio 6 [mm] oscuro	Ventanería con estructura de aluminio	0.53	5.848 [W/m <sup>2</sup> °C]

**Particiones Internas**

Bloque de concreto 0.10 [m] ( 4")	Colindantes a interior del edificio, áreas comunes sin acondicionar.	Ligero	1.968 [W/m <sup>2</sup> °C]
Tabla roca 19 [mm] (3/4")	Fabricación de cada uno de los cuartos.	Ligero	2.202 [W/m <sup>2</sup> °C]

**Tabla 4.8.** Consideraciones en ganancias internas de calor.

<b>Equipo</b>	<b>Aportación Aprox. (Watts)</b>	
Computadora personal	350	
Impresora Laser	300	
Televisión pantalla plana 34"	200	
Minicomponente	110	
Fotocopiadora	1,100	
Aspiradora Industrial	2,000	
Personas realizando trabajo moderado de oficina.	132	
	<b>Densidad</b>	
Iluminación (Tipo empotrada Ventilada)	43 [W/m <sup>2</sup> ]	4 [W/ft <sup>2</sup> ]

La altura de losa inferior del piso de referencia a la tierra se especifica a razón de las consideraciones que sean necesarias por infiltraciones debido a la altura del edificio y las características de la mezcla aire-vapor de agua del reporte psicrométrico.

**Tabla 4.9.** Alturas consideradas en las áreas de balance térmico.

	<b>Altura (metros)</b>
Altura entre losas, losa inferior a losa superior.	3.60
Altura entre losa superior y cielo falso o plafón.	1.30
Altura de losa inferior del piso de referencia a la tierra. Al estar en el quinto piso consideramos 3.6 [m] por cada nivel desde planta baja al quinto piso.	18

**Tabla 4.10.** Requerimiento de aire exterior para ventilación de acuerdo al uso del lugar.

	<b>[m<sup>3</sup>·m]/persona</b>	<b>[cfm]/persona</b>
Oficinas	0.57	20
Sala de Capacitación	0.43	15
Recepción	0.43	15

Fuente: Norma 62-1989 de la ANSI/ASHRAE.

Las tablas 4.7 a 4.10 presentan el dato de las consideraciones hechas para la iluminación, envolvente: muros y ventanería, particiones internas, losas, requerimiento de ventilación de acuerdo con el tipo uso, que aplican a todos y cada uno de los cuartos de las tres zonas consideradas para el cálculo de balance térmico.

La tabla 4.11 presenta los datos de las colindancias que tiene cada uno de los cuartos del proyecto, las áreas de muro y ventanas expuestas al soleamiento con las características ya mencionadas en la tabla 4.7.

Es necesario revisar el plano del proyecto, para interpretar de manera correcta estos datos y los que se presentan en la tabla 4.12, pues es a partir de la arquitectura y el amueblado interior que se determinan las ganancias de calor interior. La cantidad de estaciones de trabajo y el número de lugares disponibles de cada cuarto o local, permiten determinar el equipo y la cantidad de usuarios que desarrollarán sus actividades en los espacios por acondicionar, aunque siempre es preferible contar con la información del tipo y cantidad de equipo, y personal que se alojará en el lugar.

**Tabla 4.11.** Colindancia de los cuartos para su cálculo.

		<b>Colindancia</b>											
		Norte		Noreste (NE)		Noroeste (NW)		Este (E)		Sureste (SE)		Oeste (W)	
Piso		Muro	Vent.	Muro	Vent.	Muro	Vent.	Muro	Vent.	Muro	Muro	Vent.	Muro
<b>No.</b>	<b>Directiva</b>	<b>Área [m<sup>2</sup>]</b>											
1	Dirección	22	20	2.1	24	4.83							
2	Privado 1	9						10.8	0.85				
3	Privado 2	10						9.75					
4	Privado 3	8.5											
5	Privado 4	8.2											
6	Privado 5	7.4											
7	Privado 6	8.3											
8	Sala de Juntas 1	17			22.14	2.1							
<b>Asistencia Directiva</b>													
9	Cocineta ejecutiva	6.7											
10	Cuarto UPS	10.3											
11	General Ejecutivo	147	48	6.3	22.75	4.2							
12	Oficina 1 de sistemas	8.4											
13	Posiciones A	28						26.6	4.2				
14	Posiciones B	27								25.5	0.5		
15	Recepción	24								9.36			
16	Sala de juntas 2	13											
<b>Operaciones</b>													
17	Call Center	172.6										36.2	4.2
18	Cocineta General	5.4											
19	Oficina 2 de Sistemas	5.6											
20	Privado 7	8.1										12.2	2.1
21	Sala de capacitación	14										12.9	2.1
22	Sala de reunión	7.8											

**Tabla 4.12.** Características internas y consideraciones para su cálculo.

No.	Directiva	Piso	Particiones a áreas acondicionadas				Estaciones de trabajo	Personas Cantidad *	Misceláneos Cantidad	Aportación Watts **
			Si Área [m <sup>2</sup> ]	No	Ventana	Puertas				
1	Dirección	22	11.6	10.5	no	2	3	7	4	960
2	Privado 1	9	23.85		no	1	1	3	2	650
3	Privado 2	10	18		no	1	1	2	2	650
4	Privado 3	8.5	31.8		no	1	1	3	2	650
5	Privado 4	8.2	16		no	1	1	3	2	650
6	Privado 5	7.4	31		no	1	1	3	2	650
7	Privado 6	8.3	26		no	1	1	3	2	650
8	Sala de Juntas 1	17	15.9	7.95	no	2	10	12	12	4,200
<b>Asistencia Directiva</b>										
9	Cocineta ejecutiva	6.7	20.8	9.67	no	1	3	3	3	2,840
10	Cuarto UPS	10.3	8.48		no				1	3,500
11	General Ejecutivo	147	10.3		no	1	22	30	30	13,900
12	Oficina 1 de sistemas	8.4	16.56		no	1	3	3	6	2,550
13	Posiciones A	28	29.7		no	1	10	10	11	4,100
14	Posiciones B	27	27.3		no	1	10	10	11	4,100
15	Recepción	24	23.5	29.5	no	1	2	10	4	1,200
16	Sala de juntas 2	13	20.4		no	1	10	10	10	3,500
<b>Operaciones</b>										
17	Call Center	172.6	59.8	85	no	5	75	80	78	29,550
18	Cocineta General	5.4	8		no			3	3	2,840
19	Oficina 2 de Sistemas	5.6	16.6		no	1	3	3	6	2,550
20	Privado 7	8.1		11.5	no		1	3	3	760
21	Sala de capacitación	14	7.95	8	no		15	18	1	2,200
22	Sala de reunión	7.8	31		no	1	2	10	1	500

\* La ganancia por ocupación es el producto de la cantidad de personas por el valor que presenta la tabla 4.1, esta tabla no presenta tal resultado.

\*\* Refiere a la aportación energética debida al equipo misceláneo, producto de la aportación individual de cada aparato por la cantidad existente.

#### 4.9.2. Resultados y análisis.

Como se presento en las tablas 4.11, 4.12 y el plano correspondiente, para el cálculo se dividió la arquitectura del piso en cuestión en tres zonas distintas, a manera de simplificar y estructurar el proyecto como se comento en el tema 4.2. sobre las consideraciones para determinar la carga de enfriamiento.

A partir de los datos ingresados a la herramienta se obtienen los reportes con los resultados del cálculo de balance térmico que se presentan de manera simplificada a continuación.

**TABLA 4.13.** Resumen de la capacidad de enfriamiento total requerida.

Sistema	Zona	Carga Pico	Carga Pico	Carga bloque	Carga bloque
		[Kw]	[t.r]	[kW]	[t.r]
Sistema 1	Dirección	43.6	12.4	41.4	11.8
Sistema 2	Asistencia Directiva	109.3	31.0	105	29.8
Sistema 3	Operaciones	120.6	34.3	120.6	34.3
	<b>Total</b>	<b>273.4</b>	<b>77.7</b>	<b>266.9</b>	<b>75.8</b>

La carga pico de la construcción es de 273.4 [kW] (77.7 [t.r]). La carga bloque máxima de la construcción es de 266.9 [kW] (75.8 [t.r]) y ocurre a las 4:00 pm en el mes de junio de acuerdo con la simulación del sistema.

Se presentan los reportes de cada uno de los sistemas que se consideraron para cada zona del proyecto en el orden en que se enlistan:

1. Resumen de cargas internas de enfriamiento requeridas.
2. Resumen de la carga de enfriamiento general de diseño.
3. Reporte Psicrométrico y gráfica del proceso.
4. Perfil de carga del sistema.

El balance térmico de este proyecto se realizó con el Método de Series de Tiempo Radiante (RTS).

#### 4.9.3. Conclusión sobre los resultados.

De acuerdo con el análisis de balance térmico de las Oficinas Centrales de Grupo Platinum, ya se cuenta con la información suficiente para iniciar con la planeación y desarrollo de la siguiente etapa del proyecto de climatización de solo frío del lugar. Sin embargo, el alcance de este trabajo indica que es aquí donde se alcanza el objetivo inicial.

**TABLA 4.14.** Resumen de la capacidad de enfriamiento requerida para cada sistema.

Sistema	Zona	Calor sensible	Calor latente	Calor total	F.C.S.
		[kW]	[kW]	[kW]	
Sistema 1	Dirección	28.43	15.08	43.51	0.65
Sistema 2	Asistencia Directiva	78.12	31.04	109.16	0.71
Sistema 3	Operaciones	75.72	44.76	120.48	0.62

A continuación se presentan las características del serpentín del equipo enfriador que cubrirá la demanda de carga de enfriamiento requerida, y las condiciones en que se comportará el aire de inyección que logrará el balance térmico de nuestro proyecto.

Para lograr las condiciones de confort del lugar a acondicionar y obtener la temperatura de bulbo seco interior de 21[°C] y una humedad relativa de 50% en cada una de las tres zonas, se requiere de un equipo de enfriamiento con las características señaladas en la tabla 4.15. que deriva de nuestro análisis psicrométrico.

**TABLA 4.15.** Características del serpentín del equipo.

Sistema	Temperatura del aire a la entrada del serpentín.	*Relación de humedad a la entrada.	Temperatura del aire a la salida del serpentín.	*Relación de humedad a la salida.	Flujo total de aire de enfriamiento
	$T_{bs} / t_{bh}$	[g/kg]	$T_{bs} / t_{bh}$	[g/kg]	[L/s] / [cfm] **
1	26 / 18 [°C]	12.32	10.6 / 10.0 [°C]	8.95	1,765 / 3,739
2	25 / 17 [°C]	11.32	11 / 10.2 [°C]	9.06	5,405 / 11,451
3	24 / 17 [°C]	12.17	11 / 10.0 [°C]	8.91	5,388 / 11,414

\* Es la humedad específica. Tema 1.3.2. Propiedades del aire húmedo. \*\* Cubic Feet Minute = pies cúbicos por minuto.

Se tiene el comportamiento de la ventilación en las zonas por acondicionar, que de acuerdo al tipo de actividad que se desarrollará en el edificio, existe un requerimiento de ventilación y renovación del aire que circula en las áreas. Estos requerimientos mínimos de ventilación y renovación de aire están propuestos por la ASHRAE en su documento Standard 62. Para nuestro caso de estudio, el porcentaje de aire exterior requerido por nuestro sistema, deriva directamente del análisis psicrométrico del proceso y el parámetro de ventilación correspondiente de nuestra herramienta de cálculo TRACE 700.

**TABLA 4.16.** Comportamiento del sistema en la ventilación del cuarto.

<b>Sistema</b>	<b>Flujo de aire de enfriamiento</b>	<b>Flujo de aire / carga de enfriamiento</b>	<b>Humedad relativa final en el cuarto</b>	<b>Porcentaje de aire exterior requerido</b>
	[Lps/m <sup>2</sup> ] / [cfm/ft <sup>2</sup> ]	[Lps/m <sup>2</sup> ] / [cfm/ft <sup>2</sup> ]		
1	19.74 / 3.90	41.01 / 305	50 %	19.0 %
2	20.71 / 4.08	50.16 / 374	50 %	12.7 %
3	25.45 / 5.01	45.09 / 336	50 %	18.3 %

Un informe muy importante es el perfil de carga del sistema pues muestra el resumen anual de la demanda de refrigeración del edificio de proyecto, que en nuestro caso de estudio se presenta para cada uno de los tres sistemas que se proponen, además del resumen total del sistema.

Podemos agregar que en este último informe del perfil de carga del sistema total, se determinó que el 14% de las horas del año se tendrá una demanda de carga de enfriamiento del 60 al 65% de la capacidad total que se determina como carga pico y misma que dio lugar a la selección adecuada de los equipos que formarán parte del sistema. Es así que no se debe confundir el hecho de que aunque el sistema se encontrará al 60 o 65% de su capacidad la mayor parte del año, no es un hecho que se tenga que proyectar la instalación para trabajar en estas condiciones de demanda. Pues por solo mencionar alguno de estos resultados arrojados en el perfil de carga, aunque solo será para el 5% de las horas del año que equivalen a 432 horas, el sistema tendrá una demanda de carga de refrigeración del 85 al 90% de su capacidad pico para este periodo.

Es así que toma importancia el manejo y uso de horarios de ocupación de las zonas del proyecto, desde cada uno de los cuartos o locales del proyecto, que aunque es complicado, resulta una buena práctica para estudios complementarios de este tema de la climatización como lo es el análisis de demanda energética y los costos de este tipo de instalaciones.



# **Conclusiones.**

## **Conclusiones.**

Es evidente la utilidad y la importancia de realizar el adecuado balance térmico de una construcción o edificio, pues las repercusiones van más allá de la comodidad de las personas, la productividad que puedan tener en el interior al desarrollar sus actividades, y la buena salud que propicie el lugar. Dentro puede haber procesos industriales con requerimientos de temperatura, humedad, distribución, limpieza, incluso presión del aire que permitan su desarrollo sin ningún problema. Cuando el edificio no permite cualquiera de las situaciones mencionadas existirá un serio problema que tendrá consecuencias económicas.

La solución es la instalación de un sistema de climatización que permita dar al ambiente interior del edificio o construcción las características adecuadas conforme al uso que se pretende darle.

La metodología de cálculo de balance térmico de edificios de uso no residencial permite obtener de manera correcta la información para iniciar con el desarrollo de un proyecto de la instalación del sistema de climatización, siempre y cuando se tomen las consideraciones adecuadas en cada etapa del cálculo. Esta afirmación la valida este trabajo pues en el caso de aplicación se llega a resultados, que dentro del buen juicio que deriva de la comprensión y el correcto manejo de la teoría de los fenómenos físicos presentes, son coherentes y aceptables.

El abanico de opciones que se tiene hoy en día para realizar este análisis térmico es más amplio que hace algunos años, y nos obliga como profesionistas a estar al día y hacer uso de las herramientas que facilitan y mejoran el desarrollo del trabajo de ingeniería. Como se aprendió en este trabajo, con saber qué información es la que se necesita para iniciar con el proyecto de una instalación, y los conocimientos necesarios se llegará a buenos resultados que sabrán interpretarse de manera correcta.

El adecuado manejo de las herramientas disponibles para el análisis dependerá del buen juicio y los conocimientos que se tengan del tema, por lo que no es suficiente contar con un software y saber a qué se quiere llegar si no se conocen bien los pormenores, y no se

maneja la psicrometría que es la base de la ciencia del acondicionamiento del aire, y por lo tanto de la climatización.

Además, que si no se tienen las nociones de la termodinámica y la transferencia de calor, se estará caminando sin ninguna base que sustente el trabajo que se realice sobre balance térmico, o más aun del proyecto de una instalación de climatización.

Se cumple el objetivo de este trabajo al partir de una descripción de todo un proceso de análisis para el cálculo del balance térmico que culmina en resultados que dieron lugar a la etapa siguiente de proyecto que fue proponer los equipos y el resto de la instalación con las características necesarias para alcanzar las condiciones interiores requeridas, tal como fue planteado inicialmente.



# **Bibliografía.**

- [1] ASHRAE, Handbook Fundamentals (SI Edition), American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Atlanta Georgia 2005.
- [2] CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY, Manual de aire acondicionado (Handbook of air conditioning Systems design), Editorial Marcombo, Barcelona España 2009.
- [3] CENGEL, Yunus y A. Boles, Michael, Termodinámica, Cuarta edición, McGraw Hill, México 2003.
- [4] CENGEL, Yunus, Transferencia de calor, Segunda edición, McGraw Hill, México 2004.
- [5] DE CUSA RAMOS, Juan, Calefacción, refrigeración y acondicionamiento de aire, 12ª. Edición, Ediciones CEAC, Barcelona España 1989.
- [6] HERNÁNDEZ GORIBAR, Eduardo, Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración, Editorial Limusa, México 2002.
- [7] JENNINGS H., Burgess y Lewis R. Samuel, Aire acondicionado y refrigeración, Compañía editorial continental S.A., México 1978.
- [8] MANRRIQUE, Jose A. y Cardenas, Rafael S., Termodinámica, Segunda edición, HARLA, México 2000.
- [9] MCQUISTON, Faye, Parker, Jerald y Spitler Jeffrey, Calefacción, ventilación y aire acondicionado. Análisis y diseño, Limusa Wiley, México 2007.
- [10] MORILLÓN GÁLVEZ, David, Atlas del bioclima de México, IIUNAM, México 2004.
- [11] MORING FAIRES, Virgil y Max Simmang, Clifford, Termodinámica, Sexta edición, Editorial UTEHA, 1983.
- [12] PINAZO OJER, José Manuel, Manual de climatización. Tomo II: Cargas térmicas, Instituto Politécnico Nacional, México 1999.

#### Normas consultadas.

- [13] SECRETARÍA DE ECONOMÍA. Norma Oficial Mexicana. Sistema General de Unidades de Medida. NOM-008-SCFI-2002. México D.F.: Diario Oficial de la Federación, 2002.
- [14] SECRETARÍA DE ENERGÍA. Norma Oficial Mexicana. Eficiencia energética en edificaciones, envolvente de edificios no residenciales. NOM-008-ENER-2001. México D.F.: Diario Oficial de la Federación, 2001.

#### Documentos consultados.

- [15] Especificaciones para temperaturas de cálculo en los sistemas de acondicionamiento de aire y datos geográficos mas temperaturas extremas de los diferentes lugares de la Republica Mexicana, Instituto Mexicano del Seguro Social IMSS, México1994.
- [16] Sistemas de Aire Acondicionado. Unidad III. Programa de capacitación para técnicos en sistemas comerciales de refrigeración y aire acondicionado, Asociación Mexicana de Empresas del Ramo de Instalaciones para la Construcción A.C. AMERIC, México 2010.

#### Páginas electrónicas consultadas.

- [17] Arukard's Weblog. arukard.wordpress.com. Enero 2009.  
<http://arukard.wordpress.com/2008/04/12/electrodomesticos-y-aparatos-electronicos-de-bajo-consumo-como-ahorrar-dinero-eligiendo-bien-lo-que-compras/>
- [18] Centro Nacional de Metrología CENAM. [www.cenam.mx](http://www.cenam.mx). Enero 2009.  
[http://www.cenam.mx/hora\\_oficial/default.aspx](http://www.cenam.mx/hora_oficial/default.aspx)
- [19] Foxes Team. [digidownload.libero.it/foxes](http://digidownload.libero.it/foxes). Junio 2009.  
<http://digidownload.libero.it/foxes/matrix/MatrixTutorial1.pdf>

- [20] Foxes Team. [digidownload.libero.it/foxes](http://digidownload.libero.it/foxes). Junio 2009.  
<http://digidownload.libero.it/foxes/matrix/MatrixTutorial2.pdf>
- [21] Real Academia Española. [www.rae.com](http://www.rae.com). Enero 2009.  
<http://www.rae.es/rae.html>.

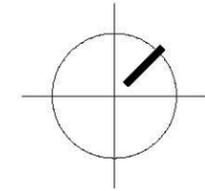


# **Anexos.**

**Planos del caso de estudio.**

**Reportes de TRACE 700.**

Croquis de localización:



Proyecto:

Oficinas Centrales  
Planta 5to. Nivel

Proyecto:

Av. López Mateos  
Sur  
Col. Vallarta Sur

Contenido  
**PLANTA ARQUITECTONICA  
CON MOBILIARIO**

Fecha:

Junio de 2011

Simbología:

Sanitarios.

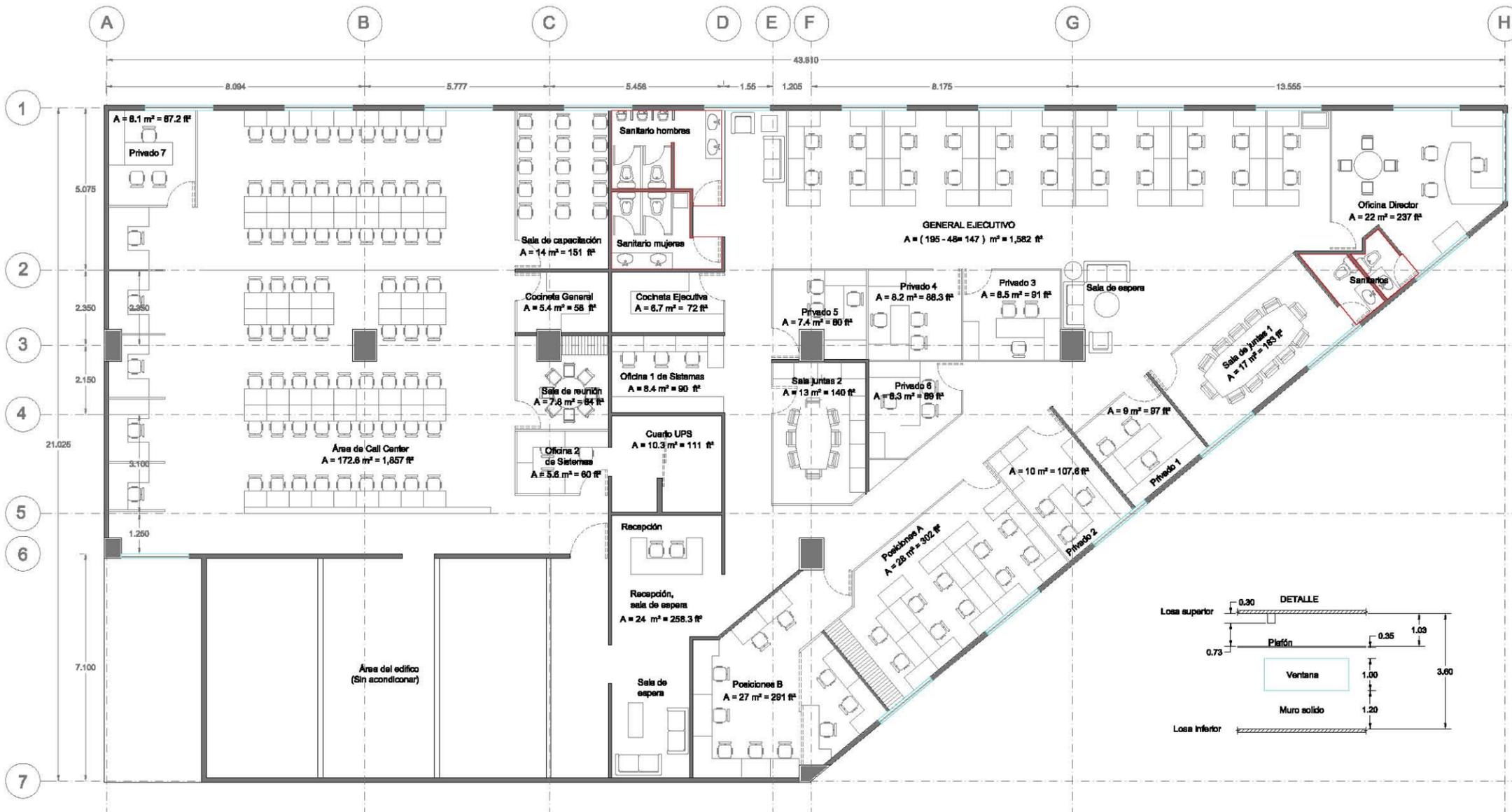
Ventana.

Acotación: m.

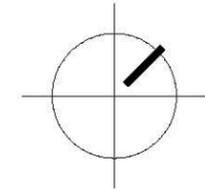
Escala: sin

Plano

**A-01**



Croquis de localización:



Proyecto:

Oficinas Centrales  
Planta 5to. Nivel

Proyecto:

Av. López Mateos  
Sur  
Col. Vallarta Sur

Contenido  
**PLANTA ARQUITECTONICA  
CON MOBILIARIO**

Fecha:

Junio de 2011

Simbología:

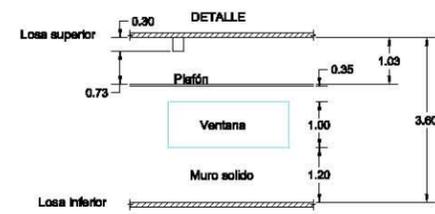
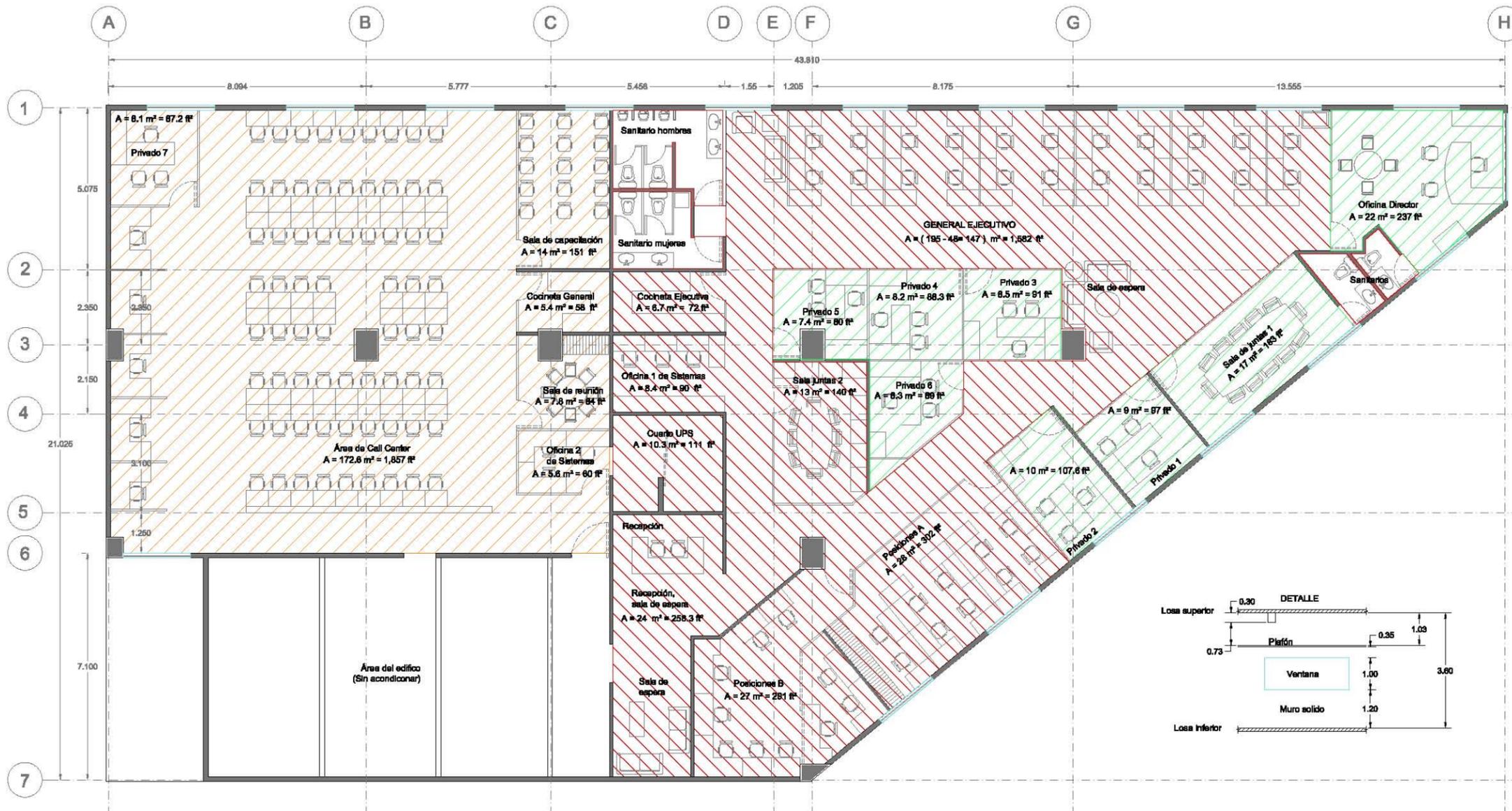
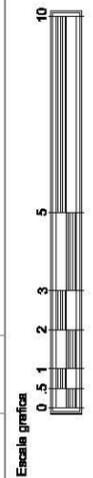
- Zona 1
- Zona 2
- Zona 3
- Sanitarios.
- Ventana.

Acotación: m.

Escala: sin

Plano

**A-01**



## Oficinas Generales

---

Location	Av Lopez Mateos Sur, Guadalajara, Jalisco
Building owner	Grupo Platinum
Program user	Hector Flores
Company	Personal
Comments	

By	AS
Dataset name	F:\TESIS HECTOR\TESIS FEBRERO 2011\OFICINAS_GENERALES.TRC

Calculation time	02:59 PM on 06/12/2011
TRACE® 700 version	6.2.3

Location	Guadalajara, Mexico
Latitude	20.7 deg
Longitude	103.3 deg
Time Zone	6
Elevation	1,589 m
Barometric pressure	84.1 kPa
Air density	1.0077 kg/cu m
Air specific heat	1.0234 kJ/kg·°C
Density-specific heat product	1.0306 kJ/cu m·°C
Latent heat factor	2,521.9 kJ/cu m
Enthalpy factor	1,008 J·kg/cu m·kJ
Summer design dry bulb	35 °C
Summer design wet bulb	24 °C
Winter design dry bulb	7 °C
Summer clearness number	0.95
Winter clearness number	0.90
Summer ground reflectance	0.20
Winter ground reflectance	0.20
Carbon Dioxide Level	400 ppm
Design simulation period	January - December
Cooling load methodology	RTS (Heat Balance)
Heating load methodology	UATD



# INTERNAL COOLING LOADS

## AT SPACE PEAK

By AS

### Alternative 1

System Zone Room	Lights			People				Misc. Equipment			
	Space Load kW	Ret Air Load kW	CLF	Space Sensible kW	Ret Air Sensible kW	Space Latent kW	CLF	Space Sensible kW	Space Latent kW	Ret Air Load kW	CLF
Sala de Juntas 1	0.15	0.59	1.000	0.86	0	0.54	1.000	4.20	0.00	0	1.000
Privado 1	0.08	0.31	1.000	0.22	0	0.18	1.000	0.65	0.00	0	1.000
Privado 2	0.09	0.34	1.000	0.15	0	0.12	1.000	0.65	0.00	0	1.000
Privado 3	0.07	0.29	1.000	0.22	0	0.18	1.000	0.65	0.00	0	1.000
Privado 4	0.07	0.28	1.000	0.22	0	0.18	1.000	0.65	0.00	0	1.000
Privado 5	0.06	0.25	1.000	0.22	0	0.18	1.000	0.65	0.00	0	1.000
Privado 6	0.07	0.28	0.984	0.22	0	0.18	1.000	0.65	0.00	0	1.000
Direccion	0.19	0.76	1.000	0.51	0	0.41	1.000	0.96	0.00	0	1.000
Directiva											
Zn Tot/Ave	0.78	3.11	0.999	2.62	0	1.95	1.000	9.06	0.00	0	1.000
Zn Block	0.77	3.10	0.995	2.62	0	1.95	1.000	9.06	0.00	0	1.000
<b>Sistema 1</b>	0.78	3.11	0.999	2.62	0	1.95	1.000	9.06	0.00	0	1.000
<b>Sistema 1</b>	0.77	3.10	0.995	2.62	0	1.95	1.000	9.06	0.00	0	1.000
Cocineta Ejecutiva	0.06	0.23	1.000	0.24	0	0.24	1.000	2.84	0.00	0	1.000
Oficina 1 de Sistemas	0.07	0.29	1.000	0.22	0	0.18	1.000	2.55	0.00	0	1.000
Cuarto UPS	0.09	0.35	1.000	0.00	0	0.00	0.000	3.50	0.00	0	1.000
Recepcion	0.21	0.83	1.000	0.72	0	0.45	1.000	1.20	0.00	0	1.000
General Ejecutivo	1.27	5.06	1.000	2.20	0	1.76	1.000	13.90	0.00	0	1.000
Posiciones A	0.24	0.96	1.000	0.73	0	0.59	1.000	4.10	0.00	0	1.000
Posiciones B	0.23	0.93	1.000	0.73	0	0.59	1.000	4.10	0.00	0	1.000
Sala de juntas 2	0.11	0.45	1.000	0.72	0	0.45	1.000	3.50	0.00	0	1.000
Asistencia Directiva											
Zn Tot/Ave	2.28	9.11	1.000	5.56	0	4.26	1.000	35.69	0.00	0	1.000
Zn Block	2.28	9.11	1.000	5.56	0	4.26	1.000	35.69	0.00	0	1.000
<b>Sistema 2</b>	2.28	9.11	1.000	5.56	0	4.26	1.000	35.69	0.00	0	1.000
<b>Sistema 2</b>	2.28	9.11	1.000	5.56	0	4.26	1.000	35.69	0.00	0	1.000
Call Center	1.49	5.95	1.000	5.86	0	4.69	1.000	29.55	0.00	0	1.000
Privado 7	0.07	0.28	1.000	0.22	0	0.18	1.000	0.76	0.00	0	1.000
Sala de Capacitacion	0.12	0.48	1.000	0.61	0	0.49	1.000	2.20	0.00	0	1.000
Cocineta General	0.05	0.19	1.000	0.24	0	0.24	1.000	2.84	0.00	0	1.000
Oficina 2 de Sistemas	0.05	0.19	1.000	0.22	0	0.18	1.000	2.55	0.00	0	1.000
Sala de Reunion	0.07	0.27	1.000	0.73	0	0.59	1.000	0.50	0.00	0	1.000
Operaciones											
Zn Tot/Ave	1.84	7.35	1.000	7.89	0	6.36	1.000	38.40	0.00	0	1.000
Zn Block	1.84	7.35	1.000	7.89	0	6.36	1.000	38.40	0.00	0	1.000
<b>Sistema 3</b>	1.84	7.35	1.000	7.89	0	6.36	1.000	38.40	0.00	0	1.000
<b>Sistema 3</b>	1.84	7.35	1.000	7.89	0	6.36	1.000	38.40	0.00	0	1.000

# Design Cooling Load Summary

By AS  
 Oficinas Generales  
 Av Lopez Mateos Sur, Guadalajara, Jalisco

## System - Sistema 1

## Type - Double Duct

## Coil Location - System

Coil Peak Calculation Time: June, hour 16  
 Ambient DB/WB/HR: 34 / 27 / 25

### COOLING COIL LOAD INFORMATION

### COOLING COIL SELECTION

Load Component	Sensible kW	Latent kW	Total kW	Percent of Total
Solar Gain	0.76		0.76	1.7%
Glass Transmission	0.98		0.98	2.3%
Wall Transmission	2.23		2.23	5.1%
Roof Transmission	0.00		0.00	0.0%
Floor Transmission	0.00		0.00	0.0%
Adj Floor Transmission	0		0.00	0.0%
Partition Transmission	1.94		1.94	4.5%
Net Ceiling Load	0.00		0.00	0.0%
Lighting	0.78		0.78	1.8%
People	2.62	1.95	4.57	10.5%
Misc. Equipment Loads	9.06	0.00	9.06	20.8%
Cooling Infiltration	0.00	0.00	0.00	0.0%
<b>Sub-Total ==&gt;</b>	<b>18.37</b>	<b>1.95</b>	<b>20.32</b>	<b>46.7%</b>
Ventilation Load	4.41	13.13	17.54	40.3%
Exhaust Heat	-1.18	0.00	-1.18	-2.7%
Supply Fan Load	0.00		0.00	0.0%
Return Fan Load	0.00		0.00	0.0%
Net Duct Heat Pickup	0.00		0.00	0.0%
Wall Load to Plenum	1.14		1.14	2.6%
Roof Load to Plenum	2.50		2.50	5.7%
Adj Floor to Plenum	0		0	0.0%
Lighting Load to Plenum	3.11		3.11	7.1%
Misc. Equip. Load to Plenum	0.00	0.00	0.00	0.0%
Glass Transmission to Plenum	0.00		0.00	0.0%
Glass Solar to Plenum	0.00		0.00	0.0%
Over/Under Sizing	0.08		0.08	0.2%
Reheat at Design	0.00	0.00	0.00	0.0%
Underfloor Sup Heat Pickup	0		0	0.0%
Supply Air Leakage	0	0	0	0.0%
<b>Total Cooling Loads</b>	<b>28.43</b>	<b>15.08</b>	<b>43.51</b>	<b>100.0 %</b>

Coil Selection Parameters	
Coil Entering Air (DB / WB)	26.1 / 18.0 °C
Coil Entering Humidity Ratio	12.32 g/kg
Coil Leaving Air (DB / WB)	10.6 / 9.9 °C
Coil Leaving Humidity Ratio	8.95 g/kg
Coil Sensible Load	28.43 kW
Coil Total Load	43.51 kW
Cooling Supply Air Temperature	10.65 °C
Total Cooling Airflow	1,764.80 L/s
Resulting Room Relative Humidity	50.08 %

### General Engineering Checks

Total Cooling Load	43.5 kW
Area / Load	2.08 m²/kW
Total Floor Area	90 m²
Cooling Airflow	19.74 Lps/m²
Airflow / Load	41.01 Lps/kW
Percent Outdoor Air	19.0 %
Cooling Load Methodology	RTS (Heat Balance)

# SYSTEM PSYCHROMETRIC STATE POINTS

By AS

## Sistema 1

## Double Duct

	Dry Bulb °C	Wet Bulb °C	Relative Humidity %	Humidity Ratio g/kg	Enthalpy kJ/kg	Temperature Difference °C
Space	21.0	14.2	50.1	9.4	44.9	
Main System						
Return Fan						0.0
Return Air	23.9	15.1	42.0	9.4	47.9	
Return Air Heat Pickup						2.9
Outdoor Air	33.6	27.0	61.6	24.7	97.1	
Entering OA preconditioning	33.6	27.0	61.6	24.7	97.1	
Leaving OA preconditioning	33.6	27.0	61.6	24.7	97.1	
Return/Outdoor Air Mix	25.7	17.9	49.1	12.3	57.2	
Blow Through Fan						0.0
Entering Coil	25.7	17.9	49.1	12.3	57.2	
Leaving Coil	10.6	10.0	93.9	9.0	33.3	
Draw Through Fan						0.0
Fan Frictional Heat						0.0
Supply Duct Heat Gain						0.0
Reheat Device						0.0
Cold Deck Supply Air	10.6	10.0	94.1	9.0	33.4	
Supply Air	10.6	10.0	93.5	9.0	33.5	
Percent Outside Air	19.04	%				
Sensible Heat Ratio (SHR)	0.91					
Coil Airflow	1,774	L/s				



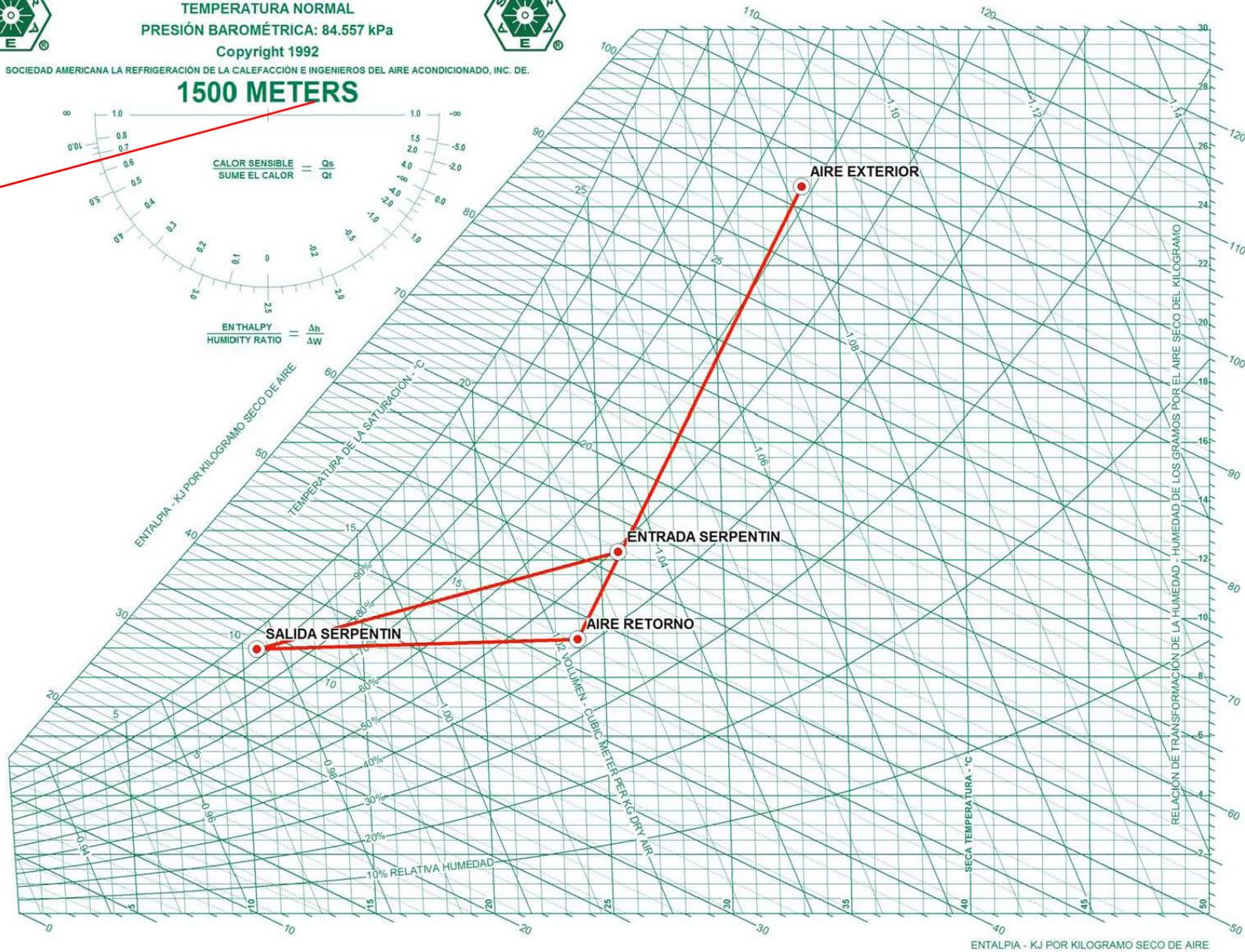
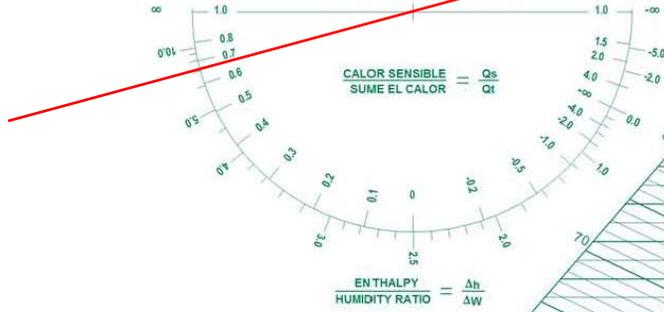
NÚMERO DE LA CARTA DE ASHRAE PSYCHROMETRIC6  
 TEMPERATURA NORMAL  
 PRESIÓN BAROMÉTRICA: 84.557 kPa  
 Copyright 1992



SOCIEDAD AMERICANA LA REFRIGERACIÓN DE LA CALEFACCIÓN E INGENIEROS DEL AIRE ACONDICIONADO, INC. DE.

**1500 METERS**

**PROCESO PSICROMÉTRICO DEL SISTEMA 1  
 ZONA 1: DIRECTIVA**



ENTALPIA - KJ POR KILOGRAMO SECO DE AIRE

# SYSTEM LOAD PROFILES

By AS

Proyecto de Tesis  
Sistema 1

Percent Design Load	---- Cooling Load ----			---- Heating Load ----			---- Cooling Airflow ----			---- Heating Airflow----		
	Cap. (kW)	Hours (%)	Hours	Cap. (kW)	Hours (%)	Hours	Cap. (lps)	Hours (%)	Hours	Cap. (lps)	Hours (%)	Hours
0 - 5	2.2	0	0	-0.6	33	613	0.1	0	0	0.0	0	0
5 - 10	4.4	0	0	-1.3	26	486	0.2	0	0	0.0	0	0
10 - 15	6.5	0	0	-1.9	24	449	0.3	0	0	0.0	0	0
15 - 20	8.7	0	0	-2.5	18	332	0.4	0	0	0.0	0	0
20 - 25	10.9	0	0	-3.2	0	0	0.5	0	0	0.0	0	0
25 - 30	13.1	2	180	-3.8	0	0	0.5	0	0	0.0	0	0
30 - 35	15.2	8	679	-4.4	0	0	0.6	0	0	0.0	0	0
35 - 40	17.4	10	865	-5.1	0	0	0.7	0	0	0.0	0	0
40 - 45	19.6	7	594	-5.7	0	0	0.8	0	0	0.0	0	0
45 - 50	21.8	10	904	-6.3	0	0	0.9	0	0	0.0	0	0
50 - 55	23.9	11	943	-7.0	0	0	1.0	0	0	0.0	0	0
55 - 60	26.1	13	1,118	-7.6	0	0	1.1	0	0	0.0	0	0
60 - 65	28.3	9	765	-8.2	0	0	1.2	0	0	0.0	0	0
65 - 70	30.5	9	769	-8.9	0	0	1.3	0	0	0.0	0	0
70 - 75	32.6	8	728	-9.5	0	0	1.3	0	0	0.0	0	0
75 - 80	34.8	7	588	-10.1	0	0	1.4	0	0	0.0	0	0
80 - 85	37.0	3	305	-10.8	0	0	1.5	0	0	0.0	0	0
85 - 90	39.2	1	112	-11.4	0	0	1.6	0	0	0.0	0	0
90 - 95	41.3	2	210	-12.0	0	0	1.7	0	0	0.0	0	0
95 - 100	43.5	0	0	-12.7	0	0	1.8	100	8,760	0.0	0	0
Hours Off	0.0	0	0	0.0	0	6,880	0.0	0	0	0.0	0	8,760

# Design Cooling Load Summary

By AS  
 Oficinas Generales  
 Av Lopez Mateos Sur, Guadalajara, Jalisco

**System - Sistema 2**

**Type - Double Duct**

**Coil Location - System**

Coil Peak Calculation Time: June, hour 17  
 Ambient DB/WB/HR: 33 / 27 / 25

## COOLING COIL LOAD INFORMATION

## COOLING COIL SELECTION

Load Component	Sensible kW	Latent kW	Total kW	Percent of Total
Solar Gain	1.33		1.33	1.2%
Glass Transmission	1.39		1.39	1.3%
Wall Transmission	3.82		3.82	3.5%
Roof Transmission	0.00		0.00	0.0%
Floor Transmission	0.00		0.00	0.0%
Adj Floor Transmission	0		0.00	0.0%
Partition Transmission	3.91		3.91	3.6%
Net Ceiling Load	0.00		0.00	0.0%
Lighting	2.28		2.28	2.1%
People	5.56	4.26	9.82	9.0%
Misc. Equipment Loads	35.69	0.00	35.69	32.7%
Cooling Infiltration	0.00	0.00	0.00	0.0%
<b>Sub-Total ==&gt;</b>	<b>53.98</b>	<b>4.26</b>	<b>58.24</b>	<b>53.4%</b>
Ventilation Load	8.37	26.78	35.15	32.2%
Exhaust Heat	-2.05	0.00	-2.05	-1.9%
Supply Fan Load	0.00		0.00	0.0%
Return Fan Load	0.00		0.00	0.0%
Net Duct Heat Pickup	0.00		0.00	0.0%
Wall Load to Plenum	1.60		1.60	1.5%
Roof Load to Plenum	6.87		6.87	6.3%
Adj Floor to Plenum	0		0	0.0%
Lighting Load to Plenum	9.11		9.11	8.3%
Misc. Equip. Load to Plenum	0.00	0.00	0.00	0.0%
Glass Transmission to Plenum	0.00		0.00	0.0%
Glass Solar to Plenum	0.00		0.00	0.0%
Over/Under Sizing	0.24		0.24	0.2%
Reheat at Design	0.00	0.00	0.00	0.0%
Underfloor Sup Heat Pickup	0		0	0.0%
Supply Air Leakage	0	0	0	0.0%
<b>Total Cooling Loads</b>	<b>78.12</b>	<b>31.04</b>	<b>109.16</b>	<b>100.0 %</b>

Coil Selection Parameters	
Coil Entering Air (DB / WB)	25.0 / 17.0 °C
Coil Entering Humidity Ratio	11.32 g/kg
Coil Leaving Air (DB / WB)	11.0 / 10.2 °C
Coil Leaving Humidity Ratio	9.06 g/kg
Coil Sensible Load	78.11 kW
Coil Total Load	109.14 kW
Cooling Supply Air Temperature	11.19 °C
Total Cooling Airflow	5,404.70 L/s
Resulting Room Relative Humidity	50.07 %

## General Engineering Checks

Total Cooling Load	109.1 kW
Area / Load	2.42 m <sup>2</sup> /kW
Total Floor Area	264 m <sup>2</sup>
Cooling Airflow	20.71 Lps/m <sup>2</sup>
Airflow / Load	50.16 Lps/kW
Percent Outdoor Air	12.7 %
Cooling Load Methodology	RTS (Heat Balance)

# SYSTEM PSYCHROMETRIC STATE POINTS

By AS

## Sistema 2

## Double Duct

	Dry Bulb °C	Wet Bulb °C	Relative Humidity %	Humidity Ratio g/kg	Enthalpy kJ/kg	Temperature Difference °C
Space	21.0	14.2	50.1	9.4	44.9	
Main System						
Return Fan						0.0
Return Air	24.0	15.2	41.7	9.4	48.0	
Return Air Heat Pickup						3.0
Outdoor Air	31.2	26.5	70.4	24.7	94.6	
Entering OA preconditioning	31.2	26.5	70.4	24.7	94.6	
Leaving OA preconditioning	31.2	26.5	70.4	24.7	94.6	
Return/Outdoor Air Mix	24.9	16.9	47.5	11.3	53.9	
Blow Through Fan						0.0
Entering Coil	24.9	16.9	47.5	11.3	53.9	
Leaving Coil	11.0	10.3	92.1	9.1	34.1	
Draw Through Fan						0.0
Fan Frictional Heat						0.0
Supply Duct Heat Gain						0.0
Reheat Device						0.0
Cold Deck Supply Air	11.0	10.3	92.4	9.1	34.1	
Supply Air	11.2	10.4	91.3	9.1	34.3	
Percent Outside Air	12.67	%				
Sensible Heat Ratio (SHR)	0.93					
Coil Airflow	5,411	L/s				



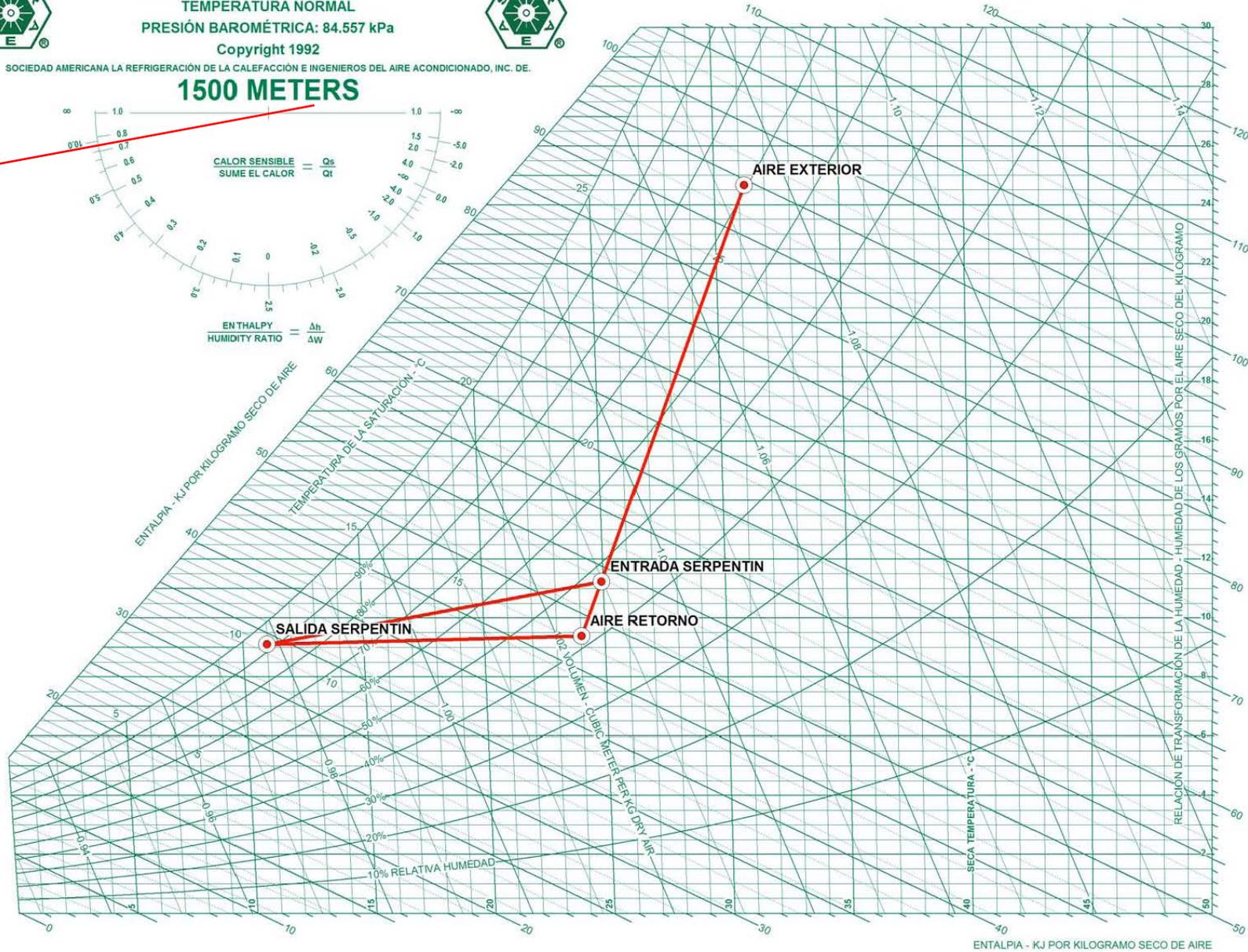
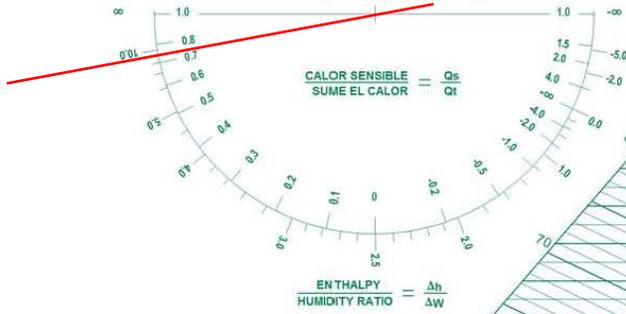
NÚMERO DE LA CARTA DE ASHRAE PSYCHROMETRIC6  
 TEMPERATURA NORMAL  
 PRESIÓN BAROMÉTRICA: 84.557 kPa  
 Copyright 1992



SOCIEDAD AMERICANA LA REFRIGERACIÓN DE LA CALEFACCIÓN E INGENIEROS DEL AIRE ACONDICIONADO, INC. DE.

1500 METERS

PROCESO PSICROMÉTRICO DEL SISTEMA 2  
 ZONA 2: ASISTENCIA DIRECTIVA



ENTALPIA - KJ POR KILOGRAMO SECO DE AIRE

# SYSTEM LOAD PROFILES

By AS

Proyecto de Tesis  
Sistema 2

Percent Design Load	---- Cooling Load ----			---- Heating Load ----			---- Cooling Airflow ----			---- Heating Airflow----		
	Cap. (kW)	Hours (%)	Hours	Cap. (kW)	Hours (%)	Hours	Cap. (lps)	Hours (%)	Hours	Cap. (lps)	Hours (%)	Hours
0 - 5	5.5	0	0	-1.6	56	694	0.3	0	0	0.0	0	0
5 - 10	10.9	0	0	-3.1	44	542	0.6	0	0	0.0	0	0
10 - 15	16.4	0	0	-4.7	0	0	0.8	0	0	0.0	0	0
15 - 20	21.8	0	0	-6.3	0	0	1.1	0	0	0.0	0	0
20 - 25	27.3	0	0	-7.8	0	0	1.4	0	0	0.0	0	0
25 - 30	32.7	0	0	-9.4	0	0	1.6	0	0	0.0	0	0
30 - 35	38.2	0	0	-11.0	0	0	1.9	0	0	0.0	0	0
35 - 40	43.7	0	0	-12.5	0	0	2.2	0	0	0.0	0	0
40 - 45	49.1	5	422	-14.1	0	0	2.5	0	0	0.0	0	0
45 - 50	54.6	9	753	-15.6	0	0	2.7	0	0	0.0	0	0
50 - 55	60.0	9	746	-17.2	0	0	3.0	0	0	0.0	0	0
55 - 60	65.5	10	891	-18.8	0	0	3.3	0	0	0.0	0	0
60 - 65	70.9	16	1,375	-20.3	0	0	3.6	0	0	0.0	0	0
65 - 70	76.4	14	1,241	-21.9	0	0	3.8	0	0	0.0	0	0
70 - 75	81.9	11	976	-23.5	0	0	4.1	0	0	0.0	0	0
75 - 80	87.3	13	1,102	-25.0	0	0	4.4	0	0	0.0	0	0
80 - 85	92.8	8	678	-26.6	0	0	4.7	0	0	0.0	0	0
85 - 90	98.2	3	276	-28.2	0	0	4.9	0	0	0.0	0	0
90 - 95	103.7	2	180	-29.7	0	0	5.2	0	0	0.0	0	0
95 - 100	109.1	1	120	-31.3	0	0	5.5	100	8,760	0.0	0	0
Hours Off	0.0	0	0	0.0	0	7,524	0.0	0	0	0.0	0	8,760

# Design Cooling Load Summary

By AS  
 Oficinas Generales  
 Av Lopez Mateos Sur, Guadalajara, Jalisco

**System - Sistema 3**

**Type - Double Duct**

**Coil Location - System**

Coil Peak Calculation Time: June, hour 17  
 Ambient DB/WB/HR: 33 / 27 / 25

## COOLING COIL LOAD INFORMATION

## COOLING COIL SELECTION

Load Component	Sensible kW	Latent kW	Total kW	Percent of Total
Solar Gain	1.57		1.57	1.3%
Glass Transmission	1.04		1.04	0.9%
Wall Transmission	1.75		1.75	1.5%
Roof Transmission	0.00		0.00	0.0%
Floor Transmission	0.00		0.00	0.0%
Adj Floor Transmission	0		0.00	0.0%
Partition Transmission	3.37		3.37	2.8%
Net Ceiling Load	0.00		0.00	0.0%
Lighting	1.84		1.84	1.5%
People	7.89	6.36	14.25	11.8%
Misc. Equipment Loads	38.40	0.00	38.40	31.9%
Cooling Infiltration	0.00	0.00	0.00	0.0%
<b>Sub-Total ==&gt;</b>	<b>55.86</b>	<b>6.36</b>	<b>62.22</b>	<b>51.6%</b>
Ventilation Load	11.99	38.40	50.39	41.8%
Exhaust Heat	-1.60	0.00	-1.60	-1.3%
Supply Fan Load	0.00		0.00	0.0%
Return Fan Load	0.00		0.00	0.0%
Net Duct Heat Pickup	0.00		0.00	0.0%
Wall Load to Plenum	0.82		0.82	0.7%
Roof Load to Plenum	1.16		1.16	1.0%
Adj Floor to Plenum	0		0	0.0%
Lighting Load to Plenum	7.35		7.35	6.1%
Misc. Equip. Load to Plenum	0.00	0.00	0.00	0.0%
Glass Transmission to Plenum	0.00		0.00	0.0%
Glass Solar to Plenum	0.00		0.00	0.0%
Over/Under Sizing	0.14		0.14	0.1%
Reheat at Design	0.00	0.00	0.00	0.0%
Underfloor Sup Heat Pickup	0		0	0.0%
Supply Air Leakage	0	0	0	0.0%
<b>Total Cooling Loads</b>	<b>75.72</b>	<b>44.76</b>	<b>120.48</b>	<b>100.0 %</b>

Coil Selection Parameters	
Coil Entering Air (DB / WB)	24.4 / 17.4 °C
Coil Entering Humidity Ratio	12.17 g/kg
Coil Leaving Air (DB / WB)	10.8 / 10.0 °C
Coil Leaving Humidity Ratio	8.91 g/kg
Coil Sensible Load	75.72 kW
Coil Total Load	120.48 kW
Cooling Supply Air Temperature	10.81 °C
Total Cooling Airflow	5,387.61 L/s
Resulting Room Relative Humidity	49.97 %

## General Engineering Checks

Total Cooling Load	120.5 kW
Area / Load	1.77 m <sup>2</sup> /kW
Total Floor Area	214 m <sup>2</sup>
Cooling Airflow	25.45 Lps/m <sup>2</sup>
Airflow / Load	45.09 Lps/kW
Percent Outdoor Air	18.3 %
Cooling Load Methodology	RTS (Heat Balance)

# SYSTEM PSYCHROMETRIC STATE POINTS

By AS

## Sistema 3

## Double Duct

	Dry Bulb °C	Wet Bulb °C	Relative Humidity %	Humidity Ratio g/kg	Enthalpy kJ/kg	Temperature Difference °C
Space	21.0	14.1	50.0	9.4	44.9	
Main System						
Return Fan						0.0
Return Air	22.6	14.7	45.3	9.4	46.5	
Return Air Heat Pickup						1.6
Outdoor Air	31.6	23.3	51.8	18.4	78.8	
Entering OA preconditioning	31.6	23.3	51.8	18.4	78.8	
Leaving OA preconditioning	31.6	23.3	51.8	18.4	78.8	
Return/Outdoor Air Mix	24.3	16.5	48.1	11.0	52.4	
Blow Through Fan						0.0
Entering Coil	24.3	16.5	48.1	11.0	52.4	
Leaving Coil	10.8	10.1	91.9	9.0	33.5	
Draw Through Fan						0.0
Fan Frictional Heat						0.0
Supply Duct Heat Gain						0.0
Reheat Device						0.0
Cold Deck Supply Air	10.8	10.1	91.9	9.0	33.5	
Supply Air	10.8	10.1	91.9	9.0	33.5	
Percent Outside Air	18.29	%				
Sensible Heat Ratio (SHR)	0.90					
Coil Airflow	5,434	L/s				

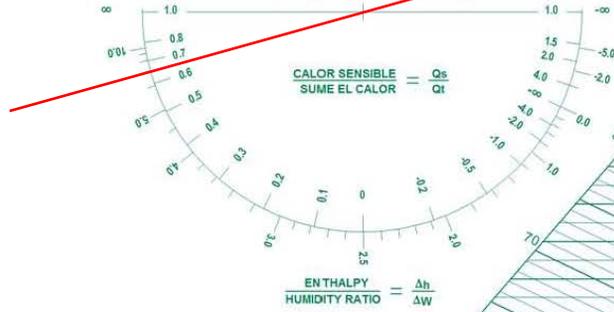


NÚMERO DE LA CARTA DE ASHRAE PSYCHROMETRIC6  
 TEMPERATURA NORMAL  
 PRESIÓN BAROMÉTRICA: 84.557 kPa  
 Copyright 1992

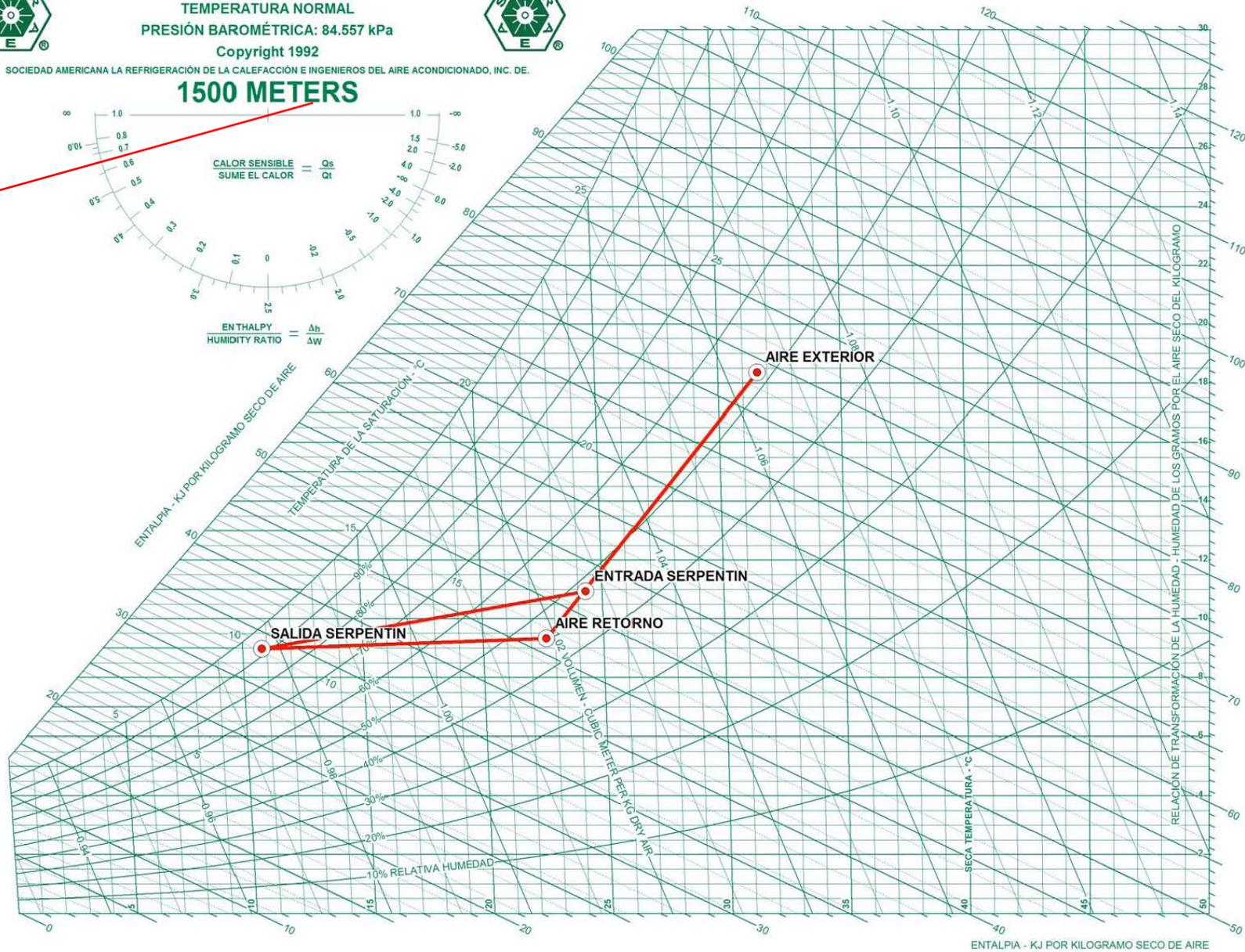


SOCIEDAD AMERICANA LA REFRIGERACIÓN DE LA CALEFACCIÓN E INGENIEROS DEL AIRE ACONDICIONADO, INC. DE.

1500 METERS



PROCESO PSICROMÉTRICO DEL SISTEMA 3  
 ZONA 3: OPERACIONES



# SYSTEM LOAD PROFILES

By AS

**Proyecto de Tesis  
Sistema 3**

Percent Design Load	---- Cooling Load ----			---- Heating Load ----			---- Cooling Airflow ----			---- Heating Airflow----		
	Cap. (kW)	Hours (%)	Hours	Cap. (kW)	Hours (%)	Hours	Cap. (lps)	Hours (%)	Hours	Cap. (lps)	Hours (%)	Hours
0 - 5	6.0	0	0	-1.5	69	1,058	0.3	0	0	0.0	0	0
5 - 10	12.1	0	0	-3.0	31	481	0.5	0	0	0.0	0	0
10 - 15	18.1	0	0	-4.5	0	0	0.8	0	0	0.0	0	0
15 - 20	24.1	0	0	-6.0	0	0	1.1	0	0	0.0	0	0
20 - 25	30.1	0	0	-7.5	0	0	1.4	0	0	0.0	0	0
25 - 30	36.1	0	0	-9.1	0	0	1.6	0	0	0.0	0	0
30 - 35	42.2	0	0	-10.6	0	0	1.9	0	0	0.0	0	0
35 - 40	48.2	0	0	-12.1	0	0	2.2	0	0	0.0	0	0
40 - 45	54.2	5	481	-13.6	0	0	2.5	0	0	0.0	0	0
45 - 50	60.2	8	666	-15.1	0	0	2.7	0	0	0.0	0	0
50 - 55	66.3	8	685	-16.6	0	0	3.0	0	0	0.0	0	0
55 - 60	72.3	8	675	-18.1	0	0	3.3	0	0	0.0	0	0
60 - 65	78.3	14	1,250	-19.6	0	0	3.5	0	0	0.0	0	0
65 - 70	84.3	14	1,244	-21.1	0	0	3.8	0	0	0.0	0	0
70 - 75	90.4	9	823	-22.6	0	0	4.1	0	0	0.0	0	0
75 - 80	96.4	12	1,039	-24.1	0	0	4.4	0	0	0.0	0	0
80 - 85	102.4	8	735	-25.6	0	0	4.6	0	0	0.0	0	0
85 - 90	108.4	8	710	-27.2	0	0	4.9	0	0	0.0	0	0
90 - 95	114.5	2	182	-28.7	0	0	5.2	0	0	0.0	0	0
95 - 100	120.5	3	270	-30.2	0	0	5.4	100	8,760	0.0	0	0
Hours Off	0.0	0	0	0.0	0	7,221	0.0	0	0	0.0	0	8,760

# SYSTEM LOAD PROFILES

By AS

**Proyecto de Tesis**  
**System Totals**

Percent Design Load	---- Cooling Load ----			---- Heating Load ----			---- Cooling Airflow ----			---- Heating Airflow----		
	Cap. (kW)	Hours (%)	Hours	Cap. (kW)	Hours (%)	Hours	Cap. (lps)	Hours (%)	Hours	Cap. (lps)	Hours (%)	Hours
0 - 5	13.7	0	0	-3.7	63	1,188	0.6	0	0	0.0	0	0
5 - 10	27.3	0	0	-7.4	37	692	1.3	0	0	0.0	0	0
10 - 15	41.0	0	0	-11.1	0	0	1.9	0	0	0.0	0	0
15 - 20	54.6	0	0	-14.8	0	0	2.5	0	0	0.0	0	0
20 - 25	68.3	0	0	-18.5	0	0	3.2	0	0	0.0	0	0
25 - 30	81.9	0	0	-22.2	0	0	3.8	0	0	0.0	0	0
30 - 35	95.6	0	0	-25.9	0	0	4.4	0	0	0.0	0	0
35 - 40	109.3	1	62	-29.6	0	0	5.1	0	0	0.0	0	0
40 - 45	122.9	8	719	-33.4	0	0	5.7	0	0	0.0	0	0
45 - 50	136.6	7	605	-37.1	0	0	6.4	0	0	0.0	0	0
50 - 55	150.2	9	760	-40.8	0	0	7.0	0	0	0.0	0	0
55 - 60	163.9	11	975	-44.5	0	0	7.6	0	0	0.0	0	0
60 - 65	177.5	14	1,218	-48.2	0	0	8.3	0	0	0.0	0	0
65 - 70	191.2	13	1,124	-51.9	0	0	8.9	0	0	0.0	0	0
70 - 75	204.9	11	973	-55.6	0	0	9.5	0	0	0.0	0	0
75 - 80	218.5	10	887	-59.3	0	0	10.2	0	0	0.0	0	0
80 - 85	232.2	8	675	-63.0	0	0	10.8	0	0	0.0	0	0
85 - 90	245.8	5	432	-66.7	0	0	11.4	0	0	0.0	0	0
90 - 95	259.5	1	120	-70.4	0	0	12.1	0	0	0.0	0	0
95 - 100	273.1	2	210	-74.1	0	0	12.7	100	8,760	0.0	0	0
Hours Off	0.0	0	0	0.0	0	6,880	0.0	0	0	0.0	0	8,760