



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

**AHORRO DE ENERGIA DEL SISTEMA DE AIRE
ACONDICIONADO DEL EDIFICIO ADMINISTRATIVO
DEL IMP, MÉXICO D. F.**

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:
MAESTRO EN CIENCIAS
EN LA ESPECIALIDAD DE
INGENIERÍA MECÁNICA**

P R E S E N T A

ING. FERNANDO ARELLANO CASTILLO

Director de tesis:

DR. IGNACIO CARVAJAL MARISCAL



México, D. F. Septiembre del 2003



INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL

COORDINACION GENERAL DE POSGRADO E INVESTIGACION

ACTA DE REVISION DE TESIS

En la Ciudad de México, D.F. siendo las 18:00 horas del día 05 del mes de Sept. del 2003 se reunieron los miembros de la Comisión Revisora de Tesis designada por el Colegio de Profesores de Estudios de Posgrado e Investigación de la E. S. I. M. E. para examinar la tesis de grado titulada:

“AHORRO DE ENERGIA DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DEL EDIFICIO ADMINISTRATIVO DEL IMP, MÉXICO D. F.”

Presentada por el alumno:

ARELLANO

Apellido paterno

CASTILLO

materno

FERNANDO

nombre(s)

Con registro:

9	9	1	1	3	9
---	---	---	---	---	---

aspirante al grado de:

MAESTRO EN CIENCIAS

Después de intercambiar opiniones los miembros de la Comisión manifestaron **SU APROBACION DE LA TESIS**, en virtud de que satisface los requisitos señalados por las disposiciones reglamentarias vigentes.

LA COMISION REVISORA

Director de tesis

DR. IGNACIO CARVAJAL MARISCAL

DR. FERMIN A. VINIEGRA HEBERLEIN

DR. JOSE ANGEL ORTEGA HERRERA

M. EN C. JOSE DE LOS SANTOS VELUETA CABRERA

DR. SAMUEL ALCANTARA MONTES

M. EN C. GUILBALDO TOLENTINO ESLAVA

EL PRESIDENTE DEL COLEGIO

SECCION DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACION

DR. FLORENCIO SANCHEZ SILVA



Dedicatorias:

A mi Madre

Porque fuiste el conducto de Dios para que yo existiera, me diste el primer alimento, me ayudaste a dar mi primer paso, me cuidaste en todo momento, por mi dejaste parte de tu vida. Por tu incansable ímpetu hacia el camino de la fe y la esperanza y porque me diste y me das tu bendición, alegría y consuelo ...

A mi esposa

Porque con tu amor y tu compañía, he sabido comprender el valor del triunfo y la alegría de la vida, porque me has enseñado y me has comprendido cuando más lo he necesitado y porque me has motivado a la elaboración y conclusión del presente trabajo...

A mis hijos

Por el gran apoyo incondicional y espiritual que me han brindado para la conclusión del presente trabajo.

A mis hermanos

Porque han aceptado que un servidor siga en la lucha del conocimiento, ayudándome con su motivación para seguir adelante.

A mis familiares

Porque algunos tenemos la dura tarea de abrir brecha en el difícil camino del conocimiento y del estudio, quedando el presente trabajo como una muestra de que todo es posible cuando se lucha con perseverancia, disciplina y dedicación en el sueño deseado.

A mis amigos

A todos mis amigos y compañeros que me han ayudado de una u otra forma a seguir adelante en esta vida.

A todos ustedes, dedico el presente trabajo... Dios los bendiga.

Agradecimientos:

A Dios

Por haberme dado la oportunidad de llegar hasta este momento.

Al Dr. Ignacio Carvajal Mariscal

Por su valiosa colaboración en la dirección del presente trabajo y sus importantes comentarios.

Al Dr. Samuel Alcántara Montes

Por su apoyo y comprensión en la dirección del presente trabajo.

A los integrantes de la comisión revisora

Dr. Fermín A. Viniegra Heberlein

Dr. Samuel Alcántara Montes

Dr. Ignacio Carvajal Mariscal

Dr. José Angel Ortega Herrera

M en C José de los Santos Velueta Cabrera

M en C Guilbaldo Tolentino Eslava

Por sus comentarios tan importante al presente trabajo.

*A mis compañeros de Obra Institucional del Instituto Mexicano del Petróleo,
con quienes comparto el pan y la sal del diario vivir.*

Al Instituto Mexicano del Petróleo

que me ha dado la oportunidad de superarme profesionalmente.

Al Instituto Politécnico Nacional

por haberme permitido pasar por sus aulas en mi preparación profesional.

Gracias.

CONTENIDO

- RESUMEN	i
- ABSTRACT	ii
- OBJETIVO	iii
- JUSTIFICACION	iv
- INDICE DE FIGURAS Y TABLAS	v
- NOMENCLATURA	viii
- INTRODUCCION	xi

CAPITULO 1.- EL ESTADO DEL ARTE

1.1 GENERALIDADES	02
1.2 BREVE HISTORIA DEL AIRE ACONDICIONADO	02
1.3 TIPOS DE SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO	07
1.3.1 Sistema de expansión directa	08
1.3.2 Sistema de agua refrigerada	08
1.3.3 Sistema unizona	09
1.3.4 Sistema de doble ducto	10
1.3.5 Sistema multizona	11
1.3.6 Sistema de volumen variable	11
1.4 CONCEPTO DEL SISTEMA DE VOLUMEN DE AIRE VARIABLE (VAV)	13
1.4.1 Ventajas del sistema VAV	14
1.4.2 Precauciones del sistema VAV	15
1.5 CAJAS DE VOLUMEN VARIABLE (CVV)	16
1.6 NUEVA GENERACIÓN DEL SISTEMA VAV	18
1.6.1 Edificios Inteligentes	18

CAPITULO 2.- FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

2.1 GENERALIDADES	21
2.2 EDIFICIO ADMINISTRATIVO	21
2.3 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO	22
2.4 SECUENCIA DE OPERACIÓN DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO	27

CAPITULO 3.- MARCO TEÓRICO

3.1 GENERALIDADES	31
3.2 TRANSFERENCIA DE CALOR	31
3.2.1 Conducción	31
3.2.2 Convección	33
3.2.3 Pared compuesta	35
3.2.4 Radiación	37
3.2.4.1 Radiación solar	38
3.3 PROPIEDADES Y VARIABLES PSICROMÉTRICAS	38
3.3.1 Propiedades termodinámicas del aire húmedo	39
3.3.1.1 Presión total	40
3.3.1.2 Humedad específica o absoluta	40
3.3.1.3 Humedad Relativa	40
3.3.1.4 Temperatura de bulbo seco	40
3.3.1.5 Temperatura de rocío	41
3.3.1.6 Entalpía del aire Húmedo	41
3.3.1.7 Temperatura de bulbo húmedo	41
3.3.1.8 Volumen específico del aire húmedo	42
3.3.2 Carta psicrométrica	42
3.4 TRANSFORMACIONES PSICROMÉTRICAS	43
3.4.1 Mezcla de dos corrientes de aire húmedo	44
3.4.2 Calor sensible y calor latente de una transformación	45
3.4.3 Factor de calor sensible	46
3.5 ESTIMADO DE LA CARGA TÉRMICA DE ENFRIAMIENTO	47
3.5.1 Condiciones de diseño exteriores	48
3.5.2 Condiciones de diseño interiores	49
3.5.3 Cálculo de los coeficientes globales de transferencia de calor	50
3.5.4 Ganancias de calor por conducción y convección	50
3.5.5 Ganancias de calor por radiación	50
3.5.5.1 Ganancias de calor por radiación en cristales.	51
3.5.5.2 Ganancias de calor por radiación en muros y techo.	53
3.5.6 Ganancias de calor por personas	53
3.5.7 Ganancias de calor por alumbrado	54
3.5.8 Ganancias de calor por equipo eléctrico	54
3.5.9 Resumen de ganancias de calor	55

3.5.10 Factor de calor sensible (FCS)	55
3.5.12 Ganancias de calor por aire exterior	55
3.5.13 Carga térmica total	56
3.6 EXERGIA	56
3.6.1 La exergía de los Sistemas cerrados	57
3.6.2 La exergía de los Sistemas Abiertos	57
3.6.3 Trabajo disponible	59
3.6.4 El diagrama de exergías	60

CAPITULO 4.- ESTIMADO DE LA CARGA TÉRMICA

4.1 GENERALIDADES	63
4.2 BASES DE DISEÑO	63
4.2.1 Condiciones termodinámicas de diseño exteriores	66
4.2.2 Condiciones termodinámicas de diseño interiores	66
4.3 ESTIMADO DE LA CARGA TÉRMICA DE ENFRIAMIENTO	67
4.3.1 Cálculo de los coeficientes de transferencia de calor	67
4.3.2 Ganancias de calor por conducción y convección	69
4.3.3 Ganancias de calor por radiación	70
4.3.3.1 Ganancia de calor por radiación en cristales	70
4.3.2 Ganancia de calor por radiación en muros y techo	72
4.3.4 Ganancias de calor por personas	74
4.3.5 Ganancias de calor por alumbrado	74
4.3.6 Ganancias de calor por equipo eléctrico	75
4.3.7 Resumen de ganancias de calor de la sala de juntas	75
4.3.8 Resumen de ganancias de calor de los locales del piso 2	76
4.3.9 Cálculo del factor de calor sensible	76
4.3.10 Cálculo del caudal de aire tratado	77
4.3.11 Ganancias de calor por aire exterior	78
4.3.12 Cálculo de la carga térmica total	78
4.3.13 Distribución de aire por local	79
4.3.14 Resumen de ganancias de calor por piso del edificio.	79
4.4 ESTIMADO DE LA CARGA TÉRMICA DE CALEFACCIÓN	80
4.4.1 Condiciones termodinámicas de proyecto para calefacción	81
4.4.2 Pérdidas de calor por conducción y convección	81
4.4.3 Pérdidas de calor ventilación	82
4.4.4 Balance final de calefacción	83

CAPITULO 5.- ANÁLISIS DE RESULTADOS

5.1 GENERALIDADES	85
5.2 RESUMEN DE GANANCIAS DE CALOR DEL EDIFICIO	85
5.3 COMPARACIÓN DE GANANCIAS DE CALOR ORIGINALES Y ACTUALES	86
5.4 COSTOS DE LA ENERGÍA ELÉCTRICA	87
5.5 CONSUMO DE ENERGÍA ELÉCTRICA ACTUAL	89
5.6 RECOMENDACIONES DE MODERNIZACIÓN DEL SISTEMA	91
5.6.1 Economizador	92
5.6.2 Variador de velocidad del ventilador	94
5.6.3 Sistema de control	100
5.6.4 Mantenimiento	103
5.6.5 Costos	103
5.7 CONSUMO DE ENERGÍA ELÉCTRICA TEÓRICO	104
5.8 COMPARACIÓN DE LOS COSTOS DE CONSUMO DE ENERGÍA ACTUAL Y TEÓRICO	106
5.9 COMPARACIÓN TOTAL Y OBTENCIÓN DE LOS AHORROS FINALES DE ENERGÍA	107
5.10 ANALISIS EXERGETICO	108
5.10.1 El diagrama de exergías	109
- CONCLUSIONES	113
- RECOMENDACIONES A FUTURO	116
- BIBLIOGRAFÍA	118
- SITIOS CONSULTADOS EN INTERNET	121
- APÉNDICE "TABLAS Y GRAFICAS"	123

RESUMEN

En este trabajo se presenta un estudio de las ventajas energéticas que pueden obtenerse en la modernización de un sistema de aire acondicionado existente, empleando tecnología actualizada que permita el máximo aprovechamiento de la energía empleada para proporcionar las condiciones de confort y contribuir al cuidado de los recursos no renovables, la preservación del medio ambiente y la protección de la economía del país.

Primeramente se proporciona una breve historia del aire acondicionado, mencionando los tipos de sistemas, haciendo énfasis en el sistema de volumen de aire variable. Se hace una descripción del sistema de aire acondicionado existente, incluyendo las características técnicas de equipos y la secuencia de operación para basar el planteamiento del problema. Se sientan las bases teóricas fundamentales para el desarrollo del estudio. Se lleva a cabo un estimado de la carga térmica actual del edificio, considerando los cambios y mejoras realizadas por autoridades del IMP referentes al ahorro de energía. Posteriormente se dan las propuestas de modernización; empleo de economizador en las unidades manejadoras de aire para aprovechar las bajas temperaturas del aire exterior en determinadas horas del día, empleo de variador de velocidad en los ventiladores de las unidades manejadoras de aire y la integración de un sistema de control inteligente para el sistema. Finalmente se analizan los resultados teóricos obtenidos con el empleo de las propuestas de mejoras al sistema de aire acondicionado, resultando que se pueden obtenerse ahorros de energía hasta de 43% con respecto a los consumos de energía actuales.

Con expuesto anteriormente se concluye que es factible el empleo de las propuestas de modernización del sistema de aire acondicionado, ya que además de obtenerse un ahorro de energía importante, se reduce además el costo de facturación, la preservación de los recursos energéticos no renovables y del medio ambiente.

ABSTRACT

In this work is presented a study of the energy advantages that can be obtained in the modernization of an existent air conditioned system, using modern technology that it allows the maximum use of the energy to provide comfort and to contribute under the care of the non renewable resources, the preservation of the environment and the protection of the economy of the country.

Firstly is provided a brief history of air conditioned, mentioning the types of systems, making stress in the system of volume of variable air. It is made a description of the existent air conditioned system, including the technical characteristics of the equipment and the operation sequence to base the position of the problem. It shows the fundamental theoretical bases to the development of the study. It is carried out a estimated of the thermal load of the current building, considering the changes and improvements carried out by authorities from the IMP to energy saving. After that, there are given the modernization proposals; the use of free cooling in the air handling units to take advantage of the drops temperatures of the external air in certain hours of the day, use of a variador of speed in the fans of the air handling units and the integration of a system of intelligent control for the system. Finally it is made an analysis of the theoretical results with the employment from the proposals of improvements to the air conditioned system, resulting that it can be obtained energy savings until of 43% with regard to the current energy consumptions.

With the above mentioned it concludes that it is feasible the use of the proposals of modernization of the air conditioned system, since besides being obtained an important quote of energy saving, it also decreases the cost of billing, the preservation of the energy resources not renewable and of the environment.

OBJETIVO

Evaluar el ahorro de energía del sistema de aire acondicionado del edificio administrativo del Instituto Mexicano del Petróleo, México D. F., analizando las alternativas de modernización propuestas del sistema, empleando los equipos existentes.

JUSTIFICACION

Desde que el hombre apareció en este mundo, se preocupó por mantener condiciones de confort para poder vivir bajo las cambiantes y extremosas condiciones climatológicas a las que se enfrentaba a lo largo del año. Hoy en día el grado de avance tecnológico permite el mayor aprovechamiento de la energía para cumplir con las condiciones de confort en los edificios de oficinas. Las nuevas tecnologías empleadas en los proyectos de aire acondicionado para confort, tienen como objetivo a la disminución del consumo energético y a la simplificación de las tareas de mantenimiento, sobre la base del desarrollo de los sistemas inteligentes de automatización.

El elevado costo que representa la energía es de vital importancia para el estudio de los criterios de diseño de las instalaciones y su reducción implica una necesidad, sobre todo en los sistemas de aire acondicionado, que constituye el mayor consumidor de energía en los edificios. Por tanto es necesario buscar alternativas de modernización en los edificios existentes que permitan a los sistemas operar eficientemente regulando el consumo energético de los equipos que, por su demanda de energía ofrezcan un potencial de ahorro cuyo costo-beneficio sea satisfactorio para la empresa a la que presta el servicio y por consecuencia al país.

Considerando que en el edificio en estudio la carga de alumbrado, equipo eléctrico y por personas es prácticamente constante, se busca el confort de todas las oficinas que cuentan con diferente carga térmica a diferente hora del día, lo cual se debe a la variación de la ganancia de calor por radiación a lo largo del día por la propia arquitectura del edificio, que cuenta con las cuatro fachadas acristaladas. Se busca una estrategia para operar los equipos del sistema de aire acondicionado existente de acuerdo a las variaciones de carga del edificio y reducir el consumo energético, contribuyendo así al cuidado de los recursos no renovables, la preservación del medio ambiente, el aumento de la productividad y competitividad de las empresas, así como la protección de la economía del país.

ÍNDICE DE FIGURAS, TABLAS Y GRAFICAS

CAPÍTULO 1 EL ESTADO DEL ARTE

Figura 1.1	Sistema Unizona	09
Figura 1.2	Sistema de volumen de aire variable típico	12
Figura 1.3	Alambrado del sistema VAV típico	14
Figura 1.4	CVV básica de simple ducto, sólo enfriamiento	16

CAPÍTULO 2 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

Figura 2.1	Diagrama de Flujo del sistema de aire acondicionado	22
Figura 2.2	Cuarto de aire acondicionado 1	23
Figura 2.3	Cuarto de aire acondicionado 2	24
Figura 2.4	Cuarto de aire acondicionado 3	25
Figura 2.5	Caja de volumen de aire variable existente	26

CAPÍTULO 3 MARCO TEÓRICO

Figura 3.1	Transferencia de calor por conducción	32
Figura 3.2	Transferencia unidimensional de calor por conducción	33
Figura 3.3	Desarrollo de la capa límite en la transferencia de calor por Convección	34
Figura 3.4	Circuito térmico equivalente para una pared compuesta en serie	36
Figura 3.5	Propiedades termodinámicas representadas en la carta psicrométrica	42
Figura 3.6	Carta Psicrométrica para la altura de la Ciudad de México	43
Figura 3.7	Mezcla de corrientes de aire húmedo en el diagrama psicrométrico	44
Figura 3.8	Representación gráfica del factor de calor sensible	47
Figura 3.9	Zonas de confort para verano e invierno ASHRAE	49
Figura 3.10	Intercambio de calor en el cristal	51
Figura 3.11	Diagrama de exergía para la región líquido-vapor	59

Figura 3.12	Representación gráfica del balance general de exergías	61
-------------	--	----

CAPÍTULO 4 ESTIMADO DE LA CARGA TERMICA

Figura 4.1	Planta Arquitectónica, Piso 2	64
Figura 4.2	Arreglo de plafones y distribución de lámparas, Piso 2	65
Figura 4.3	Variación de ganancia solar por radiación en la sala de juntas del piso 2	73
Figura 4.4	Obtención del punto de inyección	77

CAPÍTULO 5 EVALUACION DE RESULTADOS

Figura 5.1	Diagrama de funcionamiento del economizador	92
Figura 5.2	Regulación del economizador	93
Figura 5.3	Esquema en diagrama psicrométrico de regulación de un economizador	94
Figura 5.4	Variación de caudal	96
Figura 5.5	Curva característica UMA-01	98
Figura 5.6	Control de velocidad del ventilador	99
Figura 5.7	Diagrama de energía	110
Figura 5.8	Diagrama de energía	111
Tabla 5.1	Resumen de las ganancias de calor originales y actuales del edificio	85
Tabla 5.2	Comparación de las ganancias de calor originales y actuales del edificio	86
Tabla 5.3	Cuotas aplicables mensualmente	87
Tabla 5.4	Consumo de energía eléctrica de equipos varios	89
Tabla 5.5	Consumo de energía eléctrica actual	90
Tabla 5.6	Leyes de los ventiladores	97
Tabla 5.7	Variaciones de caudal, velocidad, presión estática y potencia de la UMA-01	97
Tabla 5.8	Consumo variable de energía en kW	105
Tabla 5.9	Comparación de los costos y de consumo actual y teórico	107
Tabla 5.10	Comparación de los consumos de energía	107
Gráfica 5.1	Consumos de energía eléctrica actual	90
Gráfica 5.2	Variación de la carga total del edificio, Octubre 23	95
Gráfica 5.3	Variación de la carga de calor total del edificio en el año	104

Gráfica 5.4	Consumo variable de energía en kW	105
Gráfica 5.5	Comparación de los consumos de energía	108

APENDICE

Tabla 1	Propiedades Termodinámicas en diferentes lugares de la República Mexicana	123
Tabla 2	Valores de comportamiento térmico de diversos materiales	132
Tabla 3	Calor generado por las personas	136
Tabla 4	Caudales de aire de Ventilación	137
Tabla 5	Aportaciones solares a través de cristales	138
Tabla 6	Temperatura equivalente en muros y techo	139
Tabla 7	Ganancias de calor por equipos diversos	139
Tabla 8	Factores totales de ganancia solar a través de vidrio	140
Gráfica 1	Temperatura de cálculo para refrigeración en función de la temperatura máxima extrema del lugar	128
Gráfica 2	Temperaturas interiores recomendables para verano en función de la temperatura del aire exterior	129
Gráfica 3	Carta psicrométrica Ciudad de México, 2,240m SNM, Pb = 77,327 bar	130
Gráfica 3-a	Carta psicrométrica, 2,250m SNM, Pb = 77,100 bar	131

NOMENCLATURA

A	Superficie [m^2]
AE	Aire exterior [%]
AS	Aportaciones solares a través del cristal [W/m^2]
ΔT	Diferencia de temperaturas [$^{\circ}C$]
DF	Demanda facturable
DP	Demanda máxima medida en el periodo de punta
DI	Demanda máxima medida en el periodo intermedio
DB	Demanda máxima medida en el periodo base
DF	Demanda máxima medida en los periodos punta e intermedio
FRI	Factor de reducción, depende de la región tarifaria
FRB	Factor de reducción, depende de la región tarifaria
FCS	Factor de calor sensible [adimensional]
F_{tgs}	Factor total de ganancia solar a través del cristal [W/m^2]
G	Irradiación
GS	Grado de saturación
h	Entalpía específica [kJ/kg_{as}]
h	Coefficiente de convección
K	Coefficiente de proporcionalidad
k	Conductancia térmica [$W/m^{\circ}C$]
L	Longitud [m]
m_{as}	Masa de aire seco en el local [kg]
M_{as}	Masa molecular del aire seco [mol]
m_v	masa del vapor de agua en el local [kg]
m_t	Caudal másico de aire tratado [kg/s]
m_{ae}	Caudal másico de aire exterior [kg/s]
n	Número de moles
P	Presión [bar]
P_T	Presión total [bar]
q	Transferencia de calor por unidad de área [W/m^2]
Q	Ganancia de calor [W]
rpm	Revoluciones por minuto
R	Resistencia térmica [$m^2^{\circ}C/W$]
T	Temperatura [$^{\circ}C$]

U	Coeficiente global de transferencia de calor [W/m ² °C]
v	Volumen específico [m ³ /kg _{as}]
V	Volumen del local [m ³]
V _T	Flujo volumétrico total [m ³ /h]
Ve	Velocidad [m/s]
W	Calor de cambio de fase de vapor a líquido a 0 °C
W	Humedad específica [kg/kg _{as}]
X _v	Fracción molar de vapor de agua en el aire
X _{vs}	Fracción molar de vapor de agua en un aire saturado
α	Absortividad
Φ	Humedad relativa [%]
ρ	Densidad [m ³ /kg _{as}]
ε	Emisividad superficie gota, 0,9
σ	Constante de Stefan-Boltzman 5,6697 10 ⁻⁸ W/m ² K ⁴
NA	Normalmente abierto
NC	Normalmente cerrado
NF	Número de fases
BAR	Bomba de recirculación de agua refrigerada
CONAE	Comisión Nacional de Ahorro de Energía
HVAC	Heating Ventilating and Air Conditioning
TR	Toneladas de refrigeración = 3,517 W
VAV	Sistema de volumen de aire variable
UEA	Unidad enfriadora de agua
UMA	Unidad manejadora de aire
VAV	Caja de volumen de aire variable
C _f	Calor de cambio de fase de vapor a líquido a 0 °C, 2,501 kJ/kg
C _{p_{as}}	Calor específico del aire seco 1 kJ/kg °C
C _{p_{as}}	Calor específico del aire seco 29.057 kJ/kmol °K
C _{p_v}	Calor específico del vapor, 1,805 kJ/kg °C
C _{p_v}	Calor específico del vapor, 33.724 kJ/kmol °K
M _{as}	Masa molecular del aire seco 28.965 kg/k _{mol}
M _v	masa molecular del agua. 18,015 Kg/mol
R	Constante universal de los gases perfectos. 8.3144 KJ/Kmol °K
R _{as}	Constante del aire seco 287.055 J/Kg °K

R_{as} Constante del vapor 0.4615 J/Kg °K
 ρ_{as} Densidad del aire seco 1.2 Kg_{as} / m³
 P_a Presión absoluta total 101 325 Pa

INTRODUCCION

Desde que el hombre apareció en este mundo, se preocupó por mantener condiciones de confort para poder vivir bajo las cambiantes y extremosas condiciones climatológicas a las que se enfrentaba a lo largo del año. Hoy en día el grado de avance tecnológico permite el mayor aprovechamiento de la energía para cumplir con las condiciones de confort en los edificios de oficinas. Las nuevas tecnologías empleadas en los proyectos de aire acondicionado para confort, tienen como objetivo a la disminución del consumo energético y a la simplificación de las tareas de mantenimiento, sobre la base del desarrollo de los sistemas inteligentes de automatización.

En este trabajo se presenta un estudio de las ventajas energéticas que pueden obtenerse en la modernización de un sistema de aire acondicionado existente, empleando tecnología actualizada que permita el máximo aprovechamiento de la energía empleada para proporcionar las condiciones de confort y contribuir al cuidado de los recursos no renovables, la preservación del medio ambiente y la protección de la economía del país.

En el capítulo 1 “El estado del arte” se proporciona una introducción al tema, dando una breve historia del aire acondicionado, mencionando los tipos de sistemas y sobre todo haciendo énfasis en el sistema de volumen de aire variable.

En el capítulo 2 “Formulación del problema” se hace una descripción del sistema de aire acondicionado existente, incluyendo las características técnicas de equipos y la secuencia de operación para basar el planteamiento del problema.

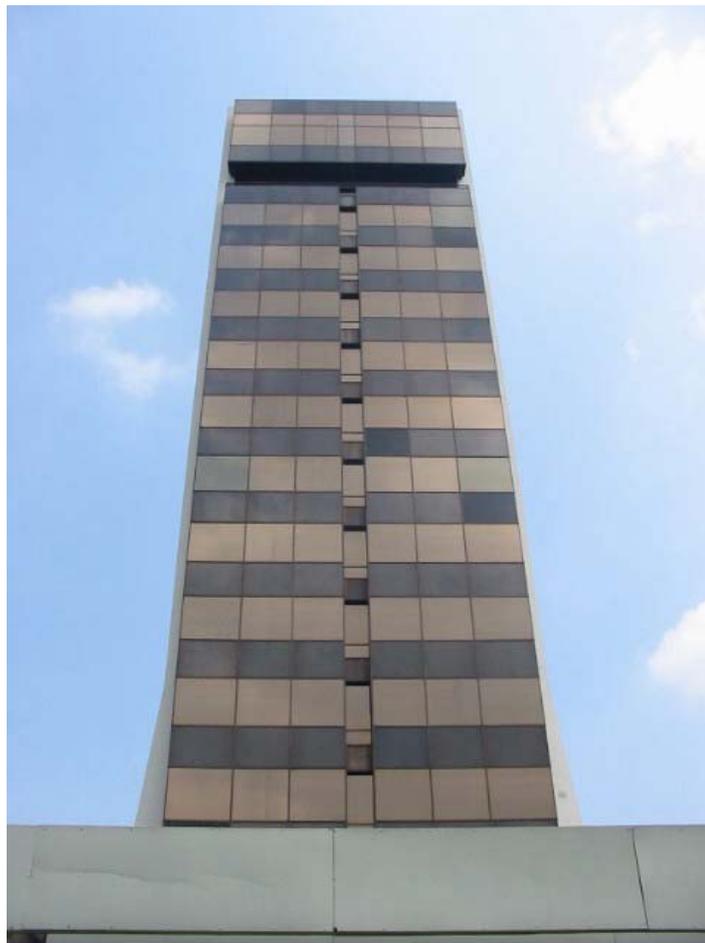
En el capítulo 3 “Marco Teórico” se sientan las bases teóricas fundamentales para el desarrollo del presente trabajo.

En el capítulo 4 “Estimado de la carga térmica” se lleva a cabo un estimado de la carga térmica actual del edificio, considerando los cambios y mejoras realizadas por autoridades del IMP referentes al ahorro de energía.

En el capítulo 5 “ Análisis de resultados” se dan las propuestas de modernización al sistema de aire acondicionado. Finalmente se analizan los resultados teóricos obtenidos con el empleo de las propuestas de mejoras al sistema de aire acondicionado.

CAPITULO 1

EL ESTADO DEL ARTE



CAPÍTULO 1

EL ESTADO DEL ARTE

1.1 GENERALIDADES

Desde que el hombre apareció en este mundo, se preocupó por mantener condiciones de confort para poder vivir bajo las cambiantes y extremosas condiciones climatológicas a las que se enfrentaba a lo largo del año. Aún sin una tecnología importante, trató siempre de cumplir su cometido, una vez que se cumplieron los primeros objetivos, se siguieron otros y otros, hasta llegar a emplear la energía de forma eficiente. Al paso del tiempo, se fueron ampliando las necesidades de las ciudades, en los hogares, edificios de oficinas, escuelas, hospitales e industria en general, llegando a requerir condiciones especiales para cada aplicación.

La tecnología ha avanzado a tal grado, que los sistemas de aire acondicionado empleados son cada vez más complejos para proporcionar condiciones de confort, empleando controles totalmente automatizados, monitoreados y controlados desde un puesto de mando, creándose así el concepto de edificio Inteligente, en el cual además de cuidar el confort, controla otras variables, como la iluminación, puertas de acceso, sistema de voz, sistema de datos y sistemas contra incendio, entre otras.

1.2 BREVE HISTORIA DEL AIRE ACONDICIONADO

El aire acondicionado es tan antiguo como el hombre. Los primitivos emplearon como primera instancia pieles de animales para cubrir su cuerpo y controlar y mantener el confort personal, buscaron también protección de las altas temperaturas de verano y las bajas temperaturas de invierno, encontrando refugio en cavernas. El descubrimiento y uso del fuego fue quizás el avance más importante de esa era, empleándolo para proporcionar calor y poder vivir en lugares fríos, quemando para ello un combustible, sin embargo tuvo dificultades con la extracción del humo.

La historia muestra que los nobles egipcios, usaron esclavos equipados con ramas de palmas para ventilar a sus amos. Así, el enfriamiento evaporativo, suministró algún alivio para el calor del desierto. Los Romanos, diseñaron calefacción y ventilación en sus famosos baños, también traían hielo de las montañas del norte, para enfriar vino y posiblemente también para enfriar agua para baño.

Las primeras civilizaciones de áreas tropicales, se encontraron con el problema de cómo enfriar. El objetivo del aire acondicionado (calefacción o enfriamiento) es proporcionar una atmósfera de comodidad de características tales que los ocupantes puedan disipar suficiente calor para permitir el funcionamiento adecuado del proceso metabólico en sus cuerpos y no perder este calor tan rápidamente que produzca bajas temperaturas.

En los primeros desarrollos técnicos, la ventilación y calefacción central, progresaron rápidamente durante el siglo XIX. Se inventaron los ventiladores, calderas y radiadores. Los primeros hogares para calentar aire fueron de hierro fundido, quemando carbón con distribución de aire por gravedad. Algunos ventiladores mecánicos fueron usados para circulación forzada de aire a través de ductos. La calefacción eleva la temperatura en un local, con respecto a la temperatura atmosférica, a un nivel satisfactorio. La calefacción puede ser directa (chimeneas o estufas) o sistema central con vapor, agua caliente o aire caliente. [1]

Calentadores portátiles. Las viviendas pueden calentarse con aparatos portátiles, que se pueden transportar de una habitación a otra según las necesidades. Estos aparatos son estufas de petróleo, calefactores eléctricos y de aceite. Una estufa de petróleo está hecha con chapa de metal y contiene uno o varios quemadores de mecha que calientan varios conductos metálicos en su interior. Estas estufas calientan por radiación y convección, reciben aire frío por diversos orificios en su base y emiten aire caliente por las perforaciones de la parte superior. Deben utilizarse con ventilación adecuada para retirar los gases de combustión. Los calefactores eléctricos más sencillos calientan por radiación, consisten en una resistencia eléctrica que se calienta, situada delante de un reflector que concentra el calor radiante en un haz estrecho. Ciertos calefactores incorporan un ventilador que obliga al aire a circular a través de la unidad calentando por radiación y convección. El calentador de aceite es ampliamente usado donde la línea de gas no existe y donde el uso de electricidad para calentamiento no es práctico. [5]

Refrigeración. Los primeros textos de refrigeración discutían las aplicaciones del uso del hielo para la preservación de alimentos. Fue en 1844 cuando el doctor John Gorrie (1803-1855), director del Hospital Naval en Apalachicola, Florida, describió su nueva máquina de refrigeración. En 1851, se le concedió la patente US 8080. Esta fue la primera máquina comercial en el mundo, usada para refrigeración y aire acondicionado. La máquina de Gorrie, recibió amplio reconocimiento y aceptación en el mundo entero. Muchas mejoras al trabajo del doctor Gorrie, se obtuvieron con el desarrollo de los compresores alternativos aplicándolos a la fabricación de hielo, cervecería, empaque de carne y procesamiento de pescado. La ingeniería de refrigeración llegó a ser una profesión reconocida y en 1904, alrededor de 70 miembros formaron al ASRE (American Society of Refrigeration Engineers).

Realmente el “padre del aire acondicionado”, fue Willis H. Carrier (1876-1950), como lo anotan muchos historiadores. A través de su brillante carrera, W. Carrier contribuyó al avance de esta industria más que cualquier otro individuo. El Dr. Willis Carrier diseñó el primer sistema de aire acondicionado en 1902, para un impresor de Brooklyn, N. Y. que no lograba imprimir una imagen decente a color debido a que los cambios de temperatura y la humedad afectaban las dimensiones y alineación de las tintas.

Por casi dos décadas, la invención del aire acondicionado, permitió controlar la temperatura y humedad, estaba dirigida a la industria más que el confort de las personas. No fue hasta 1906 que W. Carrier, patentó su primer equipo como: "Un aparato para tratar el aire". Las industrias textiles del sur de los Estados Unidos fueron los primeros en usar el nuevo sistema. La falta de humedad en el aire causaba exceso de electricidad estática, provocando que las fibras de algodón se deshilaran y fuera difícil tejerlas. El sistema de aire acondicionado elevó y estabilizó el nivel de humedad para eliminar este problema. En 1911 presentó su famoso trabajo, sobre las propiedades del aire. Estas suposiciones y fórmulas, fueron la base para la primera carta psicrométrica y llegaron a ser la autoridad para los cálculos fundamentales en la industria del aire acondicionado. En 1915 Willis Carrier y seis de sus amigos se reunieron para formar la Compañía Carrier Engineering. Su único propósito era la de satisfacer las necesidades de temperatura y humedad requeridos por el cliente.

En 1922 la compañía Carrier, inicio la fabricación de productos, después del logro más significativo en la industria el equipo refrigerante centrifugado (chiller). El refrigerante centrifugado fue el primer método práctico de aire acondicionado para grandes espacios. Este logro por si solo preparó el camino para el desarrollo de equipos que ofrecieron confort a hospitales, escuelas, oficinas, aeropuertos, hoteles y tiendas departamentales. Muchos norteamericanos disfrutaron la experiencia del aire acondicionado en los cines por primera ocasión, ya que los propietarios instalaron los equipos para incrementar la asistencia durante los cálidos y húmedos días de verano. Según palabras de W. Carrier, la prueba de fuego se presentó cuando el Teatro Rivoli en Nueva York le solicitó a la joven empresa instalar un equipo de enfriamiento. El refrescante confort que ofrecía el Rivoli fue promovido en todos los sectores. La industria creció durante el verano, y para 1930 Carrier había climatizado 300 salas de cine, así la gente no tenían que sufrir por el calor.

Los propietarios de negocios pequeños deseaban competir con los grandes almacenes, así que Carrier desarrolló una unidad pequeña de aire acondicionado a finales de los años 20. 1928 fue un pequeño paso para el futuro desarrollo del equipo doméstico "Weathermaker" que enfriaba, calentaba, humedecía, limpiada y circulaba el aire en los hogares. El siguiente avance fue el desarrollo de los refrigerantes seguros. En 1930, Tomás Midgley de la compañía Du Pont, desarrolló el hoy famoso refrigerante Freón (fluorocarbón). En 1931 se introdujo el Freón como refrigerante comercial. Los refrigerantes de fluorocarbón, permiten usos en donde otros materiales inflamables o tóxicos son peligrosos. Adicionalmente, las características de operación del F-12 abrieron nuevas posibilidades en el diseño de compresores y componentes del sistema. Una familia completa de refrigerantes de Freón, fue creciendo a medida que las condiciones específicas de operación lo requerían. En 1955, otras firmas se unieron, a la Du Pont en la producción de estos refrigerantes y en 1956, se adoptó una nueva numeración para designarlos: R-12, R-22 y otros.

Alrededor de 1935 la industria introdujo el primer compresor hermético para el aire acondicionado. Su trabajo fue considerablemente mayor a los de capacidades actuales. Su velocidad fue 1950 rpm, diferente a las utilizadas hoy de 3600 rpm. La carcasa exterior era unida con pernos.

El concepto de pasar gas de la succión, sobre los devanados del motor, inició con la tendencia a ser usado en tamaños hasta de 26.4 kW (7 ½ TR), pero ha llegado a ser ahora casi universal entre los productores de compresores. Los herméticos soldados, se ofrecen en capacidades hasta de 70.3 kW (20 TR) en una carcasa. Las ventajas del hermético incluyen: menor tamaño y peso, menor costo de producción, no hay problemas de falla de sello, menor ruido, no hay mantenimiento de bandas, la localización no es crítica puesto que no requiere ventilación para la disipación del calor del motor y el gas en la succión es supercalentado por absorción del calor de motor obteniéndose mejor separación de aceite.

Después de la segunda guerra mundial los productos consistieron principalmente en sistemas aplicados a grandes edificios, acondicionadores de almacén y acondicionadores de ventana. Las unidades de ventana se usaron extensivamente para enfriar residencias, pequeñas oficinas, pequeños almacenes y casi cualquier aplicación concebible donde era posible el acceso a una ventana o montaje a través de una pared. Sin embargo, el principal mercado de aire acondicionado comercial, fue manejado por el equipo tipo paquete. Estas unidades fueron principalmente enfriadas por agua y estuvieron usualmente localizadas en el espacio acondicionado. La distribución de aire generalmente se hacía con rejillas en la descarga, aunque se usó también la distribución por ductos. Algunas desventajas de estas unidades incluyen la necesidad de agua y su costo, o problemas de aplicación de torre de enfriamiento, ruido excesivo y alta velocidad del aire. Pero aun con estas deficiencias, estas unidades se aceptaron para los sistemas centrales de aire acondicionado. Algunos productores ofrecieron variaciones que podrían adaptarse al uso residencial, pero el número de instalaciones fue relativamente bajo.

El siguiente gran avance, fue la introducción en 1953, de la operación con enfriamiento por aire en vez de agua. La nueva tecnología en los componentes y el sistema, permitieron elevar las cabezas de presión, así que las máquinas podían operar segura y eficientemente con condiciones exteriores hasta 46°C (115 °F). Las primeras unidades paquete fueron horizontales para instalarse a nivel de piso. La instalación consistía de la unidad, conexión eléctrica y un sistema de ductos para distribuir el aire. Estas unidades fueron aceptadas para emplearse en pequeños comercios, montadas sobre techos. Con la ventaja de que no requiere tubería de refrigeración, son cargadas, probadas y sellado su circuito de refrigeración en fábrica, requiere un mínimo de alambrado eléctrico, lo cual reduce trabajo de montaje y costo de materiales, incrementando la confiabilidad en la operación. Desventaja: falta de flexibilidad para adaptarse a toda clase de aplicaciones residenciales, particularmente en donde se combinaban calefacción y enfriamiento.

El sistema dividido, consiste en dos partes, un componente de enfriamiento interior y una sección de condensación exterior. Las dos están conectadas por líneas de refrigerante de succión y de líquido. La unidad interior puede variarse ampliamente, o puede equiparse con un ventilador para proporcionar su propio caudal de aire. La adaptabilidad de estos sistemas los hacen un éxito. Las primeras versiones, requirieron lubricación y soldaduras de líneas refrigerantes, evacuación y carga de refrigerante en el sitio, antes de entrar en operación. Esto añadía costos a la instalación y requería instaladores altamente entrenados. Se llegó a la línea precargada con coples de conexión rápida.

Las líneas precargadas, se cortan y fabrican en varias longitudes y la línea de succión es preaislada con recubrimiento continuo. Ambos extremos de las líneas están equipados con acoples mecánicos que tienen un diafragma metálico delgado para formar un sello. Las líneas son deshidratadas, evacuadas y cargadas con cantidades precisas de refrigerante. Cuando se instalan, las líneas se acoplan a conexiones en las unidades interior y exterior. Una parte del acople tiene un filo cortante que atraviesa el diafragma, lo dobla hacia atrás y abre la línea. Así un sistema completo de refrigeración, se monta con mínimo trabajo y riesgo de contaminación. La confiabilidad de estos sistemas se incrementa sensiblemente.

Durante este mismo periodo de desarrollo del equipo de enfriamiento tipo paquete y sistema dividido, la industria también convirtió muchos de estos sistemas para enfriamiento, en sistemas reversibles llamados bombas de calor, significando con esto que podía introducirse calor a un espacio, dependiendo del modo de usarlo, Desafortunadamente a causa de la presión sobre los accesorios eléctricos, para construir cargas de calefacción en invierno, las primeras bombas de calor no se desarrollaron completamente y perdieron confiabilidad. Estos resultados estaba lejos de satisfacer las necesidades. Sin embargo la experiencia y las mejoras técnicas han restablecido la confianza en la bomba de calor y con la atención del mundo puesta en la conservación de la energía. La última innovación de productos ocurrida a finales de la década del 50 y principios del 60 y que aún cuenta con un crecimiento mayor de todos los acondicionadores tipo paquete, para todo el año, fue la combinación de calefacción con gas y enfriamiento eléctrico. Se inició con unidades pequeñas, de 7 a 17.6 kW (2 a 5 TR), colocadas en los techos para aplicaciones domésticas. La tendencia creció rápidamente. El equipo vino a ser más sofisticado y los tamaños variaron sus capacidades hasta 351.7 kW (100 TR).

Al final de 1950 el Field Investigation Committee y el Research Advisory Comité of the National Warm Air Heating and Air-Conditioning Association, en cooperación con la Universidad de Illinois establecieron la estación para experimentos de ingeniería. Muchos estudios importantes se hicieron con las características del flujo de calor, el efecto del aislamiento, diseño y la eficiencia de los sistemas de distribución de aire. Los resultados de este esfuerzo, ayudaron grandemente al avance de la selección y aplicación de la calefacción y el aire acondicionado y llegó a ser la base para varios manuales de diseño. El nombre de la asociación ha sido cambiado ahora a NESCA (National Environmental systems Contractors Association). En 1981 se comenzó a implementar tecnologías de computación para optimizar mas efectivamente las operaciones, para reducir costos. En 1986, después de dos grandes reorganizaciones Borg-Warner intentó de sobrevivir la recesión del momento, pero decidió de liberar la división de aire acondicionado de Borg Warner a una compañía independiente que luego se establecería como la compañía de manufacturación de aire acondicionado independiente más grande en el mundo: YORK International.

En los años 90, York continua a incrementando su participación del mercado en ventas domesticas y en mercados Internacionales. Para los Juegos Olímpicos en Albertville, Francia, arenas de patinaje sobre hielo y eventos en los Juegos Olímpicos del Invierno de Lillehammer, Norway fueron posibles debido a las tecnologías de refrigeración de hielo

York. York también se estableció como la compañía oficial de aire acondicionado de los Juegos Olímpicos del Verano de 1996 en Atlanta, Georgia. Simultáneamente, York continua incrementando su competitividad para mejorar eficiencia por medio de una amplia reorganización y el desarrollo de nuevas líneas de productos, por ejemplo, el producto innovador Triathlon que utiliza gas natural para calefacción y enfriamiento.

Actualmente muchos productos y servicios vitales dependen del control del clima interno; La comida para nuestra mesa, la ropa que vestimos y la biotecnología de donde obtenemos químicos, plásticos y fertilizantes. El aire acondicionado es muy importante en la medicina moderna, desde sus aplicaciones en el cuidado de bebés y la sala de cirugía hasta el uso en los laboratorios de investigación. Sin el control exacto de temperatura y humedad, los microprocesadores, circuitos integrados y la electrónica de alta tecnología no podrían ser producidos. Los centros computacionales dejarían de funcionar. Muchos procesos de fabricación precisa no serían posibles. El vuelo de aviones y de naves espaciales sería solo un sueño. Minerales valiosos no podrían ser extraídos desde la profundidad de la tierra y los arquitectos no podrían haber diseñado los enormes edificios que han cambiado la cara de las ciudades más grandes del mundo.

El aire acondicionado ha hecho posible el crecimiento y desarrollo de las áreas tropicales, proporcionando los medios para más y mejores vidas productivas. Docenas de ciudades desérticas, desde el Ecuador hasta Arabia Saudita no existirían aún hoy, sin la habilidad del hombre para controlar su medio ambiente. Sin el aire acondicionado, la calidad de vida como hoy la conocemos sería la única división limitada por la naturaleza. Pero esto no es el final del viaje, es solo el principio de otro más grande ya que la mente puede concebir lo que el hombre es capaz de crear. La excitante promesa del mañana se sostiene en la tecnología de hoy y ésta, tal y cual la conocemos es el resultado del aire acondicionado. Estos fueron solamente unos pocos pasos a lo largo del camino hacia el desarrollo del moderno aire acondicionado que conocemos hoy en día.

1.3 TIPOS DE SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

Un sistema de aire acondicionado se define como el proceso mediante el cual se proporcionan las condiciones de temperatura, humedad, limpieza, distribución y velocidad del aire en un local determinado. Se puede proporcionar enfriamiento o calefacción con el mismo caudal de aire. En algunas aplicaciones, la calefacción se lleva a cabo por separado con un sistema de agua caliente, vapor de agua o resistencias eléctricas.

Los sistemas de aire acondicionado pueden clasificarse de acuerdo al sistema mecánico de enfriamiento en;

- a) sistema de expansión directa
- b) sistema de agua refrigerada

Asimismo pueden clasificarse de acuerdo a la descarga de aire en;

- c) sistema unizona
- d) sistema de doble ducto
- e) sistema multizona

- f) sistema de volumen variable

1.3.1 Sistema de expansión directa:

La principal aplicación de éste sistema es para capacidades de enfriamiento de 3.5 a 241.4 kW (1 a 80 TR). En este sistema, el medio que actúa como absorbedor de calor es el refrigerante al evaporarse y requiere de un circuito de tuberías de refrigeración para interconectar el serpentín evaporador, compresor y serpentín condensador. El serpentín evaporador tiene la función de cambiar el refrigerante de estado líquido a estado gaseoso, elevando su temperatura y presión. En los equipos paquete se ubica en la sección de expansión y en el sistema dividido se ubica en la unidad manejadora de aire. El compresor aumenta la presión y temperatura del refrigerante que se encuentra en estado gaseoso en la succión. Se localiza en la unidad condensadora. El serpentín condensador realiza una transmisión de calor del refrigerante hacia el aire y se lleva a cabo un cambio de estado, de gaseoso a estado líquido a temperatura constante. se localiza junto al compresor en la unidad condensadora. Para unidades acondicionadoras de aire tipo paquete el circuito de refrigeración está integrado y para el sistema tipo dividido, los diámetros de las tuberías varían de acuerdo a la capacidad de enfriamiento, localización y distancia entre la unidad manejadora de aire y la unidad condensadora.

1.3.2 Sistema de agua refrigerada.

El sistema de agua refrigerada se utiliza principalmente para medianas y grandes capacidades de enfriamiento 284.9 a 2,111.2 kW (81 a 600 TR), considerando como factor principal para su instalación, que el costo de operación es menor que el sistema de expansión directa. Para el proceso de enfriamiento de este sistema se pueden considerar circuito primario y secundario. En el circuito primario se cuenta con un sistema de refrigeración mecánica ubicado en la unidad enfriadora de agua. En el evaporador se lleva a cabo un intercambio de calor entre el agua refrigerada y el gas refrigerante, que es donde realmente se lleva a cabo el enfriamiento del agua y evaporación del refrigerante. Una vez enfriada el agua, se hace circular por tuberías aisladas térmicamente por un sistema de bombeo, hasta los serpentines de enfriamiento de las unidades manejadoras de aire ubicadas en los cuartos de máquinas de las diferentes zonas acondicionadas de un edificio.

En el circuito secundario se lleva a cabo el enfriamiento y condensación de gas refrigerante, el agente condensador puede ser aire o agua de condensación. Para el caso de agua de condensación se requiere la instalación de una torre de enfriamiento, donde se bombea el agua caliente que sale del serpentín evaporador hasta la parte superior de la torre, durante el recorrido del agua por la torre y hasta llegar al depósito inferior, el agua de condensación disminuye su temperatura. Por medio de un sistema de bombeo, se hace circular por tuberías aisladas térmicamente hasta el serpentín evaporador de la unidad enfriadora.

Cuando el agente condensador es aire, se emplean condensadores enfriados por aire, el cual generalmente es forzado con ventiladores axiales, ubicadas en lugares remotos en el exterior, hasta donde se envía y retorna el refrigerante de la unidad enfriadora de agua. [3]

1.3.3 Sistema unizona.

El sistema unizona es aquel que cuenta con un solo ducto de inyección ya sea horizontal o vertical. Este sistema tiene la característica de contar con los serpentines de enfriamiento y calefacción en serie, empleando un ducto común para distribuir el aire y alimentar los difusores de inyección. La aplicación más importante que tiene este sistema es en sistemas de volumen constante, sistemas de volumen variable y sistemas de recalentamiento por zonas. El sistema de aire acondicionado tipo unizona es el más sencillo. Puede emplearse con equipos tipo paquete o sistemas tipo dividido de expansión directa o de agua refrigerada, manteniendo el concepto de emplear un solo control de temperatura para una determinada área común. La unidad puede instalarse fuera o dentro del local acondicionado y puede operar con o sin ductos. Estos sistemas pueden mantener adecuadamente la temperatura y humedad y pueden apagarse cuando se desee sin afectar la operación de otros locales.

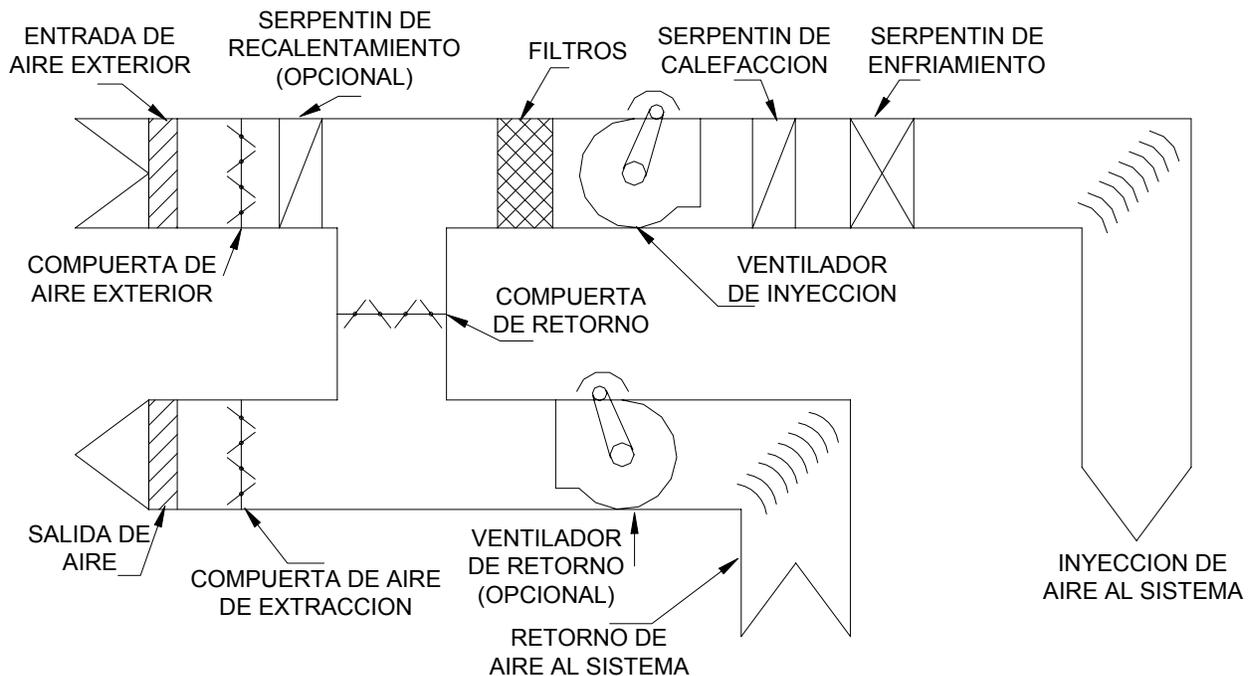


Figura 1.1 Sistema Unizona [18]

El uso del sistema unizona se limita donde las variaciones de carga de la zona acondicionada son casi uniformes. Un sistema unizona puede aplicarse a locales pequeños o medianos. Una típica unidad paquete, que se complementa internamente con un sistema de refrigeración y calefacción es considerado un sistema unizona. El control del sistema unizona se lleva a cabo por medio de un termostato que controla una válvula

solenoides para el control de flujo del refrigerante o por la instalación de recalentamiento o por la combinación de éstos. Cuando se incluye un humidificador al sistema, se dispone de control de humedad sensible a las necesidades del local acondicionado. El sistema unizona sin recalentamiento ofrece flexibilidad de enfriamiento pero no puede controlar humedad de verano independiente de los requerimientos de temperatura.

El sistema unizona tiene la ventaja de ser fácil de balancear y es fácilmente adaptable a cualquier tipo de recurso de energía para calefacción o refrigeración. Para que el sistema unizona siga siendo un sistema de ahorro de energía, debe dar servicio solamente a los locales que se ocupan simultáneamente. La respuesta del sistema de aire permite una rápida restauración de la temperatura del local con uso mínimo de energía. El sistema unizona puede ampliar su aplicación en locales donde se cuente con varios locales con diferentes variaciones de carga de forma simultánea, convirtiéndolo en sistema de volumen de aire variable, el cual consiste en variar el caudal de aire requerido en un local acondicionado conforme las variaciones de carga, lo cual dependerá de diferentes variables, como son, uso del local, orientación y hora del día, entre otros..

El control de temperatura en un local acondicionado requiere un equilibrio entre la carga del local acondicionado y el aire suministrado para compensar la carga. Durante el proyecto, se debe decidir entre variar la temperatura del aire de inyección (volumen constante) o variar el volumen de aire de inyección (volumen variable) conforme las variaciones de carga del local acondicionado.

1.3.4 Sistema de doble ducto

El sistema de doble ducto acondiciona todo el aire en un equipo central y lo distribuye a los locales acondicionado a través de dos ductos principales paralelos. Un ducto lleva aire frío y el segundo aire caliente, manteniendo fuentes de aire para calefacción y enfriamiento en todo tiempo. En cada local o zona acondicionada debe existir una válvula mezcladora que responde a un termostato de cuarto y lleva a cabo la mezcla de las dos corrientes de aire caliente y frío en proporciones apropiadas para satisfacer la carga térmica del local acondicionado.

Los sistemas de doble ducto pueden ser de alta velocidad o alta presión y operan de manera similar a los sistemas de baja velocidad sólo que el ventilador de inyección trabaja a una presión mucho más alta y cada zona requiere una válvula mezcladora con atenuación de ruido. Además se requiere mayor energía para operar el ventilador de inyección además de requerirse un ventilador de retorno de aire a las altas presiones del sistema; por consiguiente, estos sistemas no son recomendados para edificios nuevos.

Los sistemas de volumen variable de doble ducto permiten por ellos mismos particularizar requiriendo de flexibilidad en la carga máxima de enfriamiento y calefacción. El aire caliente y frío son mezclados para permitir el control de temperatura del local. En zonas que requieran enfriamiento máximo la temperatura y volumen necesarios de inyección son los mismos que la aplicación de un sistema de volumen constante. Si la carga de enfriamiento es reducida, el volumen de aire frío es modulado a un mínimo

predeterminado. Con una futura reducción en la carga de enfriamiento, el suministro de aire caliente se abre y la mezcla ocurre hasta que exista la demanda para máxima calefacción.

La modulación del ventilador empleado en este sistema es el mismo que se emplea en el sistema de un sólo ducto de volumen variable, para lograr los ahorros de energía programados. Para aprovechar al máximo la energía, las temperaturas del aire frío y del aire caliente deben ser restablecidas automáticamente para los requerimientos de enfriamiento y calefacción máximos. Los reguladores de caudal se encuentran en la CVV. Se recomienda que el sistema sea provisto con control de velocidad en el ventilador para asegurar el control de caudal de aire y así el ahorro de energía.

1.3.5 Sistema multizona

El sistema multizona se aplica para dar servicio a un pequeño número de zonas con una sola unidad manejadora de aire con sistema de enfriamiento de expansión directa o de agua refrigerada. Los requerimientos de las zonas acondicionadas son abatidos por una mezcla de aire frío y caliente a través de las compuertas de las zonas de la unidad manejadora de aire central en respuesta a los requerimientos de los termostatos de cuarto de cada zona. El aire acondicionado mezclado es distribuido a lo largo del edificio por un sistema de ductos, empleando ramales para cada zona acondicionada. El aire del retorno se maneja de una manera convencional con retorno común. Este sistema no cuenta con control de velocidad del ventilador de inyección.

El sistema multizona es similar al sistema de doble ducto. Puede proporcionar algunas ventajas en un edificio pequeño a bajo costo, pero se limita a manejar proyectos pequeños debido a los recorridos de ductos de inyección por zona. La mayoría de las unidades acondicionadoras de aire tipo paquete no cuentan con los aditamentos necesarios de control para una operación económica que puede construirse en los sistemas del doble ducto. Desde un punto de vista económico y práctico, el sistema multizona maneja normalmente más de un local con un solo ducto y es apreciablemente más bajo y por consiguiente más fácil de justificar. El equipo paquete multizona normalmente se limita a cerca de 12 zonas. Las nuevas unidades multizona que están ahora disponibles en el mercado, tienen calefacción individual y serpentines de enfriamientos para cada ducto de inyección de cada zona. Este nuevo tipos de uso de las unidades usan menos energía que las unidades con serpentín común. El aire del inyección es calentado o enfriado al grado requerido para alcanzar la carga de la zona. [2]

1.3.6 Sistema de volumen de aire variable (VAV)

Es importante hacer énfasis que el término “volumen de aire variable”, que es empleado y aceptado en el medio y que se emplea en el presente trabajo, pero técnicamente debe entenderse como “sistema de caudal de aire variable”.

El sistema VAV consiste en variar el caudal de aire requerido en un local acondicionado conforme las variaciones de carga manteniendo constante la temperatura del aire de inyección, lo cual dependerá de diferentes variables, como son, uso del local, orientación y hora, entre otros. El control de temperatura en un local requiere equilibrio entre la carga térmica del local y el caudal de aire suministrado para compensar dicha carga. Durante el proyecto, se debe decidir entre variar la temperatura del aire de inyección (volumen constante) o variar el volumen de aire de inyección (volumen variable) conforme las variaciones de carga del local acondicionado.

El sistema VAV se emplea en edificios donde la carga térmica es variable a lo largo del día en múltiples áreas, principalmente en zonas interiores y zonas perimetrales de un edificio. El sistema VAV puede aplicar a la variación de caudal del sistema principal y/o en las zonas independientes por medio de cajas de control de volumen de aire variable (CVV). Es posible variar el caudal de aire de una zona mientras se mantiene el caudal del ventilador de inyección constante, descargando el exceso de aire en un pleno de retorno o directamente en el ducto de retorno (by-pass). Estos métodos de control se emplean principalmente en sistemas de expansión directa.

En la figura 1.2 se muestra un sistema VAV típico. Este sistema está encontrando aceptación en una amplia gama de aplicaciones, ya que ofrece ventajas de ahorro de energía de hasta 50% con respecto a otros sistemas. El recalentamiento en el sistema VAV tiene el objetivo de permitir el control de zonas con cargas diferentes (calefacción o enfriamiento) en las áreas perimetrales con diferentes orientaciones. [6]

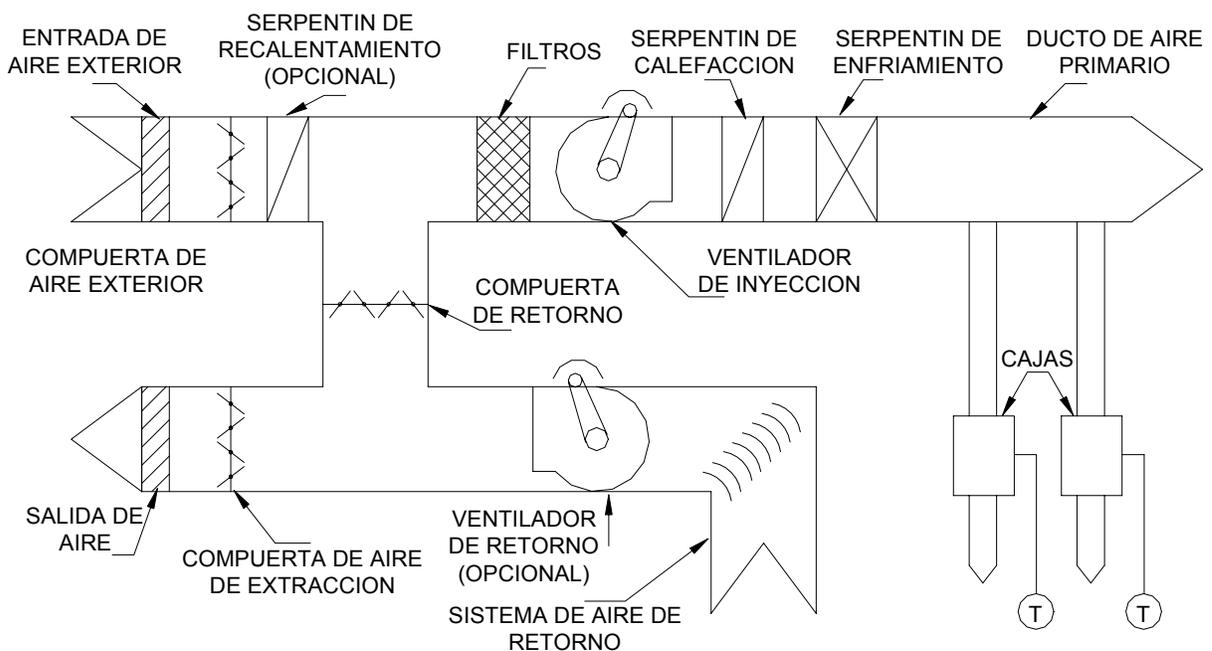


Figura 1.2 Sistema de volumen de aire variable típico [18]

1.4 CONCEPTO DEL SISTEMA DE VOLUMEN DE AIRE VARIABLE

Los altos consumos de energía para mantener las condiciones de confort en edificios de oficinas, hospitales, hoteles y escuelas entre otros, ha ayudado al desarrollo de nuevas tecnologías para proporcionar confort con bajo costo de operación. Desde los años 1970's, la comunidad internacional de diseño de sistemas de aire acondicionado, calefacción y ventilación (Heating, Ventilation and Air-Conditioning) HVAC, hizo serios esfuerzos para reducir los costos de energía de los sistemas HVAC y al mismo tiempo, proporcionar control independiente en todas las zonas de forma simultánea sin importar orientación, época o uso del edificio: Así fue que durante este periodo, el sistema VAV ganó popularidad.

Un edificio con requerimientos de aire acondicionado, con múltiples zonas, pueden contar con el servicio instalando una unidad de aire acondicionado independiente para cada zona. Dichas unidades de aire acondicionado tendrían que seleccionarse para proporcionar la carga pico de cada zona del edificio, la cual se da en diferente época del año, debido a la diversidad del edificio, causado principalmente por la variación de las cargas de radiación, diferencia del impacto solar, variación de las cargas por personas y variación de las cargas de equipos eléctricos.

El sistema VAV tiene la particularidad de aplicarse en zonas interiores o zonas perimetrales empleando un ducto de retorno común para todas ellas, control de temperatura independiente y además puede contar con dispositivos de calefacción auxiliar independientes. El sistema VAV es diseñado para inyectar solamente la cantidad de aire requerida en una zona, para satisfacer las cargas variables a través del día y de las diferentes épocas del año. El concepto del sistema VAV puede aplicarse a la variación del caudal de cada zona independiente o a la variación del volumen total del sistema.

Control de caudal de aire por zona.- El control del caudal de aire por zona se lleva a cabo mediante una CVV que contiene una compuerta en su interior y se instala en el trayecto del ducto de inyección de cada zona. El sensor de temperatura de cuarto envía una señal al mecanismo de la compuerta de la CVV que le permite modular la posición necesaria para proporcionar el caudal de aire requerido de acuerdo al requerimiento de carga de cada zona. La CVV cuenta con un dispositivo sensor de presión que proporciona el caudal de aire exacto, además de controlar la presión estática del ducto.

Control de caudal de aire del sistema.- Cuando una determinada cantidad de compuertas de diferentes zonas cierra, la presión estática del ducto de inyección aumenta, un sensor de presión estática localizado a 2/3 del recorrido más largo del ducto de inyección censa la variación de presión estática y envía una señal al variador de velocidad del motor eléctrico del ventilador de inyección de la UMA para aumentar o disminuir el caudal de total de aire del sistema.

En la figura 1.3 se muestra un sistema VAV típico, este sistema ha encontrado aceptación en una gama amplia de aplicaciones, ya que ofrece importantes ventajas muy definidas de ahorro de energía (hasta un 50% menos consumo que algunos otros sistemas). Además, el sistema VAV cuenta con las siguientes ventajas en cuanto ahorro de energía.

- Importantes ahorros de operación anuales por el empleo de variadores de velocidad en el motor eléctrico del ventilador de la UMA, reduciendo velocidad, caudal y potencia, conforme son satisfechas las condiciones de confort de los locales a lo largo del día.
- Ahorro de energía en el sistema de refrigeración, calefacción (cuando existe) y bombeo de agua refrigerada, debido a la variación de la carga térmica del edificio a lo largo del día y por el empleo del economizador en la toma de aire exterior.
- La carga térmica por ventilación se reduce cuando el caudal de aire disminuye hasta un mínimo en las áreas que se encuentren desocupadas.

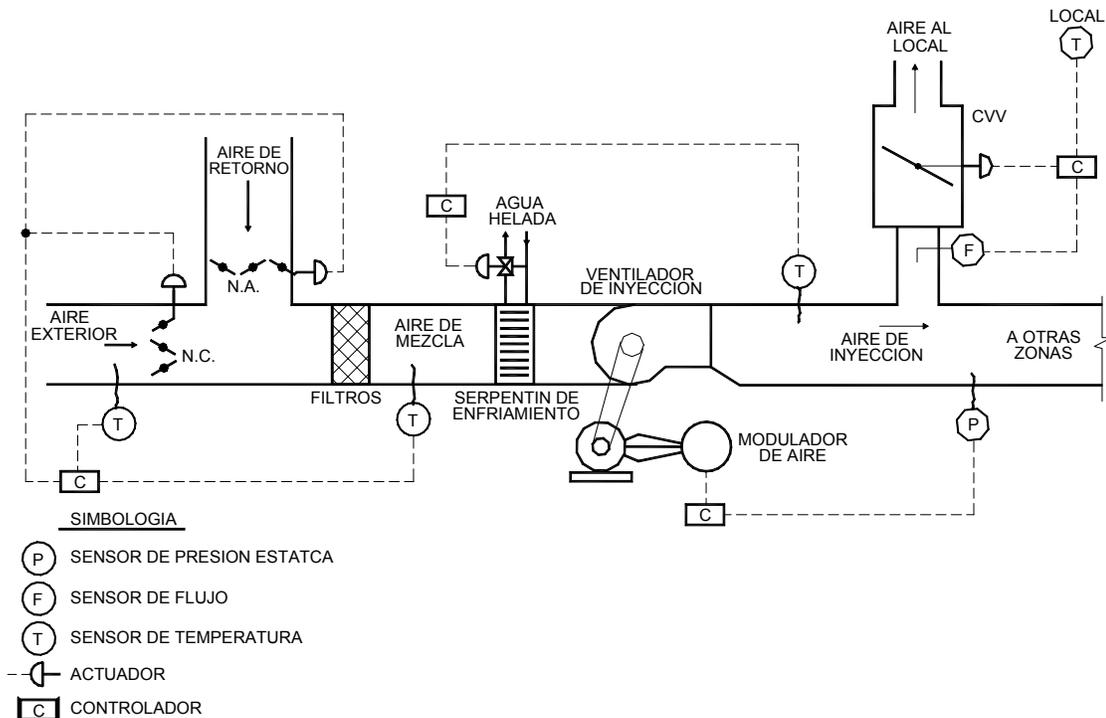


Figura 1.3 Alambrado del sistema VAV típico [18]

1.4.1 Ventajas del sistema VAV

Para el adecuado aprovechamiento del sistema VAV debe considerarse lo siguiente:

- Las CVV prácticamente no requieren balanceo de aire del sistema para trabajar satisfactoriamente. La compuerta de la CVV se ajusta automáticamente para obtener el caudal de aire requerido en cada local.
- La centralización de los equipos principales del sistema VAV reduce los costos de operación, conexiones eléctricas, agua, drenaje y mantenimiento.
- El equipo mecánico del sistema, se ubica en áreas retiradas de los locales acondicionados, evitando ruido.
- Pueden emplearse economizadores, los cuales aprovechan la baja temperatura del aire exterior, prescindiendo de la refrigeración durante horarios en que se tienen las condiciones apropiadas, generalmente en las épocas frías del año.

- Cuando el sistema VAV se combina con calefacción, ofrece un amplio rango de control de temperatura para múltiples zonas de forma simultánea.
- El sistema VAV es virtualmente auto balanceado, afectado únicamente por un inadecuado control de presión estática o regulación de volumen. Los sistemas muy grandes con recorridos de ductos muy grandes, requieren de esos controles. Estas características, también hacen imposible el balanceo de los sistemas VAV para caudales máximos de aire para máximas cargas de enfriamiento, que son mayores que los requerimientos normales de carga.
- Es sencillo y económico subdividir la distribución de aire en nuevas zonas por arreglos arquitectónicos y contar con incrementos de carga con el nuevo uso, tanto como la reserva de carga del sistema lo permita, sin exceder los picos de carga originales simultáneos de diseño.
- Manteniendo los caudales de aire menores que las de diseño durante la mayor parte de la operación del sistema, se tiende a reducir los problemas de caudal de aire.
- Proporciona una adecuada atención a la selección del control de la presión estática, de los ventiladores y de los diseños de las CVV. El sistema VAV opera con su máximo nivel de ruido solamente a cargas máximas y es considerablemente silencioso a cargas bajas.

1.4.2 Precauciones del sistema VAV

Para el empleo, diseño y proyecto de un sistema VAV, deben considerarse cuidadosamente los siguientes aspectos.

- Para permitir altos movimientos de aire a caudales mínimos, se recomiendan los tipos de difusores de inyección con altos caudales de entrada, contrariamente a los de bajos caudales de distribución.
- Funcionamiento de las salidas desde mínimos hasta máximos caudales de aire.
- El efecto de movimiento de aire en los espacios a volúmenes mínimos.
- El efecto Coanda, el cual permite adherirse al plafón a volúmenes reducidos, el cual requiere plafones lisos sin obstrucciones, a menos que los quiebres del plafón (si existe) se encuentren al final del tiro de diseño.
- Un ligero bloqueo de aire, puede reducir el caudal de diseño, a un nivel indeseable tan bajo con las unidades terminales VAV que solamente regulan el caudal.
- Usar controles en el ventilador para permitir ahorros de potencia para operar a un mínimo de presión del sistema para controlar el ruido. Estos no son necesarios para caudales de 15 000 PCM y menores.
- Tomar en consideración que en el arranque del enfriamiento con todas las CVV totalmente abiertas, la presión estática del sistema será anormalmente baja y el volumen del sistema anormalmente alto, para ello, se recomienda emplear ventiladores de carga límite.
- Verificar las características de operación del ventilador de inyección y retorno para el caudal máximo y mínimo.

- Proporcionar un medio de control para mantener el mínimo de aire exterior para cumplir con los estándares de ventilación. [10]

1.5 CAJAS DE VOLUMEN DE AIRE VARIABLE (CVV)

El sistema de volumen variable, se caracteriza principalmente por el empleo de CVV para controlar el caudal de aire a los locales acondicionados. Existen diferentes y variados diseños de CVV, entre ellas se encuentran las de simple ducto y doble ducto, que pueden contar a su vez con un elemento de recalentamiento que puede ser un serpentín de agua caliente o un banco de resistencias eléctricas. En la figura 1.4 se muestra la CVV básica o de enfriamiento únicamente.

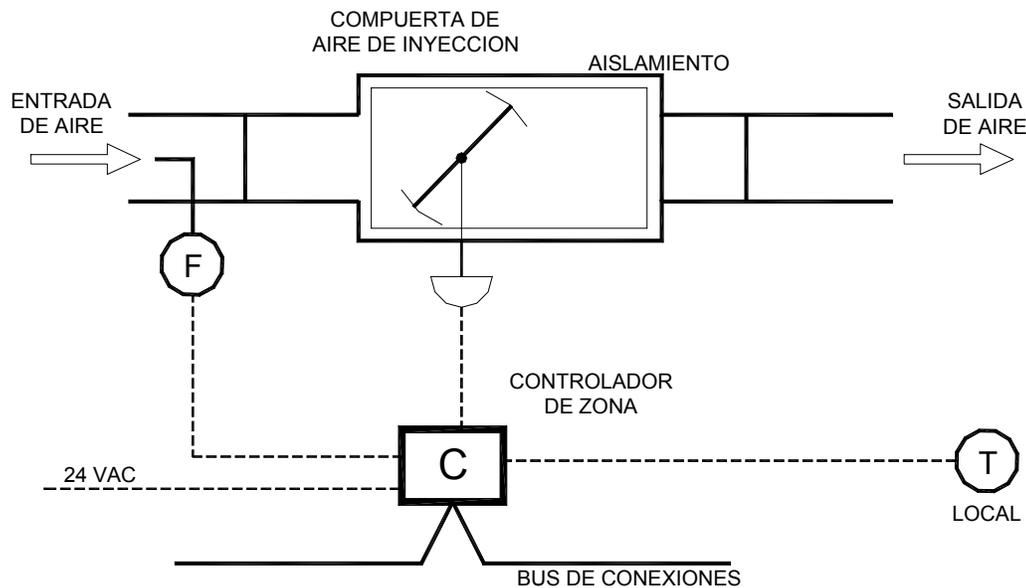


Figura 1.4 CVV básica de simple ducto, sólo enfriamiento

Los componentes básicos de una CVV son: gabinete con aislamiento térmico y acústico interior, sección de entrada de aire, compuerta de control de caudal de aire, sensor de flujo, módulo atenuador de ruido, actuador de la compuerta, controlador de zona. El control puede ser eléctrico, neumático o electrónico. Las CVV pueden ser de simple o doble ducto, las cuales son el modelo básico de modulación de aire para los sistemas VAV. Estas unidades regulan el caudal de aire en una zona, respondiendo a la señal de un sensor de temperatura. Para seleccionar una CVV, debe verificarse que proporcione el caudal máximo de aire, que está limitado por el nivel de ruido deseado en el local y por el tiro de la unidad. El número y tamaño de las CVV, debe estar de acuerdo con el caudal de aire de inyección.

El caudal normal de aire que aparece en catálogos de las CVV, provee un nivel satisfactorio de sonido en aplicaciones típicas. Caudales de aire mayores a los normales, pueden emplearse en áreas periféricas, donde las cargas solares varían. Los caudales

máximos de aire sólo deben emplearse en la selección para áreas con niveles de sonido altos o en áreas donde el funcionamiento de las terminales a su máxima capacidad no ocurra frecuentemente y por períodos cortos de tiempo. El nivel del sonido aumenta proporcionalmente a la presión estática en el pleno y disminuye al disminuir el caudal. Se debe contar con control de presión estática para obtener niveles uniformes de presión estática y sonido. Las CVV deben ser ubicadas de modo que se ajusten a los requerimientos máximo y mínimo de tiro. La distancia entre dos terminales debe ser el doble del tiro normal de las unidades. Las terminales que se ubican en las áreas perimetrales de un edificio, son seleccionadas en base a las cargas máximas que ocurren en las diferentes orientaciones.

Selección del pleno.- Las CVV están equipadas con varios tamaños de plenos, seleccionados de acuerdo al caudal. La velocidad máxima está limitada por el nivel de sonido aceptable. Los caudales máximos para las CVV que tengan conexiones en los extremos están restringidas por velocidades máximas de 10.16 m/s (2,000 ft/min) en el pleno y ducto de conexión. La velocidad en los ductos de inyección está limitada a 5 m/s (1,000 ft/min) en el pleno y conducto de conexión, asimismo en las CVV con conexiones en los costados. El tipo de control para las CVV, varía con el tipo de diseño de la terminal. La mayoría son diseñadas para usar controles eléctricos ó neumáticos, dependientes o independientes de la presión del sistema. Los controles independientes de la presión emplean elementos de fuerza llenos de líquido para posicionar el regulador. Los que dependen del aire del sistema emplean reguladores para medir el aire de inyección del sistema al espacio.

Existen dos métodos básicos de control de la compuerta de las CVV, los que son independientes de la presión y los que dependen de la presión. Los controles dependientes de la presión, dependen del control del termostato para variar el caudal de aire. El termostato controla directamente la posición de la compuerta de la CVV y las condiciones de presión estática del sistema proporcionan el caudal de aire al espacio. Los controles independientes de la presión tienen ajustes para permitir que los límites de caudal puedan ser proporcionados en el máximo y mínimo (puede ser cero). La CVV es controlada por una señal, basada en las demandas del termostato, entre los límites de caudal preajustados, sin tomar en consideración las variaciones de presión del sistema.

La unidad base incluye una compuerta para regular el caudal de aire. A esta compuerta se puede añadir un regulador de volumen, un termostato, y un interruptor calentador. El regulador de caudal de aire y el termostato pueden controlar varias terminales (esclavas) que estén conectadas entre sí. En las aplicaciones normales, un termostato controla un total de cuatro terminales. Donde existen cargas relativamente constantes. El regulador de caudal de aire tienen por objeto limitar el caudal máximo de aire y para mantener un caudal constante, independientemente de los cambios de presión en el ducto. El termostato restringe la acción del regulador de volumen, para que cierre la compuerta al bajar la temperatura del local. [9]

1.6 NUEVA GENERACIÓN DEL SISTEMA VAV

De acuerdo con el desarrollo tecnológico en los nuevos edificios y tomando en consideración la importancia de proporcionar confort humano a bajos costos de energía, grandes empresas transnacionales han invertido en el desarrollo de tecnología de punta para proporcionar diferentes ahorros, como en la iluminación, infiltración de aire, alarmas contra incendio, etc, todo ello controlado desde un centro de computo.

1.6.1 Edificios inteligentes

Históricamente el hombre ha construido edificios para crear un entorno controlado para poder vivir y trabajar. En la actualidad los edificios deben ofrecer un ambiente ergonómico, con gran número de servicios y facilidades para sus usuarios. La noción de Edificio Inteligente surgió a mediados de los años 80, ofreciendo un nuevo concepto para el diseño y construcción de edificios. Los primeros trabajos sobre Edificios Inteligentes abordan la integración de todos los aspectos de comunicación dentro del edificio, tales como teléfono, comunicaciones por computadora, seguridad, control de todos los subsistemas del edificio (calefacción, ventilación y aire acondicionado) y todas las formas de administración de la energía. Este enfoque reflejaba un alto grado de automatización, obtenido gracias a la integración de todos los sistemas, pero no implicaba la presencia de componentes que aplicaran técnicas de Inteligencia Artificial.

Hacia 1980 ya se aplicaba la automatización de los edificios para reducir costos operativos y aumentar eficiencias. Los mayores grados de automatización llevó luego a denominarlos inteligentes. Un edificio inteligente es aquel que puede crear condiciones de calidad de vida personal dentro del inmueble, condiciones ambientales y tecnológicas que permiten incrementar la satisfacción y productividad de sus ocupantes dentro de un ambiente de máximo confort y seguridad, asimismo son aquellos que maximizan; la economía operativa, el confort, la flexibilidad, la seguridad y la comunicación, ecológicamente evitando el mal gasto de los recursos naturales. Básicamente se componen de: controles de accesos, controles de detección de humos, sistemas de control y monitoreo y sistemas de comunicación. Todos los sistemas trabajan con la tensión de seguridad de 24 voltios.

Sistemas de incendio. Automatización para la presurización de escaleras de evacuación. Sensores de humo para evitar la propagación de las llamas por los conductos, accionando compuertas reguladoras (compuertas contrafuego) bloqueando un sector del conducto. Sensores de flujos luminosos. Con medición permanente de lux, para optimizar, según el ingreso de luz natural, accionando los reductores de luz (dimmers). Hay sensores con emisiones de rayos infrarrojos para intentos de robos en zonas oscuras. Aire acondicionado. Que consume el 60% de la energía de estos edificios suele tener controladores específicos, autónomos usados en el control distribuido donde la red reporta a la estación de trabajo del operador (OWS). También economizadores con compuertas reguladoras controlando la toma de aire externo y reciclando el aire de retorno.

Las etapas de calefacción pueden ser a gas o eléctrica. Para esta última el aporte de nuevas tecnologías reducen sus costos. Son CVV que en cada piso tienen un microprocesador que con un contactor electrónico (económico y sin mecanismos) acciona una resistencia eléctrica, calentando el aire, que entra al local por las CVV modulando con una persiana la cantidad de aire caliente o frío. El ocupante puede modificar la temperatura del local.

Para optimizar el ahorro de energía en la climatización, se efectúan las siguientes acciones :

- 1) Control de ocupación
- 2) Disminución de ingreso de aire exterior con el sistema economizador
- 3) Optimizar los arranques y parada de equipos
- 4) Ciclado y rotación de cargas
- 5) Control de calidad del aire
- 6) Secuencia del accionamiento de los equipos y
- 7) Control de demandas.

Los sistemas electrónicos permiten, que los equipos de aire acondicionado se adapten automáticamente al gusto de los usuarios y a las circunstancias ambientales, de tal manera que siempre brinden la temperatura ideal y, al mismo tiempo, permitan la operación más económica. Lo anterior se traducirá en uso eficiente y permanente de recursos, cuya aplicación podrá ser sencillamente monitoreada desde un mismo control maestro, que integre todos los servicios y sistemas de su edificación. En el plano de la seguridad existen sistemas inteligentes integrales para prevención de siniestros, que incluyen, entre otros componentes, alarmas audiovisuales, detectores de humo, medios de voceo, herramientas para la presurización de escaleras de emergencia y aspersores, todo monitoreo y control electrónico, prácticamente a prueba de errores humanos, equipos de circuito cerrado de televisión tarjetas de proximidad para estacionamientos, controles de acceso al inmueble, todo puede ser supervisado desde un solo cuarto de control.

El proyecto del sistema de control de un edificio inteligente debe ser flexible para integrar los protocolos de los fabricantes de distintas marcas de los componentes. Hay módulos integradores que traducen y convierten permitiendo la conectividad integrando protocolos abiertos de diferentes estándares.

CAPITULO 2

FORMULACION DEL PROBLEMA



CAPÍTULO 2

FORMULACION DEL PROBLEMA

2.1 GENERALIDADES

Desde finales del siglo XX, los edificios de oficinas en el mundo son cada vez de mayores dimensiones y la arquitectura moderna emplea fachadas con mayor área de cristal, requiriendo mayores cantidades de energía para operar los equipos del sistema de aire acondicionado para mantener el confort, por eso se tiene la necesidad de modernizar los sistemas convencionales de aire acondicionado existentes empleando tecnología de punta para reducir al máximo los consumos de energía y con ello los costos de operación, acompañado de un buen programa de mantenimiento preventivo y correctivo. Para disminuir los costos de operación de un sistema de aire acondicionado de un edificio para oficinas, se piensa en disminuir el consumo eléctrico, ya que representa la mayor parte del consumo total del edificio, Lo anterior nos señala que si se logra tener un sistema de enfriamiento operando eficientemente, estaremos ayudando a reducir los costos de operación considerablemente.

2.2 EDIFICIO ADMINISTRATIVO

El Instituto Mexicano del Petróleo, Sede México, cuenta con un edificio administrativo (Edificio 1) diseñado y construido por la Gerencia de Arquitectura y Construcción en el año de 1985. El edificio cuenta con una área construida total de 35,260 m² distribuidos así, planta baja; 680 m² y del piso 1 al 14 con un área por piso de 327.11 m². El edificio cuenta con 14 niveles, 2 sótanos para estacionamientos, planta baja y un helipuerto. Cuenta con 4 cuartos de aire acondicionado, uno a nivel jardín, uno en planta baja, uno en el cuarto nivel y otro en el treceavo nivel. El edificio cuenta con 3 elevadores, una escalera de servicios interna y una escalera de emergencia exterior en la fachada norte.

Desde su construcción, el edificio administrativo del IMP se ha convertido en el símbolo del IMP, y puede apreciarse desde diferentes partes la Ciudad de México por su moderna envergadura y presencia.

El Edificio administrativo cuenta con una población fija de 197 personas y una población flotante de 177 personas, dando una total promedio de 374 personas por día. Para proporcionar confort, se diseñó un sistema de aire acondicionado, que proporciona servicio a los pisos 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12 y 14. La planta baja, primero y treceavo nivel, no reciben servicio de aire acondicionado con el sistema central.

2.3 DESCRIPCION DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO.

El edificio administrativo del IMP, sede en México D. F., cuenta con un sistema de aire acondicionado tipo dividido de agua refrigerada que ocupa 3 cuartos de aire acondicionado. El cuarto de aire acondicionado 1, se localiza a nivel jardín de la fachada sur, donde se ubican 3 unidades enfriadoras de agua y dos bombas de recirculación de agua refrigerada. El cuarto de aire acondicionado 2, se localiza en el cuarto nivel, donde se ubica una unidad manejadora de aire. El cuarto de aire acondicionado 3, se localiza en el treceavo nivel, donde se ubican 2 unidades manejadoras de aire y dos compresores de aire del sistema de control neumático. El sistema de aire acondicionado existente se integra por los siguientes equipos:

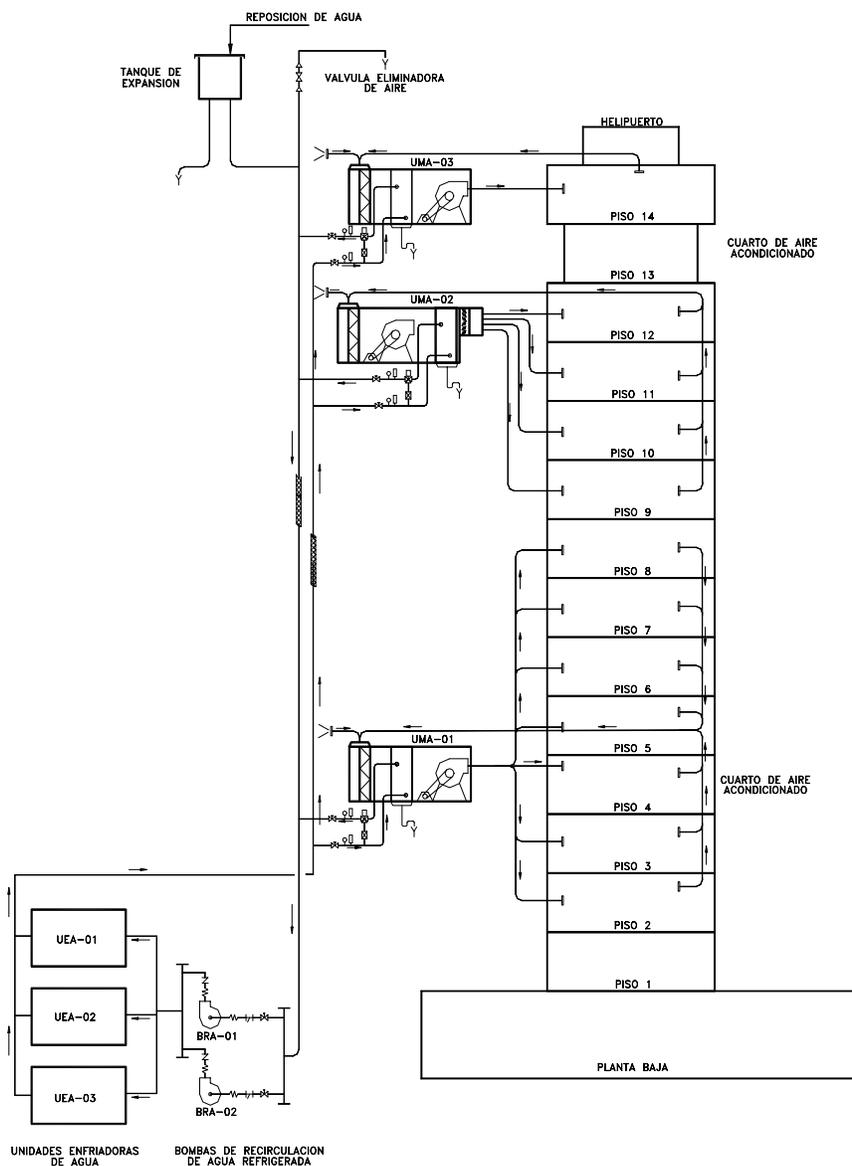


Figura 2.1 Diagrama de Flujo del sistema de aire acondicionado

- a) Tres unidades enfriadoras de agua UEA-01, UEA-02 y UEA-03, ubicadas en el cuarto de aire acondicionado 1, Marca; Carrier, Modelo; 30GA-55, con capacidad de enfriamiento nominal de 198.7 KW (56.5 TR), haciendo un total de 596.1 KW (169.5 TR). Su función es enfriar agua por medio de un sistema de refrigeración por compresión integral al equipo. El agua que entregan estos equipos es llamada "agua refrigerada". Cada UEA está integrada con 2 compresores recíprocos, un serpentín condensador enfriado por aire, construido con tubos de cobre y aletas de aluminio en espiral y en la parte superior con 6 ventiladores axiales de condensación para forzar al aire a pasar por el serpentín condensador y enfriar el gas refrigerante. Una válvula termostática de expansión y un evaporador tipo casco y tubos donde se lleva a cabo el enfriamiento del agua, tubería de refrigeración y tablero de control.
- b) Dos bombas centrífugas de recirculación del agua refrigerada BRA-01 y BRA-02, ubicadas en el cuarto de aire acondicionado 1, marca; Aurora Pícsa, tamaño; 3X4X9A, capacidad de; 29.46 l/s (467 gpm), velocidad del impulsor 3,500 rpm, potencia del motor eléctrico; 18.6 KW (25 HP). Su función es recircular el agua refrigerada por todo el circuito hidráulico cerrado, desde las UEAs hasta los serpentines de enfriamiento de las UMA's. Una bomba trabaja normalmente y la otra se encuentra de reserva.

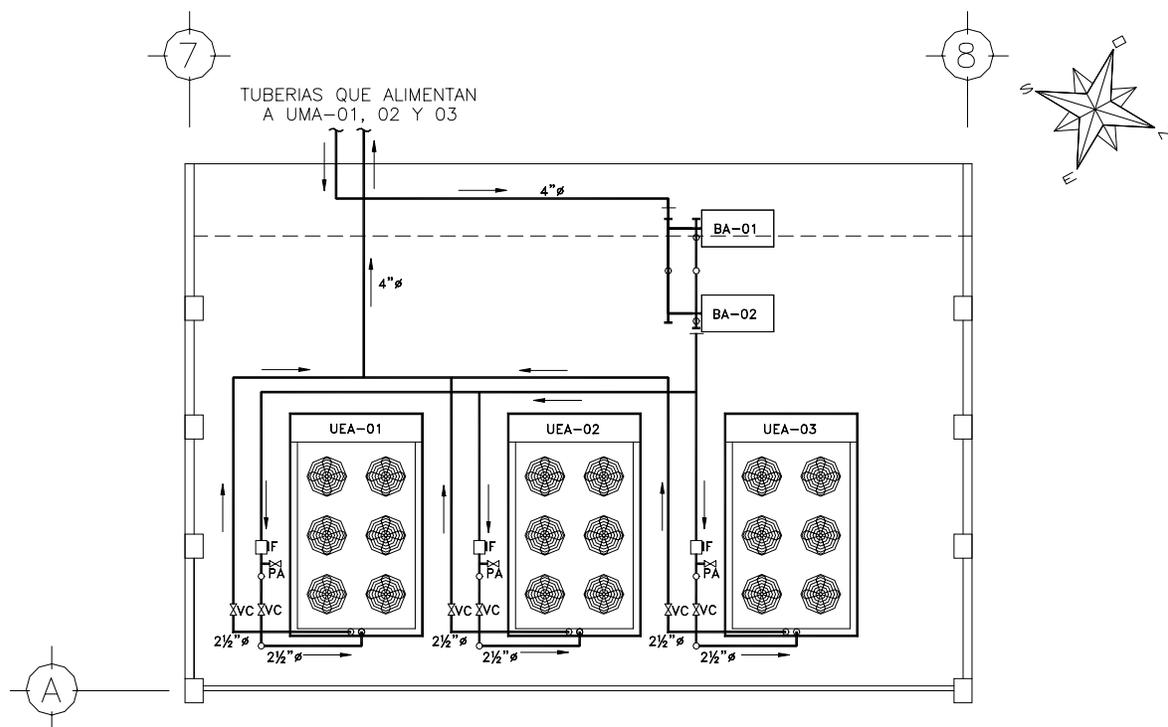


Figura 2.2 Cuarto de aire acondicionado 1

- c) Una unidad manejadora de aire tipo unizona de descarga horizontal (UMA-01) ubicada en el cuarto de aire acondicionado 2, que se encuentra en el cuarto nivel. Le proporciona servicio a los pisos 2, 3, 4, 5, 6, 7 y 8. Marca; Carrier, modelo, 39ED-090, integrada con un ventilador centrífugo, capacidad; $83,753 \text{ m}^3/\text{h}$ (49,295 PCM), potencia del motor eléctrico; 37.3 kW (50 HP), necesarios para vencer una caída de presión estática de 95.3mm (3.75") de columna de agua, un serpentín de enfriamiento para agua refrigerada con capacidad de enfriamiento de 290.8 kW (82.7 TR) y un capacidad de 13.1 l/s (208 gpm). Temperatura del agua a la entrada $7.2 \text{ }^\circ\text{C}$ (45°F), a la salida; $12.8 \text{ }^\circ\text{C}$ ($55 \text{ }^\circ\text{F}$). Su función es la de llevar a cabo el movimiento, enfriamiento, filtrado y mezcla de aire, además de recircular el aire a través de los locales acondicionados.

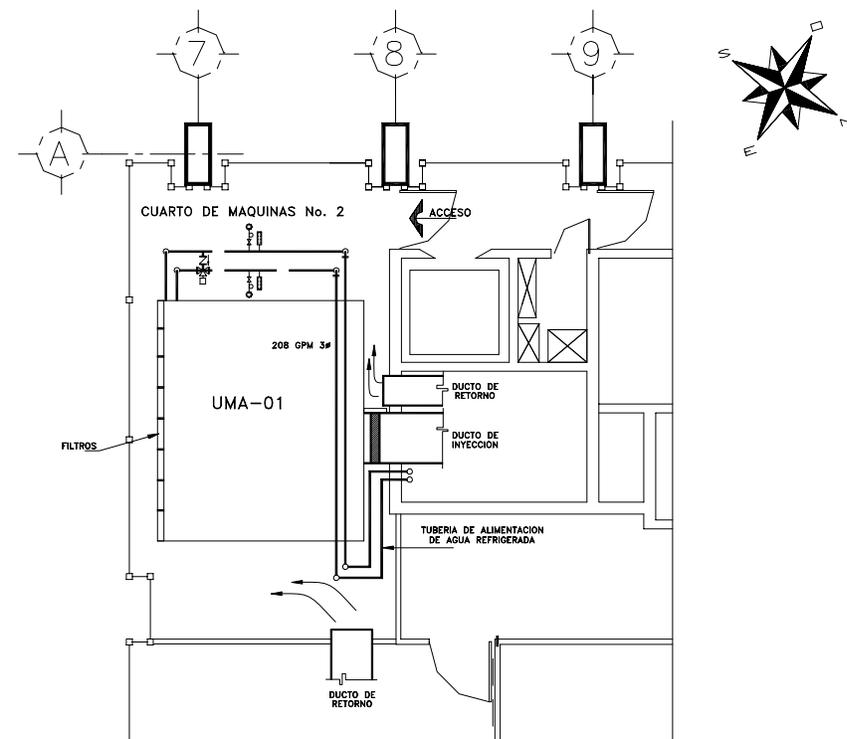


Figura 2.3 Cuarto de aire acondicionado 2

- d) Una unidad manejadora de aire tipo multizona (4 zonas) de descarga horizontal (UMA-02) ubicada en el cuarto de aire acondicionado 3, que se encuentra en treceavo nivel, da servicio a los pisos 9, 10, 11 y 12. Marca; Carrier, modelo; 39EB-048, integrada con un ventilador centrífugo, capacidad; $47,593 \text{ m}^3/\text{h}$ (28,012 PCM), potencia del motor eléctrico; 22.4 kW (30 HP) necesarios para vencer una caída de presión estática de 106.7 mm (4.20") de columna de agua, un serpentín de enfriamiento para agua refrigerada con capacidad de enfriamiento de 157.7 KW (44.9 TR) y caudal de 7.7 l/s (122 gpm). Temperatura del agua, a la entrada $7.2 \text{ }^\circ\text{C}$ (45°F), a la salida; $12.8 \text{ }^\circ\text{C}$ ($55 \text{ }^\circ\text{F}$). La función de este equipo es llevar a cabo el

movimiento, enfriamiento, filtrado y mezcla de aire, además de recircular el aire a través de los locales acondicionados.

- e) Una unidad manejadora de aire tipo unizona de descarga vertical (UMA-03) ubicada en el cuarto de aire acondicionado 3, que se encuentra en treceavo nivel, proporciona servicio al piso 14, marca; Carrier, modelo, 39ED-018, integrada con un ventilador centrífugo, capacidad; 7,559 m³/h (10,335 PCM), motor eléctrico de 7.5 kW (10 HP) necesarios para vencer una caída de presión estática de 95.3 mm (3.75") de columna de agua, un serpentín de enfriamiento para agua refrigerada con capacidad de enfriamiento de 62 kW (17.6 TR) y caudal de 4.3 l/s (68 gpm). Temperatura del agua a la entrada 7.2 °C (45°F), a la salida; 12.8 °C (55 °F). Su función es llevar a cabo el movimiento, enfriamiento, filtrado y mezcla de aire, además de recircular el aire a través de los locales acondicionados.

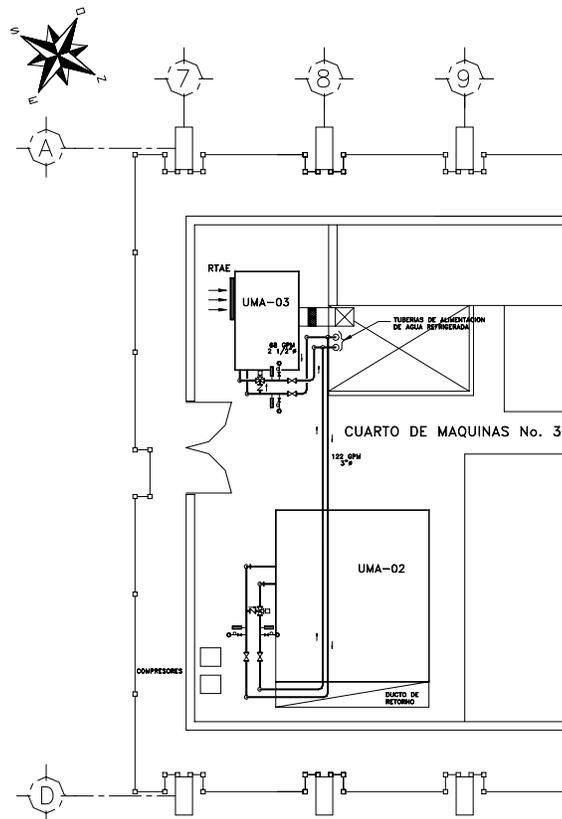


Figura 2.4 Cuarto de aire acondicionado 3

- f) 96 cajas de volumen variable, marca; Ethern-Krueger, modelo; LMH-II-S, diferentes tamaños, ubicadas entre plafón y losa, repartidas en los 11 pisos acondicionados, integradas con control tipo neumático, compuerta de control de flujo de aire y algunas de ellas cuentan con resistencias eléctricas a la descarga para calefacción, complementadas con termostato de cuarto de doble etapa. Su función es controlar el flujo de aire a cada local, de acuerdo a las variaciones de carga del local.

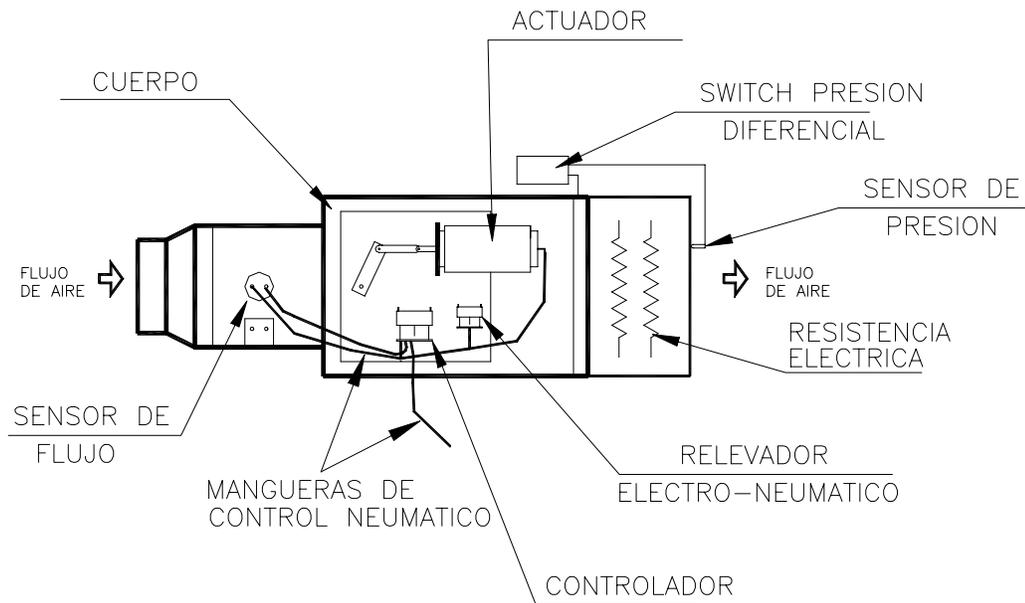


Figura 2.5 Caja de volumen variable existente

- g) Red de ductos para inyección y retorno de aire, fabricados de lámina galvanizada y recubiertos con aislamiento térmico, ubicados entre plafón y losa, van de las UMAs a los locales acondicionados. La distribución de aire en cada local se realiza con difusores rectangulares integrados con álabes de deflexión fija y el retorno con rejillas rectangulares de deflexión fija.
- h) Sistema de control tipo neumático, integrado por dos compresores centrífugos, ubicados en cuarto de aire acondicionado 3, ubicado en el treceavo nivel, donde se comprime, deshumidifica y filtra el aire de instrumentos para inyectarlo por una red de tubería hasta los controles neumáticos del sistema de aire acondicionado (termostatos, cajas, válvulas, etc.)
- i) Circuito hidráulico cerrado que distribuye el agua refrigerada de las BRA hasta los serpentines de enfriamiento de las UMAs, compuesto por tubería de acero al carbón cedula 40 y accesorios (válvulas, codos, manómetros, termómetros, etc.) recubiertas con aislamiento térmico a base de medias cañas de fibra de vidrio, con protección especial contra intemperie a base de una capa de lámina de aluminio.
- j) Tanque de expansión ubicado en el cuarto de aire acondicionado 3, cuya función es la de reponer el agua faltante en el circuito hidráulico.

- k) Tablero de control eléctrico en cada cuarto de aire acondicionado, en el cual se encuentran los arrancadores de cada equipo del sistema que ahí se encuentra.

2.4 SECUENCIA DE OPERACIÓN DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO

El sistema de aire acondicionado existente no cuenta con control automatizado, por tanto, el paro y arranque de los equipos se lleva a cabo de forma manual por el personal técnico del departamento de mantenimiento del IMP, bajo la siguiente secuencia:

Por la mañana se arranca manualmente la BRA, al existir flujo de agua, el interruptor de flujo ubicado en las tuberías lo censa y envía una señal para que arranquen las UEAs, existe flujo de agua en todo el circuito hidráulico. El operador del equipo fija la temperatura del agua refrigerada a la salida de las unidades enfriadoras, dependiendo de las condiciones climatológicas exteriores existentes en ese momento.

El operador arranca manualmente los compresores de aire para instrumentos del sistema de control neumático, entran en operación todos los elementos de control del sistema. El operador arranca manualmente las UMAs 1, 2 y 3, existe flujo de aire en los locales acondicionados, entran en operación las cajas de volumen variable, controladas por el termostato de cuarto de cada una, siguiendo la siguiente lógica;

Si el termostato de cuarto censa una temperatura mayor a la del punto de ajuste, envía una señal al controlador neumático de la CVV para abrir la compuerta y permitir mayor flujo de aire al local. Si el termostato de cuarto censa una temperatura menor o igual al punto de ajuste, envía una señal al controlador neumático de la CVV para cerrar la compuerta de la caja y disminuir el flujo de aire al local. Si la compuerta de la caja ha cerrado hasta un mínimo y no se ha alcanzado la temperatura del punto de ajuste, el termostato de cuarto envía una señal a la bobina para arrancar la resistencia eléctrica (calefacción), el proceso se repite de forma automática.

Para el control de flujo de agua en el serpentín de enfriamiento de las UMAs, existe un sensor de temperatura ubicado en el ducto de inyección, si el instrumento censa una temperatura del aire de inyección mayor al punto de ajuste, se envía una señal al motor proporcional de la válvula de 3 vías para abrir y permitir mayor flujo de agua refrigerada al serpentín, si el instrumento censa una temperatura del aire de inyección menor al punto de ajuste, se envía una señal al motor proporcional de la válvula de 3 vías para cerrar y recircular el flujo de agua refrigerada a la línea de retorno.

Para controlar la presión estática del sistema, se cuenta con un sensor de presión neumático ubicado en el ducto de inyección, este instrumento tiene la función de detectar los aumentos de presión estática del sistema, cuando esto ocurre envía una señal al controlador neumático de la compuerta de desfogue para abrirla y retirar el flujo de aire necesario para llegar a los niveles de presión estática deseados en el ducto de inyección. Una vez que la mayoría de las CVV abran su compuerta, la presión estática del ducto

disminuye, entonces el sensor lo detecta y envía una señal al controlador neumático de la compuerta de desfogue para cerrar y nivelar la presión estática en el ducto de inyección.

2.5 FORMULACION DEL PROBLEMA

Las actividades de eficiencia energética en edificios públicos en México se enmarcan paralelamente en un proceso de modernización administrativa del sector público y en el proceso de desarrollo institucional de la Comisión Nacional para el Ahorro de Energía (CONAE). Los programas de ahorro de energía orientados al sector público ofrecen un gran potencial para generar ahorros económicos y beneficios ambientales derivados del uso eficiente de la energía al ser éste uno de los mayores usuarios de energía en el país. Asimismo, las acciones de eficiencia energética realizadas en el sector público muchas veces impulsan acciones similares en el sector privado transformando los mercados de productos y servicios para una eficiencia energética.

Los primeros esfuerzos de ahorro de energía en el país tienen su origen a principios de los ochenta con el Programa Nacional para el uso Racional de la Energía Eléctrica (PRONUREE) con el que la Comisión Federal de Electricidad (CFE) buscaba diseminar información referente al ahorro de energía y las alternativas energéticas con las que contaban diferentes usuarios. Las actividades de dicho programa se redujeron a campañas escolares y domésticas así como seminarios y conferencias y aunque no se cuenta con resultados concretos, sentó las bases para los esfuerzos posteriores.

A principios de 1989, la administración federal entrante expone como prioridades la desregulación de la economía y la modernización del sector energético. En el ámbito institucional el PRONUREE se convierte en el Programa de Ahorro de Energía del Sector Eléctrico (PAESE) y se crea la CONAE. En 1990, con el fin de apoyar financieramente al PAESE, se crea el Fideicomiso para el Ahorro de Energía Eléctrica (Fide). La Conae se forma como órgano técnico de consulta. Las primeras actividades de la Conae se centran en la elaboración de auditorías energéticas en diversos sectores, contando para su operación con fondos que procedían principalmente de instituciones del sector energético como la Secretaría de Energía y Minas y Petróleos Mexicanos.

Siguiendo con estas recomendaciones oficiales, aunado a la descripción del sistema de aire acondicionado existente, es posible proporcionar recomendaciones para obtener ahorro de energía teórico en la operación del sistema. En este estudio se está considerando emplear los mismos equipos, para proporcionar confort durante las diferentes épocas del año de forma automática. Se debe tomar en cuenta que el sistema de aire acondicionado tiene una vida de funcionamiento de aproximadamente 15 años, tiempo en el cual ha contado con rutinas de mantenimiento preventivo de alta calidad por parte los técnicos del área de mantenimiento del IMP, además de que hace aproximadamente 4 años, se llevó a cabo un mantenimiento mayor en las UEAs, donde se cambiaron los 2 compresores de las 3 unidades.

Han existido remodelaciones arquitectónicas en los locales de los diferentes niveles del edificio administrativo del IMP, por tanto ha sido necesario modificar la distribución de aire, intentando cubrir las necesidades de confort empleando mayor consumo de energía, y con ello mayores costos de operación del sistema, por tanto se pretende llevar a cabo el siguiente procedimiento para cumplir con el objetivo de ahorro energético.

Es importante aclarar que el concepto del sistema de aire acondicionado de volumen de aire variable es apropiado para el uso que se le ha dado, puesto que el edificio cuenta con múltiples zonas con cargas variables de calor a lo largo del día. El sistema de aire acondicionado existente no cuenta con secuencia automática de control, por tanto, no se tiene control de paro y arranque de los equipos que conforman el sistema, tomando en consideración la variación de carga variable del edificio a lo largo del día en las diferentes épocas del año. El caudal de aire proporcionado por las UMAs es constante, debido a que no cuentan con dispositivo de control que varíe el caudal de acuerdo a las variaciones de carga del edificio.

Objetivo: Evaluar el ahorro de energía del sistema de aire acondicionado del edificio administrativo del Instituto Mexicano del Petróleo, México D. F. Proponer alternativas de modernización del sistema actual, cuantificando los posibles ahorros de energía, empleando los equipos existentes, para lo cual, debe llevarse a cabo un estimado de la carga térmica actual del edificio, considerando la distribución arquitectónica actual, la película reflejante colocados en las fachadas y la disminución de carga de alumbrado para determinar la carga térmica actual. Comparar dicha carga con la carga que proporcionan los equipos existentes. Una vez que se hayan obtenido los consumos eléctricos reales, con el análisis de resultados y con la aplicación de las alternativas propuestas, determinar los porcentajes de ahorro de energía y la reducción de costos de operación del sistema.

CAPITULO 3

MARCO TEÓRICO



CAPÍTULO 3

MARCO TEORICO

3.1 GENERALIDADES

Las leyes de la conservación de la masa, la energía y el momento, nos permiten cuantificar las interacciones de un sistema con sus alrededores. El balance general de energía, que considera al trabajo, la energía potencial, la energía cinética y a la entalpía, nos permite realizar un análisis más completo cuando se manejan fluidos. El equipo para el acondicionamiento de aire, transforma la energía cinética y las propiedades termodinámicas del aire para adecuarlas al confort requerido. La selección de un equipo de acondicionamiento de aire depende de los resultados del balance térmico, lo que proporciona la capacidad que manejará y de sus condiciones de operación.

3.2 TRANSFERENCIA DE CALOR

El calor es energía en tránsito debido a una diferencia de temperaturas. La energía térmica se transfiere por tres mecanismos de transferencia de calor: Conducción, Convección y Radiación. La transferencia de calor se encuentra entre un grupo de fenómenos de transporte de energía que incluyen transferencia de masa, transferencia momento (fricción de fluidos) y conducción eléctrica. Los fenómenos de transporte tienen ecuaciones similares, en las que el flujo es proporcional a una diferencia de potencial. En la transferencia de calor por conducción y convección, la diferencia potencial es la diferencia de temperaturas.

La conducción se lleva a cabo cuando existe un gradiente de temperatura en un medio estacionario. La convección es la transferencia de calor entre una superficie y un fluido en movimiento cuando están a diferentes temperaturas. La radiación térmica existe en todas las superficies con temperatura finita, las cuales emiten energía en forma de ondas electromagnéticas.

3.2.1 Conducción

La conducción es considerada como la transferencia de energía de las partículas más energéticas a las menos energéticas de una sustancia debido a su interacción. El mecanismo físico de conducción se explica considerando un gas en el que existe un

gradiente de temperatura, y suponiendo que no hay movimiento global. El gas puede ocupar el espacio entre dos superficies que se mantienen a diferentes temperaturas, figura 3.1. Se asocia la temperatura en cualquier punto con la energía de las moléculas del gas en la proximidad del punto. Esta energía está relacionada con el movimiento traslacional aleatorio, así como con los movimientos internos de rotación y vibración de las moléculas.

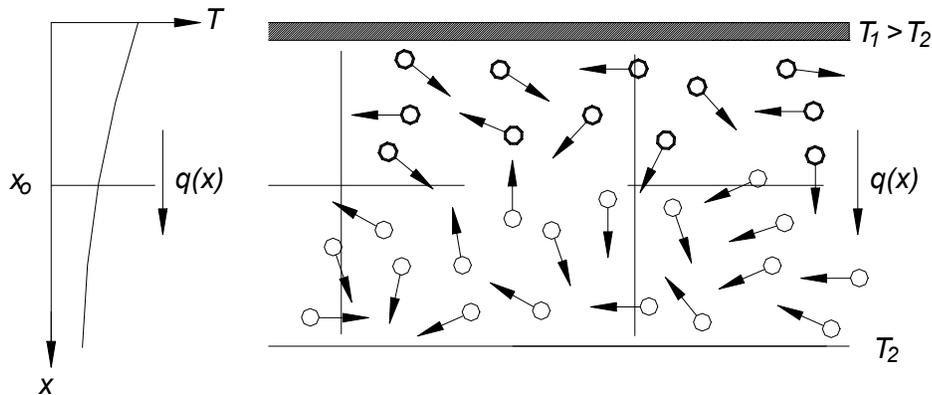


Figura 3.1 Transferencia de calor por conducción [12]

Las temperaturas más altas se asocian con las energías moleculares más altas y, cuando las moléculas vecinas chocan constantemente, ocurre una transferencia de energía de las moléculas más energéticas a las menos energéticas. En presencia de un gradiente de temperatura, la transferencia de energía por conducción ocurre en la dirección de la temperatura decreciente. Las moléculas, procedentes de arriba y abajo, cruzan constantemente el plano hipotético en x_0 gracias a su movimiento aleatorio. Sin embargo, las moléculas de arriba se asocian con una temperatura mayor que las de abajo, debe existir una transferencia neta de energía en la dirección positiva de x .

En un sólido, la conducción se atribuye a la actividad atómica en forma de vibraciones reticulares. El punto de vista moderno es atribuir la transferencia de energía a ondas reticulares inducidas por el movimiento atómico.

Es posible cuantificar los procesos de transferencia de calor por medio de modelos matemáticos apropiados. Estos modelos tienen la función de ayudar a cuantificar la cantidad de energía que se transfiere por unidad de tiempo. Para la conducción de calor, el modelo matemático se conoce como ley de Fourier. Para la pared plana unidimensional que se muestra en la figura 3.2, la cual tiene una distribución de temperatura $T(x)$, la ecuación o modelo se expresa como;

$$q_c = -K \frac{dT}{dx} \quad 3.1$$

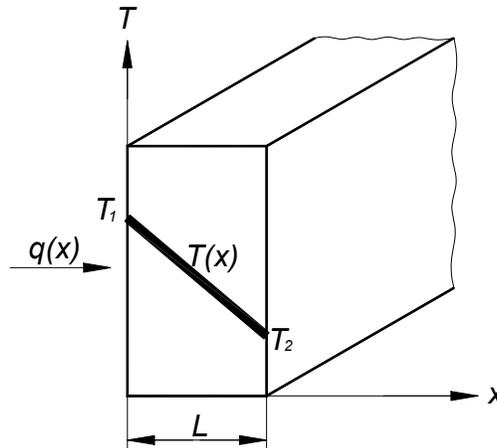


Figura 3.2 Transferencia unidimensional de calor por conducción [12]

El flujo de calor o transferencia de calor por unidad de área q_c [W/m²] es la velocidad con que se transfiere el calor en la dirección x por área unitaria perpendicular a la dirección de transferencia, y es proporcional al gradiente de temperatura, dT/dx en esta dirección. La constante de proporcionalidad, “K”, es una propiedad de transporte conocida como conductividad térmica [W / m K] y es una característica del material de los componentes de la pared y sus valores se presentan en la tabla 2 del apéndice, “Valores de comportamiento térmico de diversos materiales”. El signo negativo significa que el calor se transfiere en dirección decreciente de temperatura. En condiciones de estado estable que se muestran en la figura 3.2, donde la distribución de temperatura es lineal, el gradiente de temperatura se expresa como

$$\frac{dT}{dx} = \frac{T_2 - T_1}{L} \quad 3.2$$

y el flujo de calor entonces es;

$$q_c = -K \frac{T_2 - T_1}{L} ; \quad q_c = K \frac{T_1 - T_2}{L} ; \quad q_c = K \frac{\Delta T}{L} \quad [W / m^2] \quad 3.3$$

Esta ecuación proporciona el flujo de calor, es decir, la velocidad del calor transferido por unidad de área.

3.2.2 Convección

El modo de transferencia de calor por convección se compone de dos mecanismos. Además de la transferencia de energía debida al movimiento molecular aleatorio (difusión), la energía también se transfiere mediante el movimiento global o macroscópico del fluido. El movimiento del fluido se asocia con el hecho de que, en cualquier instante, grandes números de moléculas se mueven de forma colectiva. Tal movimiento, en presencia de un gradiente de temperatura, contribuye a la transferencia de calor. Como las moléculas mantienen su movimiento aleatorio, la transferencia total de calor se debe entonces a una

superposición de transporte de energía por el movimiento aleatorio de las moléculas y por el movimiento global del fluido.

Se presta especial interés en la transferencia de calor por convección que ocurre entre un fluido en movimiento y una superficie limitante con diferentes temperaturas. Si se considera el flujo del fluido sobre la superficie calentada de la figura 3.3. Una consecuencia de la interacción fluido-superficie es el desarrollo de una región en el fluido en la que la velocidad varía de cero en la superficie a un valor finito u_s asociado con el flujo. Esta región del fluido se conoce como capa límite hidrodinámica o de velocidad. Más aún, si las temperaturas de la superficie y del fluido difieren, habrá una región del fluido a través de la cual la temperatura varía de T_s , en $y = 0$ a T_∞ , en el flujo exterior. Esta región, denominada capa límite térmica, puede ser más pequeña, más grande o del mismo tamaño que aquella en la que varía la velocidad. En cualquier caso, si $T_s > T_\infty$, ocurrirá la transferencia de calor por convección entre la superficie y el flujo exterior.

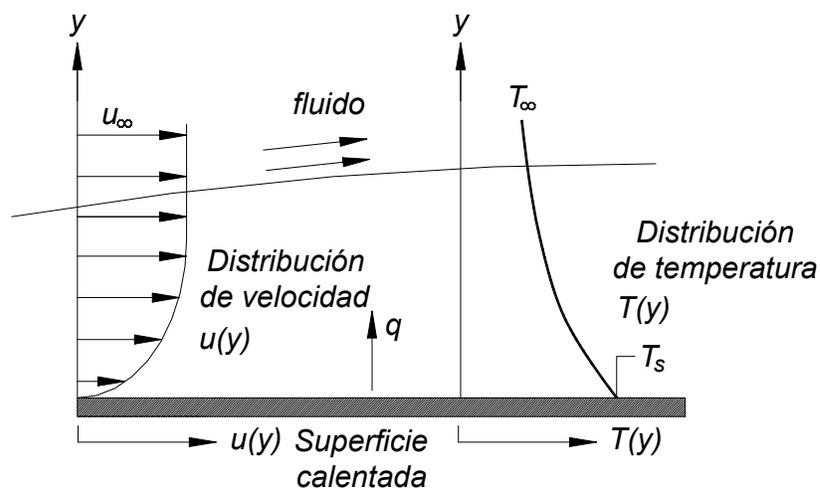


Figura 3.3 Desarrollo de la capa límite en la transferencia de calor por Convección
[Fuente; Fundamentos de transferencia de calor.-1999]

El modo de transferencia de calor por convección se sustenta tanto en el movimiento molecular aleatorio como en el movimiento volumétrico del fluido en la capa límite. La contribución debida al movimiento molecular aleatorio (difusión) domina cerca de la superficie donde la velocidad del fluido es baja. De hecho, en la interfaz entre la superficie y el fluido ($y = 0$), la velocidad del fluido es cero y el calor se transfiere sólo por este mecanismo. La contribución debida al movimiento volumétrico del fluido se origina del hecho de que la capa límite crece a medida que el flujo avanza en la dirección x . En efecto, el calor que se conduce en esta capa es arrastrado corriente abajo y finalmente se transfiere al fluido fuera de la capa límite.

La transferencia de calor por convección se clasifica de acuerdo con la naturaleza del flujo. Se habla de convección forzada cuando el flujo es causado por medios externos, como un ventilador, una bomba o vientos atmosféricos. En cambio, en la convección libre (o natural) el flujo es inducido por fuerzas de empuje que surgen a partir de diferencias de densidad ocasionadas por variaciones de temperatura en el fluido. El aire que hace

contacto con los componentes experimenta un aumento de temperatura y, en consecuencia, una reducción en su densidad. Como ahora es más ligero que el aire de los alrededores, las fuerzas de empuje inducen un movimiento vertical por el que el aire caliente que asciende es reemplazado por un flujo de entrada de aire ambiental más frío. Pueden existir las condiciones correspondientes a convección combinada; forzada y natural. Por ejemplo, si las velocidades asociadas con el flujo son pequeñas y/o las fuerzas de empuje son grandes, sería posible inducir un flujo secundario comparable al flujo forzado impuesto. El flujo de empuje inducido sería normal para el flujo forzado y tendría un efecto significativo sobre la transferencia de calor por convección a partir de los componentes. Sin importar la naturaleza particular del proceso de transferencia de calor por convección, el modelo matemático apropiado es;

$$q_{co} = h (T_s - T_{\infty}) \quad 3.4$$

donde q , es el flujo de calor por convección [W/m^2] y es proporcional a la diferencia entre las temperaturas de la superficie y del fluido, T_s y T_{∞} , respectivamente. Esta expresión se conoce como la Ley de Enfriamiento de Newton, y la constante de proporcionalidad h [$W / m^2 K$] se denomina coeficiente de transferencia de calor por convección. Éste depende de las condiciones en la capa límite, en las que influyen la geometría de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido. Cualquier estudio de convección se reduce finalmente a un estudio de los medios por los que es posible determinar h . Cuando se usa la ecuación 3.4, se supone que el flujo de calor por convección es positivo si el calor se transfiere desde la superficie ($T_s > T_{\infty}$) y negativo si el calor se transfiere hacia la superficie ($T_{\infty} > T_s$). Sin embargo, si $T_{\infty} > T$ no hay nada que nos impida expresar la ley de enfriamiento de Newton como:

$$q_{co} = h (T_{\infty} - T_s) \quad 3.5$$

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

3.2.3 Pared Compuesta

Los circuitos térmicos también sirven para sistemas más complejos, como las paredes compuestas, que es una de las principales aplicaciones es en el estimado de transferencia de calor por conducción-convección en los sistemas de aire acondicionado. Estas paredes incluyen cualquier número de resistencias térmicas en serie y en paralelo debido a las capas de diferentes materiales. Si se Considera la pared compuesta en serie de la figura 3.4. La transferencia unidimensional de calor para el sistema se expresa como:

$$q_c = q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,4}}{\sum R_t} \quad 3.6$$

$T_{\infty,1} - T_{\infty,4}$ Diferencia total de temperatura, incluye todas las resistencias térmicas

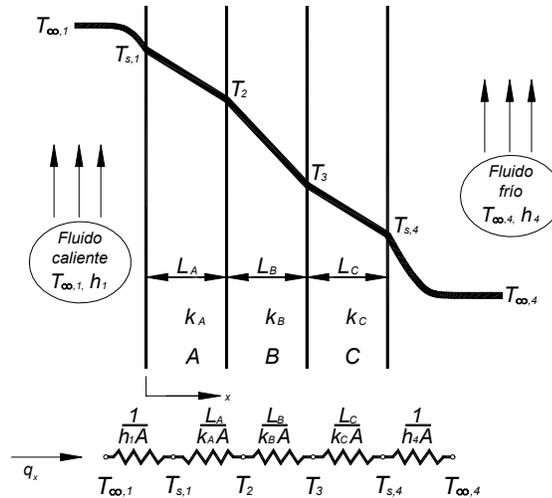


Figura 3.4 Circuito térmico equivalente para una pared compuesta en serie [12]

$$q_c = q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,4}}{\left[(1/h_1 A) + (L_A/k_A A) + (L_B/k_B A) + (L_C/k_C A) + (1/h_4 A) \right]} \quad 3.7$$

de manera alternativa, la transferencia de calor se relaciona con la diferencia de temperatura y la resistencia asociadas con cada elemento, o sea:

$$q_c = q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{s,1}}{(1/h_1 A)} = \frac{T_{s,1} - T_2}{(L_A/k_A A)} = \frac{T_2 - T_3}{(L_B/k_B A)} = \dots \quad 3.8$$

Con sistemas compuestos suele ser conveniente trabajar con un coeficiente global de transferencia de calor, “U”, que se define con una expresión análoga a la ley de enfriamiento de Newton. En consecuencia la ganancia de calor por conducción convección en W es:

$$q_c = q_x = U A \Delta T = U A (T_e - T_i) \quad 3.9$$

donde ΔT es la diferencia total de temperatura. El coeficiente global de transferencia de calor se relaciona con la resistencia térmica total y de las ecuaciones 3.1 y 3.9 se ve que:

$$U = \frac{1}{R_{tot}} \quad 3.10$$

De aquí, para la pared compuesta de la figura 3.4:

$$U = \frac{1}{R_{tot}} = \frac{1}{\left[(1/h_1) + (L_A/k_A) + (L_B/k_B) + (L_C/k_C) + (1/h_4) \right]} \quad 3.11$$

En general se puede escribir:

$$R_{tot} = \sum R_t = \frac{\Delta T}{q} = \frac{1}{U} \quad 3.12$$

Los valores de “k” dependen del tipo de material empleado en muros, pisos y azotea y sus valores se presentan en la tabla 2 del apéndice, “Valores de comportamiento térmico de diversos materiales”.

3.2.4 Radiación

La radiación térmica es la energía emitida por la materia que se encuentra a una temperatura finita. Esta radiación puede provenir de líquidos y gases. Sin importar la forma de la materia, la radiación se puede atribuir a cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas constitutivos. La energía del campo de radiación es transportada por ondas electromagnéticas. Mientras la transferencia de energía por conducción o por convección requiere la presencia de un medio material, la radiación no lo precisa. De hecho, la transferencia de calor por radiación ocurre más eficientemente en vacío.

Considere los procesos de transferencia de radiación para una superficie. La radiación que la superficie emite se origina a partir de la energía térmica de la materia limitada por la superficie, y la velocidad a la que libera energía por unidad de área [W / m²] se denomina la potencia emisiva superficial *E*. Hay un límite superior para la potencia emisiva, que es establecida por la ley de Stefan-Boltzmann

$$E_b = \sigma T_s^4 \quad 3.13$$

donde *T_s* es la temperatura absoluta [°K] de la superficie y *σ* es la constante de Stefan Boltzmann [*σ* = 5.67×10⁻⁸ W / m² K⁴]. Dicha superficie se llama radiador ideal o cuerpo negro. El flujo de calor emitido por una superficie real es menor que el de un cuerpo negro a la misma temperatura y está dado por

$$E = \varepsilon \sigma T_s^4 \quad 3.14$$

donde *ε* es una propiedad radiativa de la superficie denominada emisividad. Con valores en el rango $0 \leq \varepsilon \leq 1$, esta propiedad proporciona una medida de la eficiencia con que una superficie emite energía en relación con un cuerpo negro. Esto depende marcadamente del material de la superficie y del acabado.

La radiación también puede incidir sobre una superficie desde sus alrededores. La radiación se origina desde una fuente especial y una de las más importantes es la radiación solar. Sin tener en cuenta la fuente, se designa la velocidad a la que toda esa radiación incide sobre un área unitaria de la superficie como la irradiación *G*.

Una parte de la irradiación, o toda, tal vez sea absorbida por la superficie, y así se incrementaría la energía térmica del material. La velocidad a la que la energía radiante es absorbida por área superficial unitaria se evalúa a partir del conocimiento de una propiedad radiativa de la superficie denominada absorptividad α . Es decir,

$$G_{abs} = \alpha G \quad 3.15$$

donde $0 \leq \alpha \leq 1$. Si $\alpha < 1$ y la superficie es opaca, indica que partes de la irradiación se reflejan. Si la superficie es semitransparente, partes de la irradiación también se transmiten. Sin embargo, mientras la radiación absorbida y emitida aumenta y disminuye, respectivamente, la energía térmica de la materia, la radiación reflejada y transmitida no tiene ningún efecto sobre esta energía. Advierta que el valor de α depende de la naturaleza de la irradiación así como de la superficie misma.

3.2.4.1 Radiación solar

Para estimar la radiación solar máxima incidente en una localidad determinada se emplea el modelo desarrollado por Bird y Hulstrom, (también conocido como modelo "C" de Iqbal) que en la actualidad es considerado el modelo no espectral que mejor se ajusta a la radiación global recibida en una superficie.

El modelo se basa en identificar una serie de coeficientes de atenuación de la radiación extraterrestre, debida a los diferentes elementos que constituyen la atmósfera (polvo, gases, vapor de agua, ozono.), siendo a su vez función de la cantidad de aire atravesada en un cierto instante (depende de la hora solar, la altitud del lugar y día considerado).

La radiación incidente sobre una superficie se puede descomponer en dos términos, radiación directa (según los rayos solares) y radiación difusa (radiación incidente en cualquier orientación).

3.3 PROPIEDADES Y VARIABLES PSICROMETRICAS

El estudio detallado de las propiedades de la mezcla de aire seco y vapor de agua es de tal importancia que constituye una ciencia aparte, la psicrometría. La psicrometría se define como "aquella rama de la física relacionada con la medición o determinación de las condiciones de la mezcla de aire seco y vapor de agua", Las propiedades termodinámicas de la mezcla de aire seco y vapor de agua revisten gran interés en el estudio del aire acondicionado. El conocimiento de las condiciones de humedad y temperatura del aire es de gran importancia también en muchos otros aspectos de la actividad humana. La conservación de productos tales como frutas, hortalizas, huevos y carnes, en cámaras frigoríficas, depende en gran medida de mantener de la adecuada humedad relativa del ambiente.

Por sus dimensiones y por los procesos físico químicos que se produjeron, el planeta Tierra posee hoy una capa gaseosa que lo envuelve, aire atmosférico y que constituye la atmósfera de la Tierra y es esencial para las formas de vida.

El aire atmosférico se compone de una mezcla de gases, vapor de agua y una mezcla de contaminantes, tales como humo, polvo, y otros elementos gaseosos que no están presentes normalmente, en lugares distantes de las fuentes de contaminación. Por definición, existe aire seco cuando se ha extraído todo el vapor de agua y los contaminantes del aire atmosférico. Mediante extensas mediciones se ha demostrado que la composición del aire seco es relativamente constante, si bien el tiempo, la ubicación geográfica y la altura determinan pequeñas variaciones en la cantidad de componentes. La composición porcentual, en volumen o número de moles por 100 moles de aire seco, aparece en la siguiente tabla:

Nitrógeno	78.084 %
Oxígeno	20.9476 %
Argón	0.934 %
Dióxido de carbono	0.0344 %
Neón	0.001818%
Helio	0.0000524%
Metano	0.00015%
Dióxido de Sulfuro	0 a 0.0001%
Hidrógeno	0.00005%
kriptón, Xenon, ozono	0.0002%

La masa molecular aparente del aire seco es de 28,9645 kg mol y la del vapor de agua es de 18,1535 kg mol. El aire seco, normalmente tiene vapor de agua asociado, lo que da origen al que se denomina aire húmedo, que es una mezcla binaria de aire seco y vapor de agua. La cantidad de vapor presente en la mezcla puede variar entre cero y un valor correspondiente al estado de saturación. Esto corresponde a la cantidad máxima de vapor de agua que el aire puede soportar a una temperatura determinada.

3.3.1 Propiedades termodinámicas del aire húmedo

Hay diversas propiedades termodinámicas fundamentales ligadas a las propiedades del aire húmedo. Hay dos propiedades independientes, además de la presión atmosférica necesarias para establecer el estado termodinámica del aire húmedo. Tres propiedades se relacionan con la temperatura:

- temperatura de bulbo seco;
- temperatura termodinámica de bulbo húmedo;
- temperatura del punto de rocío.

Algunas propiedades termodinámicas caracterizan la cantidad de vapor de agua presente en el aire húmedo:

- presión de vapor;

- razón de humedad;
- humedad relativa;
- grado de saturación.

Otras propiedades de fundamental importancia, relacionadas con el volumen ocupado por el aire y con la energía del aire, respectivamente, son:

- el volumen específico,
- la entalpía.

3.3.1.1 Presión total.- (P_T)

Por tratarse de una mezcla de gases y según la ley de Dalton, la presión total será la suma de las presiones parciales del aire seco (considerando como único componente) y del vapor de agua (considerando asimismo como único componente), por tanto:

$$P_T = P_{as} + P_v \quad 3.16$$

3.3.1.2 Humedad específica o absoluta (W)

La humedad específica se define como la relación entre la masa de vapor de agua y la masa de aire seco en un volumen dado de mezcla.

$$W = m_v/M_{as} = M_v P_v / M_{as} P_{as}, \quad W = 0.62198 \frac{P_v}{P_T - P_v} \quad 3.17$$

3.3.1.3 Humedad Relativa.- (ϕ)

La humedad relativa del aire, se define como la razón entre la presión de vapor de agua en un momento dado (P_v) y la presión de vapor de agua cuando el aire está saturado de humedad (P_{vs}), a la misma temperatura. La humedad relativa se puede expresar como decimal o como porcentaje.

$$\phi = 100 \left(\frac{P_v}{P_{vs}} \right)_{T_s=cte} \quad [\%] \quad 3.18$$

3.3.1.4 Temperatura de bulbo seco.- (T_{bs})

Es la temperatura de bulbo seco, es la verdadera temperatura del aire húmedo, que se mide con un termómetro ordinario, es decir es la temperatura del aire seco y la del vapor de agua en [$^{\circ}$ C].

3.3.1.5 Temperatura de rocío.- (Tr)

La temperatura de punto de rocío, es la temperatura a la cual el aire húmedo no saturado se satura, es decir, cuando el vapor de agua comienza a condensarse, por un proceso de enfriamiento, mientras que la presión y la razón de humedad se mantienen constantes.

Para cada composición del aire húmedo, si se mantiene constante la presión parcial de vapor, existirá una temperatura en que se produzca la saturación del vapor de agua, dominándose a la misma; “temperatura de rocío” de ese aire. Sería por tanto la temperatura de una superficie que en contacto con el aire húmedo, se produjera sobre la misma la condensación del vapor de agua contenido en el aire.

Se trata pues de un proceso a presión parcial de vapor de agua constante. Haciendo uso de la definición de humedad específica, se puede decir:

$$T_r = \frac{35.85 \log P_v - 2148.496}{\log P_v - 10,2858} - 273.15 \quad [^\circ\text{C}] \quad 3.19$$

3.3.1.6 Entalpía del aire Húmedo.- (h)

La entalpía del aire húmedo, mezcla de aire seco y vapor de agua, es la energía del aire húmedo por unidad de masa de aire seco, por encima de una temperatura de referencia.

$$h = \frac{m_{as} H_{as} + m_v H_v}{m_{as}} = H_{as} + W H_v = C p_{as} T_s + W (C_f + C p_v T_s) =$$

$$h = T_s + W(2,501 + 1,805 T_s) \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{as}} \right] \quad 3.20$$

3.3.1.7 Temperatura de bulbo húmedo.- (Th)

La temperatura termodinámica de bulbo húmedo, es la temperatura de equilibrio que se alcanza cuando la mezcla de aire seco y vapor de agua al pasar por un proceso de enfriamiento adiabático hasta llegar a la saturación, es medida con un termómetro cuyo bulbo sensor está en contacto con el agua mediante una mecha, conocido como termómetro de bulbo húmedo.

3.3.1.8 Volumen específico del aire húmedo.- (v)

El volumen específico del aire húmedo, se define como el volumen que ocupa la mezcla de aire seco y vapor de agua por unidad de masa de aire seco. La masa específica del aire húmedo no es igual al recíproco de su volumen específico. La masa específica del aire húmedo es la relación entre la masa total de la mezcla y el volumen que ella ocupa.

$$v_e = \frac{V}{m_{as}} = \frac{RT_s}{M_{as}P_{as}} = \frac{8314,4T_s}{28,96P_{as}} = 287 \frac{T_s}{P_T - P_v} \quad 3.21$$

Todas las variables psicrométricas definidas anteriormente pueden representarse en la carta psicrométrica, el cual se muestra en la Gráfica 3 del apéndice,

3.3.2 Carta psicrométrica

Las propiedades termodinámicas de la mezcla de aire seco y vapor de agua que constituyen el aire húmedo (atmosférico), se pueden presentar adecuadamente de forma gráfica en la carta psicrométrica, que se genera en base a las ecuaciones anteriormente mencionadas y según una presión atmosférica determinada, aunque suele haber curvas de corrección para otras presiones. Hay diferentes cartas psicrométricas que se diferencian por la presión barométrica, la banda de temperaturas, número de propiedades comprendidas, elección de las coordenadas y temperatura de referencia para la entalpía.

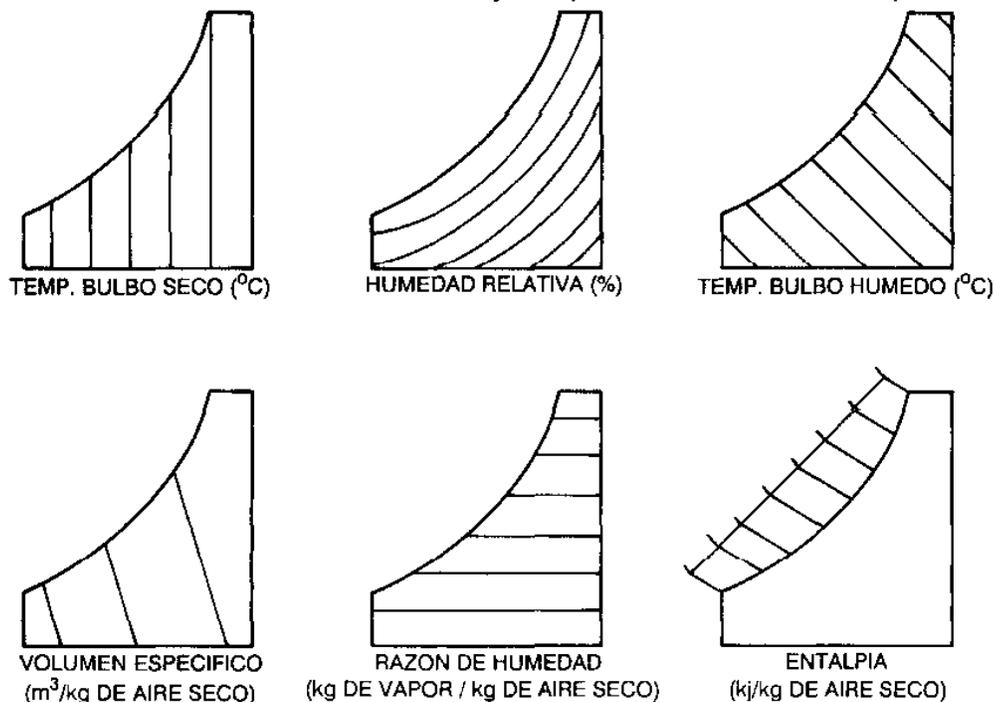


Figura 3.5 Propiedades termodinámicas representadas en la carta psicrométrica

Una vez elegidas las coordenadas de la carta psicrométrica, las demás propiedades aparecen como parámetros. Dos propiedades independientes cualesquiera, incluso la temperatura de bulbo húmedo, fijan el estado de la mezcla. La Figura 3.5 muestra en forma esquemática las líneas que representan las propiedades termodinámicas del aire húmedo en la carta psicrométrica.

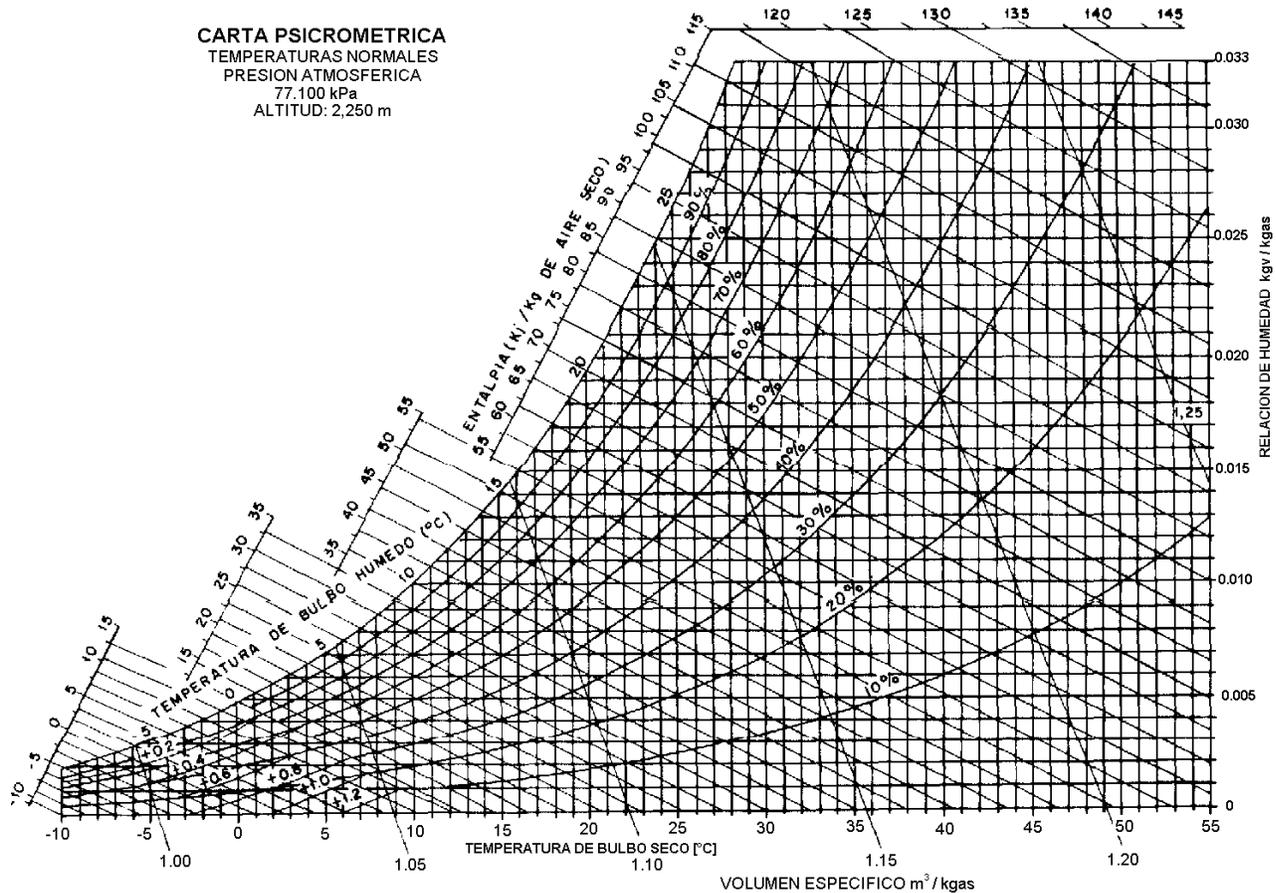


Figura 3.6 Carta Psicrométrica para la altura de la Ciudad de México

3.4 TRANSFORMACIONES PSICROMETRICAS

Para poder acondicionar un determinado flujo de aire húmedo se debe ser capaces de modificar tanto su temperatura como su humedad, es por ello que se analiza en detalle las transformaciones básicas que se pueden realizar sobre el mismo. Estas son: mezclar dos corrientes de aire en distintas condiciones, impulsar el paso del aire a través de superficies que se encuentran a diferente temperatura, impulsar el aire a través de cortinas de agua o superficies humedecidas a distinta temperatura, añadir vapor de agua, y finalmente hacer pasar el aire a través de deshidratadores químicos. El desarrollo gráfico se realiza sobre la carta psicrométrica, mostrada en el apéndice.

3.4.1 Mezcla de dos corrientes de aire húmedo

Esta situación se presenta frecuentemente en los sistemas de aire acondicionado de aire en las denominadas cajas de mezcla, en las cuales se mezclan dos corrientes de aire, una exterior (normalmente a las condiciones del ambiente exterior) y otra de recirculación (a las condiciones del ambiente interior del local).

Se suponen dos corrientes de aire húmedo en condiciones "1" y "2" que producen una corriente "3" a determinar. Evidentemente se debe conocer las masas de aire seco que circulan por las corrientes "1" y "2". Aplicando la ley de conservación de masas y de energía:

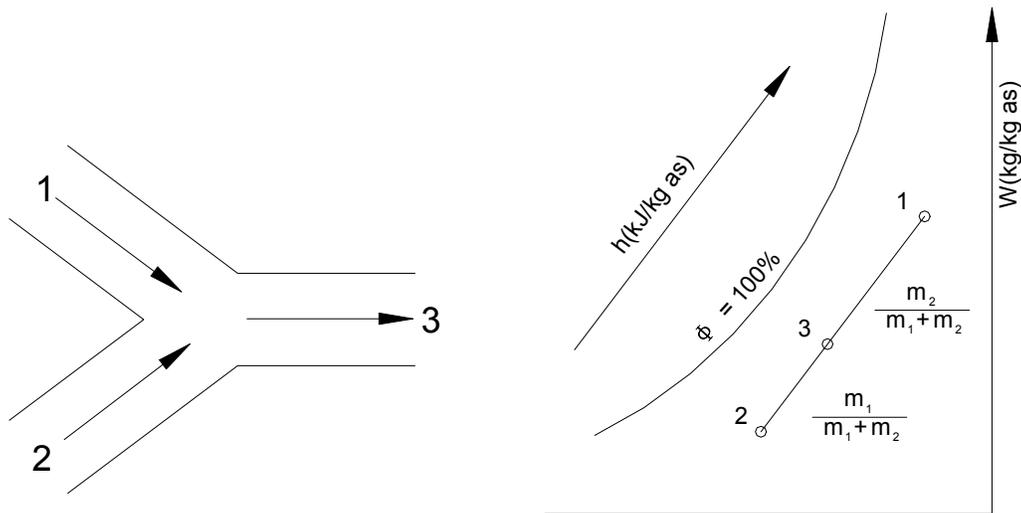


Figura 3.7 Mezcla de corrientes de aire húmedo en la carta psicrométrica [3]

Balance de aire seco (dos corrientes de masa m a la entrada y una de salida)

$$m_1 + m_2 = m_3 \quad [\text{kg} / \text{s}] \quad 3.22$$

Balance de agua (únicamente corrientes en forma de aire húmedo considerando la humedad específica en $[\text{kg} / \text{kg}_{\text{as}}]$):

$$m_1 W_1 + m_2 W_2 = m_3 W_3 \quad 3.23$$

Balance de energía (no se intercambio calor con el exterior y considerando la entalpía de la corriente en $\text{kJ} / \text{kg}_{\text{as}}$. $Q = 0$):

$$m_1 h_1 + m_2 h_2 = m_3 h_3$$

Despejando de las anteriores ecuaciones la humedad específica y la entalpía de mezcla

$$W_3 = \frac{m_1 W_1 + m_2 W_2}{m_1 + m_2} \quad 3.24$$

$$h_3 = \frac{m_1 h_1 + m_2 h_2}{m_1 + m_2} \quad 3.25$$

conocidas como regla de la palanca. Al poderse aplicar la regla de la palanca en entalpías y humedades específicas y al poseer los diagramas psicrométricos dichas variables como ejes, los tres puntos se encontrarán situados sobre una recta "1", "2" Y "3", estando el punto de mezcla "3" entre los puntos anteriores ya una distancia $m_1/(m_1+m_2)$ del punto "2" y a $m_2/(m_1+m_2)$ del punto "1" figura 3.7. En cuanto a temperaturas también es válida la regla de la palanca.

3.4.2 Calor sensible y calor latente de una transformación

La cantidad de calor total por unidad de tiempo transferido al aire húmedo en cualquier transformación, se puede obtener por la expresión:

$$Q_T = m_1(h_2 - h_1) = \sum_{\text{entrada}} m_{vi} h_{vi} + Q - \sum_{\text{salida}} m_{vi} h_{vi} \quad 3.26$$

o en función de las temperaturas y humedades específicas:

$$Q_T = m_1(Cp_{as} T_{s2} + W_2(C_f + Cp_v T_{s2})) - Cp_{as} T_{s1} - W_1(C_f + Cp_v T_{s1}) \quad 3.27$$

el cual se puede separar en :

$$Q_T = Q_{sens} + Q_{lat} = m_1(h_2 - h_1), \text{ siendo;} \quad 3.28$$

$$Q_{sens} = m_1(T_{s2} - T_{s1})(Cp_{as} + W_2 Cp_v) \quad 3.29$$

$$Q_{lat} = m_1(W_2 - W_1)(C_f + Cp_v T_{s1}) \quad 3.30$$

Conocidos como calor sensible y calor latente respectivamente, siendo el calor sensible aquel que se emplea en alterar la temperatura del aire seco y vapor de agua que queda en el aire y el calor latente aquel que se dedica a modificar el contenido de vapor de agua del aire húmedo. En función del volumen de aire manejado:

$$Q_T = Q_{sens} + Q_{lat} = V_1(h_2 - h_1) / ve_1 \quad 3.31$$

$$Q_{sens} = V_1(T_{s2} - T_{s1})(Cp_{as} + W_2 Cp_v) / ve_1 \quad 3.32$$

$$Q_{lat} = V_1(W_2 - W_1)(C_f + C_{p_v}T_{s1})/ve_1 \quad 3.33$$

Las anteriores ecuaciones se suelen aproximar con los valores medios:

$$ve_1 = 0.833 \text{ [m}^3/\text{kg}_{as}]$$

$$C_{p_{as}} + W_2C_{p_v} \approx C_{p_{as}}$$

$$C_f + C_{p_v}T_{s1} \approx C_f$$

$$Q_T = 1200V_1(h_2 - h_1) \quad 3.34$$

$$Q_{sens} = 1200V_1(T_{s2} - T_{s1})C_{p_{as}} \quad 3.35$$

$$Q_{lat} = 3002400V_1(W_2 - W_1) \quad 3.36$$

$$Q = [\text{W}], \quad V = [\text{m}^3/\text{s}], \quad T_s = [^\circ\text{C}], \quad W = [\text{kg}/\text{kg}_{as}], \quad h = [\text{kJ}/\text{kg}_{as}]$$

3.4.3 Factor de calor sensible (FCS)

El factor de calor sensible (FCS) de una transformación se define como el cociente entre el calor sensible respecto al calor total transferido al aire, es decir:

$$FCS = \frac{Q_s}{Q_T} = \frac{m_1(T_{s2} - T_{s1})(C_{p_{as}} + W_2C_{p_v})}{m_1(h_2 - h_1)} \quad 3.37$$

otra expresión del mismo factor se obtiene mediante:

$$FCS = \frac{Q_{sens}}{Q_T} = \frac{Q_T - Q_{lat}}{Q_T} = 1 - \frac{(W_2 - W_1)(C_f + C_{p_v}T_{s1})}{(h_2 - h_1)} \quad 3.38$$

De dicho factor de calor sensible se puede destacar:

1. No depende del caudal de aire seco tratado.
2. No depende prácticamente de las condiciones del aire a la entrada, ya que aunque en su definición aparece T_{s1} , el factor multiplicativo (1.805) es muy pequeño frente al valor asociativo (2501), por lo que a nivel práctico no influye sobre el valor final de FCS. Tomando para T_{s1} un valor intermedio de 22°C:
3. En un local se estima tanto el calor sensible como el calor total del mismo (cálculo de cargas), por lo que es fácil establecer su factor de calor sensible.

4. Es un factor adimensional, por lo cual es independiente de las unidades utilizadas.

En la carta psicrométrica se encuentra representado el factor de calor sensible (únicamente del rango de 0 a 1).

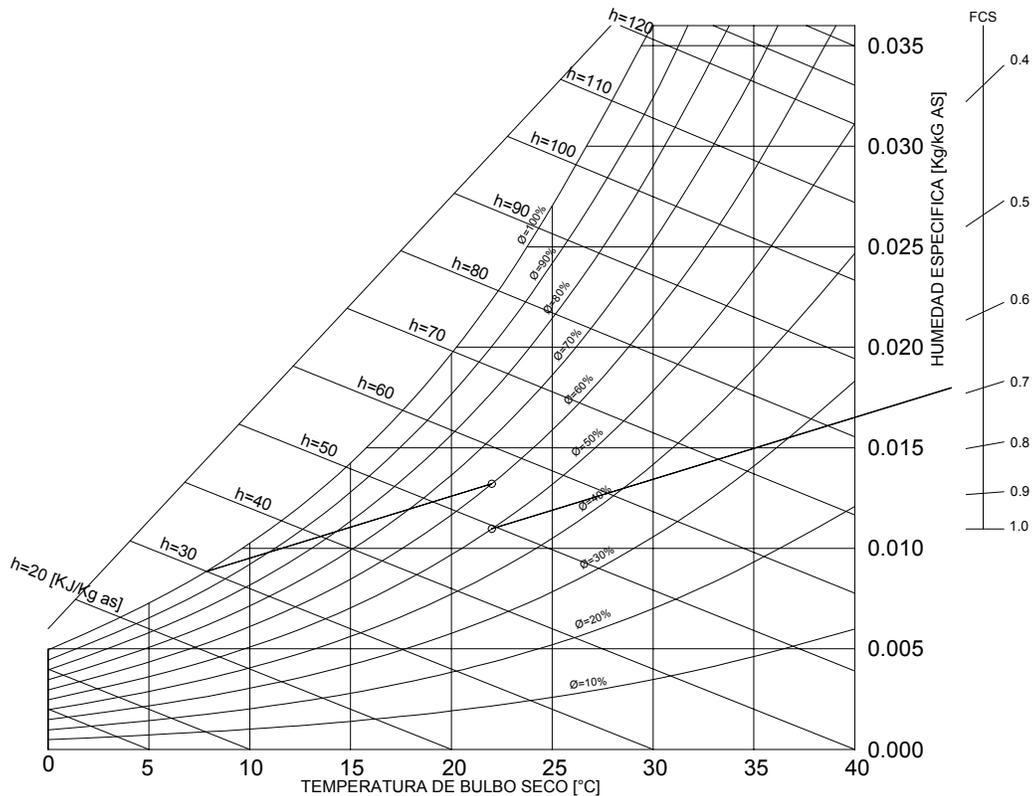


Figura 3.8 Representación gráfica del factor de calor sensible [3]

Para obtener la recta de maniobra mediante la utilización del factor de calor sensible, se debe trazar una recta entre el factor de calor sensible del local (escala superior derecha del diagrama) y el punto sobre el que se ha construido dicha escala (en el diagrama 22°C y 50%), posteriormente y trazando una paralela a dicha recta pero haciéndola pasar por las condiciones de entrada (salida) se obtendrá el lugar geométrico donde se encontrará la salida (entrada) del equipo o local.

3.5 ESTIMADO DE LA CARGA TERMICA DE ENFRIAMIENTO

Aire acondicionado se define como el control de temperatura, humedad, distribución y pureza. El objeto es procurar la comodidad de los ocupantes de residencias, teatros, escuelas, edificios de oficinas, etc., o bien, en la industria, mantener productos alimenticios, productos químicos, etc, a muy bajas temperaturas. Para el estudio del aire acondicionado, es necesario el estimado de la carga térmica.

La carga térmica de un local es la potencia de refrigeración o calentamiento que requiere la instalación en un determinado instante, para mantener las condiciones de confort internas. En la actualidad existen diferentes compañías comerciales que han desarrollado sus propios procedimientos de cálculo para determinar la carga térmica de uno o varios locales acondicionados para diferentes aplicaciones. Estos procedimientos se han desarrollado para emplearse en computadoras personales. El procedimiento de cálculo desarrollado en este trabajo, incluye la información básica empleada en los procedimientos antes mencionados.

Es fundamental llevar a cabo el estimado de carga térmica de enfriamiento y calefacción de los locales de un edificio. Para realizar estos estimados, con la mayor exactitud posible es necesario contar con las siguientes condiciones:

- Datos climatológicos del lugar.
- La característica de la edificación, dimensiones físicas.
- La orientación del edificio, la dirección de las paredes del espacio a acondicionar.
- Día y hora de la radiación máxima.
- Espesor y características de los aislamientos, cuando existan.
- Las sombras en cristales al exterior.
- Concentración de personal en el local.
- Las fuentes de calor internas por alumbrado y equipo eléctrico.
- La cantidad de ventilación requerida.

Las variables que afectan el cálculo de cargas térmicas son numerosas, frecuentemente difíciles para definir en forma precisa. Muchas variables de cargas de enfriamiento cambian extensamente en magnitud durante un período de 24 horas. Los cambios de estas variables pueden producirse en momentos diferentes, por ello deben analizarse detalladamente para determinar la carga de enfriamiento necesaria para un determinado momento en zonas diferentes.

Las ganancias de calor que determinan la carga térmica y que deben evaluarse en cada estimado, son; cargas internas y externas. Las cargas externas dependen del lugar, orientación y materiales de construcción y son; ganancias de calor por radiación solar, conducción y convección de calor a través de cristales, paredes y techos al exterior. Las cargas internas son; el calor generado en el local por personas, alumbrado, equipos eléctricos y dependiendo de la aplicación, maquinas y equipos de cómputo. Además se tienen las cargas debidas a la ventilación e infiltración de aire.

3.5.1 Condiciones de diseño exteriores

Las condiciones termodinámicas exteriores de cada ciudad, vienen determinadas por la temperatura de bulbo seco y la temperatura de bulbo húmedo exterior. Estos datos pueden obtenerse de la tabla 1 del apéndice, dependiendo de la ciudad de que se trate. Las condiciones termodinámicas restantes, humedad específica, humedad relativa, temperatura de rocío, entalpía y volumen específico, se obtienen de la carta psicrométrica

de cada ciudad en particular, ya que cada carta se construye dependiendo de la presión barométrica. En el apéndice se cuenta con la carta psicrométrica de la Ciudad de México (gráfica 3).

3.5.2 Condiciones de diseño interiores

El hombre siempre ha deseado crear un ambiente térmico cómodo. Esto se refleja en la arquitectura tradicional de todo el mundo, desde la historia antigua hasta el presente. Actualmente, la creación de un ambiente térmico cómodo es uno de los parámetros más importantes que se consideran cuando se proyectan edificios. La comodidad térmica o confort se define como "aquella condición mental que expresa satisfacción con el ambiente térmico". Esta definición puede satisfacer a la mayoría de la gente, pero también es una definición que no es fácil de convertir en parámetros físicos.

Para determinar las condiciones interiores de confort de los locales acondicionados se considera la tabla de confort de las normas ASHRAE y normas nacionales AMERIC AC. En la figura 3.9 se muestra en la carta psicrométrica, las áreas recomendables de confort humano para verano e invierno. Para obtener la temperatura de bulbo seco interior, se cuenta con la gráfica 2 del apéndice, donde se encuentra una relación matemática, con la cual se obtiene dicha temperatura para verano en función de la temperatura de diseño exterior,

$$T_i = 20 + 0.1 T_e \tag{3.39}$$

T_i	Temperatura de bulbo seco interior	[°C]
T_e	Temperatura exterior	[°C]

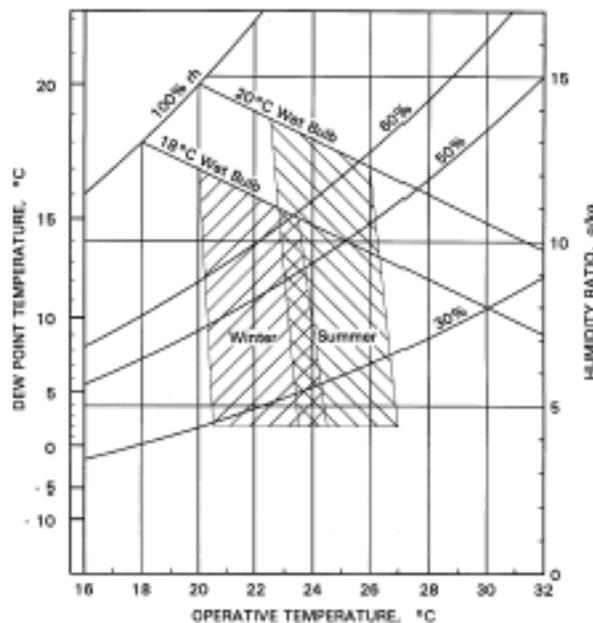


Figura 3.9 Zonas de confort para verano e invierno ASHRAE [7]

Asimismo, la humedad relativa se determina por las reacciones de las personas, que son las siguientes: Con humedad relativa inferior de 30% se presentan dificultades respiratorias por la gran resequedad producida en las vías respiratorias. Los intercambios de calor por sudoración se ven disminuidos fuertemente en ambientes cuya humedad relativa supera el 70%. El aumento desmesurado de la humedad relativa en el ambiente interior de los locales incide en una disminución del efecto olfativo de la persona. Los razonamientos anteriores marcan el rango de humedades relativas entre el 30% y 70%, siendo el valor promedio medio y aceptable desde el punto de vista de la figura 3.9 para confort del 50%.

Contando entonces con las condiciones termodinámicas del aire del exterior e interior, se pueden obtener las variables psicrométricas restantes de la carta psicrométrica de la ciudad en estudio, para éste trabajo se cuenta con la carta a la altura y presión barométrica de la Ciudad de México que se encuentra en el apéndice. [1, 4, 5]

3.5.3 Cálculo de los coeficientes globales de transferencia de calor

Para el estimado de las ganancias de calor por conducción y convección, es necesario calcular los coeficientes globales de transferencia de calor en los elementos de muro, cristales y techo. Los valores de conductancia térmica y resistencias térmicas de los materiales en estudio se obtienen de la tabla 2 del apéndice “Valores de comportamiento térmico en diversos materiales” [1, 4]. El coeficiente global de transferencia de calor se relaciona con la resistencia térmica total y por definición se tiene que:

$$U = \frac{1}{R_{tot}}, \text{ entonces, } U = \frac{1}{R_{tot}} = \frac{1}{\left[(1/h_1) + (L_A/k_A) + (L_B/k_B) + (L_C/k_C) + (1/h_4) \right]} \quad 3.40$$

3.5.4 Ganancias de calor por conducción y convección

Las dimensiones y orientación necesarias para calcular la superficie de cada uno de los elementos del edificio donde existe transferencia de calor, se obtienen de los planos arquitectónicos que deben acompañar el proyecto. La ganancia de calor por conducción y convección a través de muros y cristales al exterior e interior de un edificio se calculan con la expresión siguiente,

$$Q_c = UA\Delta T$$

3.5.5 Ganancias de calor por radiación

Debido a la arquitectura del edificio, y que las ganancias de calor por radiación son las más importantes en el estimado de la carga total y la que nos dará la pauta de la variación diaria de carga térmica del edificio, es importante hacer un estudio cuidadoso de éstas

cargas. La forma para calcular las ganancias de calor debidas a la radiación solar a través de cristales, muros y techo se emplea el método Carrier.

3.5.5.1 Ganancias de calor por radiación en cristales.

Para calcular estas ganancias, debe considerarse orientación, características del cristal y tipo de sombras interiores (cortinas, persianas) tipo, orientación y dimensiones de los alerones (cuando existan) y que generan sombra en las fachadas, elementos adicionales en cristales como película reflejante. El intercambio de energía que se presenta en una superficie acristalada está constituida por dos fenómenos independientes que producen carga sensible. La transferencia de calor por conducción convección y la transferencia de radiación solar incidente.

$$q_{sen} = A (q_{ce} + q_{rs}) \quad 3.41$$

q_{ce} = Flujo De calor por conducción convección [W/m²]

q_{rs} = Flujo De calor por radiación solar [W/m²]

A = Area de la superficie acristalada [m²]

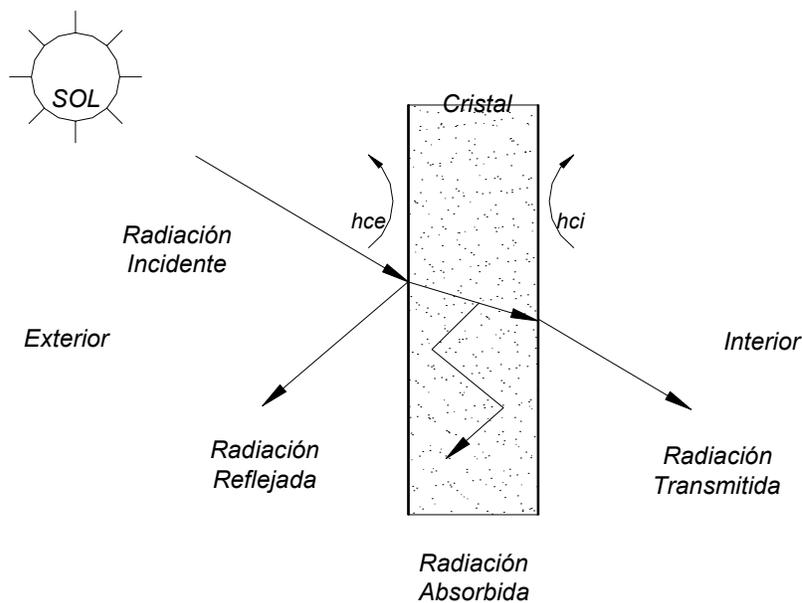


Figura 3.10 Intercambio de calor en el cristal [4]

El calor del sol que recibe la tierra, varía de 1,309 W/m² (415 Btu/h ft²) a 1,404 W/m² (445 Btu/h-ft²). La cantidad que llega a la superficie terrestre se reduce considerablemente por dispersión o reflexión al espacio y por absorción de la atmósfera. El calor del sol que incide directamente en la superficie de la tierra a través de la atmósfera se conoce como radiación directa, y el calor que se disipa debido a la reflexión que se produce en las partículas de vapor de agua, de ozono o de polvo atmosférico y que se reparte de una manera sensiblemente uniforme por la superficie de la tierra se llama radiación difusa.

Transferencia de calor por conducción convección.- El cristal prácticamente es un material importante, su inercia térmica puede considerarse despreciable. Algunos autores consideran la inercia térmica y enfocan el problema por medio de temperatura equivalente, como en el caso de muros y techo, aunque las diferencias son mínimas. El flujo de calor por conducción convección se estima por medio de la ecuación 3.9,

$$Q_{ce} = U A (T_e - T_i) \quad 3.42$$

La tabla 5 del apéndice “Aportaciones solares a través de cristales”, proporciona las ganancias de calor por radiación a la latitud de la Ciudad de México, para cada mes y hora del día. Estos valores comprenden la radiación directa y la radiación difusa como el porcentaje de calor absorbido por el cristal y absorbido por el local. Las tablas no incluyen la ganancia de calor por conducción ni convección debido a la diferencia de temperaturas entre el interior y el exterior del local, esta debe evaluarse por separado.

Para determinar el coeficiente por tipo de cristal, se debe consultar la tabla 8 del apéndice “Factores totales de ganancia solar a través de cristal”, que proporciona los valores correspondientes a distintos tipos de cristal.

$$Q_{rs} = A AS F_{tgs} \quad 3.43$$

Q_{rs}	Ganancia de calor por radiación	[W]
A	Área de transferencia de calor	[m ²]
AS	Aportaciones solares a través del cristal	[W/m ²]
F_{tgs}	Factor total de ganancia solar a través del cristal	[Adim.]

Los valores de las tablas se han determinado de acuerdo con la siguiente hipótesis:

1. Una superficie acristalada igual al 85% de la sección de la abertura en la pared, de forma que el 15% representa el marco. Esta es la proporción normal para marcos de madera. Si éstos fueran metálicos, se considera como superficie acristalada el 100% del área del hueco en pared. En efecto la conductibilidad del marco metálico es muy elevada y el calor solar absorbido por éste se transmite casi instantáneamente.
2. Atmósfera limpia.
3. Altitud, 0 metros.
4. Punto de rocío (PR) de 19.5°C al nivel del mar ($T_{bs}=35^{\circ}\text{C}$ y $T_{bh}=24^{\circ}\text{C}$), lo que corresponde a una altura de 4 centímetros de vapor condensable; se entiende por vapor condensable la cantidad de vapor de agua contenido en una columna de aire que se eleva desde el nivel del mar hasta el límite de la atmósfera.

Si éstas hipótesis no corresponden a las condiciones del proyecto, habrá que utilizar los coeficientes de corrección correspondientes.

Los cristales especiales absorben una fracción más importante de la radiación solar, porque pueden ser más gruesos o porque pueden haber sido tratados con el objeto de aumentar su coeficiente de absorción. Para determinar el coeficiente de para determinado

tipo de cristal, se presenta la tabla 8 “Factores totales de ganancia solar a través de vidrio” del apéndice, que proporciona los diferentes coeficientes correspondientes a distintos tipos de vidrio para un ángulo de incidencia de 30°.

La eficacia de una persiana depende de su capacidad para impedir que el calor solar penetre en un local. Todas las persianas absorben y reflejan la mayor parte del calor solar y no permiten más que ganancias débiles por insolación directa. Las persianas exteriores son más eficaces porque, por una parte, el calor reflejado es devuelto antes de penetrar en el local, y, por otra parte, el calor absorbido se disipa en el exterior. Cuando las persianas son interiores, el calor absorbido se disipa en el interior del local acondicionado y parte del calor reflejado es absorbido a su paso a través del cristal (ver tabla anexa), que proporciona los diferentes coeficientes que corresponden a varios tipos de cristales. [2, 5]

3.5.5.2 Ganancias de calor por radiación en muros y techo.

El análisis de las ganancias de calor por radiación en muros y techo es similar al de conducción y convección, con la diferencia que se emplea la diferencia de temperatura equivalente ΔT_{eq} , Indicadas en la tabla 6 del apéndice “Diferencias de Temperaturas Solares para Muros y Azoteas”. [5]

$$Q_r = U A \Delta T_{eq} \quad 3.44$$

Q_r	Ganancia de calor por radiación	[W]
U	Coficiente global de transferencia de calor	[W/m ² °C]
A	Area de transferencia de calor	[m ²]
ΔT_{eq}	Diferencia de temperatura equivalente	[°C]

Finalmente, se hace la suma total de las ganancias de calor por muros, cristales y techo en las diferentes fechas del año y a diferentes horas del día, de esta nueva tabla, se puede determinar la fecha, y hora en que se presenta la carga máxima de calor por radiación anual por cristales, muros y techo:

3.5.6 Ganancias de calor por personas

La ganancia de calor por personas comprende el calor sensible y el calor latente que resulta debido a la transpiración natural del ser humano. Algo del calor sensible se puede absorber por el efecto de almacenamiento de calor pero no el calor latente.

El cuerpo humano a causa de su metabolismo, genera calor en su interior y lo cede por radiación, convección y evaporación. La evaporación se lleva a cabo desde la superficie del cuerpo (piel) hasta el medio ambiente que lo rodea, por convección y evaporación el calor se transfiere a través del sistema respiratorio. La cantidad de calor generado y disipado por las personas, depende principalmente de la temperatura ambiente y del grado de actividad de las personas, edad y sexo.

Las ganancias de calor por personas depende principalmente de su actividad física. La Tabla 3 “Calor generada por las personas” del apéndice proporciona los valores para algunas actividades típicas. De esta, tabla, dependiendo de la temperatura del local acondicionado y la actividad realizada.

3.5.7 Ganancias de calor por alumbrado

Estas fuentes de calor tienen la función de proporcionar la iluminación requerida en los locales interiores de acuerdo al uso. Para ello se emplean diferentes y muy variadas formas de luminarias, por lo que es conveniente conocer sus Características puesto que toda la energía de iluminación se convierte en calor que es transferido al medio ambiente que lo rodea y debe considerarse en el estimado de la carga térmica para enfriamiento.

El calor es emitido al local acondicionado por convección, conducción y radiación. En las lámparas que cuentan con alumbrado fluorescentes un 25% de la energía absorbida se transforma en luz, un 50% se disipa por conducción y convección y el otro 25% del calor emitido por radiación es absorbido por los materiales de las paredes que rodean al local.

También se deben tomar en cuenta las ganancias de calor del transformador (balastra). El valor recomendado por los manuales de aire acondicionado es del 25% de la potencia de las lámparas.

3.8.8 Ganancias de calor por equipo eléctrico

La ganancia de calor debida a los equipos eléctricos ubicados dentro de los locales acondicionados puede calcularse consultando directamente al fabricante o de los datos de placa.

En la mayoría de los locales acondicionados, se cuenta con equipos que generan calor, éstos dependerán fundamentalmente del uso del local acondicionado, por ejemplo, para oficinas es común encontrar fax, computadoras personales, impresoras, calentadores y enfriadores de agua eléctricos, cafeteras eléctricas, refrigeradores y copiadoras entre otros. Para una sala de juntas, se debe considerar equipo audiovisual como, proyector de cuerpos opacos, proyector de acetatos, proyector de diapositivas, proyector tipo cañón, computadora personal, equipos de cine, videocasetera y televisor entre otros.

Algunos equipos como las cafeteras eléctricas producen calor sensible y calor latente. En la tabla A del apéndice, se muestran las ganancias de calor para los aparatos típicos en las oficinas.

3.5.9 Resumen de ganancias de calor

La carga térmica parcial es la suma del calor sensible total y calor latente total. Esto se hará para cada nivel. Por lo que la forma de expresar esta carga es la siguiente:

$$Q_P = Q_{ST} + Q_{LT} \quad 3.45$$

Q_P	Carga térmica parcial	[W]
Q_{ST}	Ganancia de calor sensible total	[W]
Q_{LT}	Ganancia de calor latente total	[W]

Para obtener la ganancia total de calor sensible es necesario sumar las ganancias calculadas en: conducción, convección, radiación, ocupantes, alumbrado y equipo.

$$Q_t = Q_c + Q_r + Q_p + Q_a + Q_{ee} \quad 3.46$$

3.5.10 Factor de calor sensible (FCS)

El factor de calor sensible indica la relación de la ganancia de calor sensible y la del calor latente, se expresa de la siguiente manera:

$$FCS = \frac{Q_{st}}{Q_{st} + Q_{lt}} = \frac{Q_{st}}{Q_t} \quad 3.47$$

3.5.11 Cálculo del caudal de aire tratado

El caudal de aire necesario para compensar las ganancias de calor sensible del segundo piso completo, incluyendo las ganancias de calor externas e internas de los locales acondicionados. El caudal de aire tratado se obtiene por definición:

$$m_t = \frac{Q_{st}}{h_{int} - h_{iny}} \quad [\text{kg/s}] \quad 3.48$$

Como se muestra en éste ecuación, se requiere conocer el valor de la entalpía interior y exterior, la primera ya se obtuvo al principio del cálculo, la de inyección se obtiene de la carta psicrométrica. Para determinar las propiedades termodinámicas del aire de inyección, se emplea el FCS de la carta psicrométrica. Se traza una línea recta de la escala del FCS al punto pivote de la gráfica (25 °C y 50%), esta pendiente se desplaza al punto de las condiciones interiores, de aquí se traza una recta paralela hasta tocar la curva de 90% de humedad relativa, este punto representa las condiciones termodinámicas de inyección, de donde se obtiene la entalpía.

3.5.12 Ganancias de calor por aire exterior

En todas las instalaciones de aire acondicionado es necesario proveer de cierta renovación de aire, tanto para eliminar olores o humos producidos como para introducir la suficiente cantidad de oxígeno para que los ocupantes puedan respirar con comodidad. Asimismo, es necesario mantener una presión positiva, esta se logrará suministrando una cantidad de aire exterior mayor a la que se extraerá en sanitarios y que nos proporcione ventilación para las personas, esta presión, reduce las posibles ganancias de calor por infiltración de aire a través de las ranuras por puertas y ventanas.

Esta cantidad de aire exterior que entra, proporcionará también una ganancia de calor, la cual se calcula utilizando la siguiente expresión:

$$Q_{AE} = (\%AE) (m_T) (h_{ext} - h_{int}) \quad 3.49$$

El estimado de % de aire exterior debe calcularse comparando las necesidades de aire por persona, el aire que extrae el ventilador extractor de sanitarios (cuando exista) y el estimado de cambios de aire por hora, se tomará el valor que resulte mayor de los anteriores, o sea que se asegura que se cumplirá con las tres condiciones.

3.5.13 Carga térmica total

El cálculo de la carga térmica total se suman la carga térmica parcial y la ganancia de calor debida al aire exterior, como se muestra en la siguiente expresión:

$$Q_T = Q_P + Q_{AE} \quad [W] \quad 3.50$$

Es la capacidad que deben retirar los equipos de aire acondicionado. La capacidad de los equipos comerciales se da en toneladas de refrigeración cuya equivalencia es; 3,517 W = 1 TR.

3.6 EXERGIA

En todos los sistemas se involucran transformaciones de energía eléctrica, térmica, e hidráulica entre otras. Los balances de materia y energía se apegan a la primera Ley de la Termodinámica, no suficiente para evaluar un sistema energético que indique la energía real disponible para desarrollar trabajo, solo se muestra un análisis global de las diferentes formas de transformación de energía. La segunda ley de la Termodinámica es un principio que ha recobrado importancia. Derivada de la conexión directa entre la irreversibilidad de los procesos de ingeniería y la cantidad de trabajo disponible destruido a través de dichos procesos. Entre otras consideraciones importantes de la segunda ley, la energía tiene *cantidad* y también *calidad*.

Al hablar de calidad de energía, se refiere al potencial que posee para producir trabajo útil. Si el potencial de trabajo de una cantidad de energía se reduce durante un proceso, se dice que la energía se degrada. Dicha degradación ocurre durante los procesos irreversibles. Así, la segunda ley de la termodinámica es, una ley de la degradación de la energía. Cada vez que la energía se transforme o se transfiera en un proceso real, se reduce para siempre su potencial para producir trabajo útil, sin excepción alguna. La energía puede utilizarse más diversamente en forma de trabajo que en forma de calor. El trabajo puede convertirse 100% en calor, lo inverso no es posible, entonces el trabajo es una forma de energía más valiosa que el calor. La energía en forma de trabajo tiene calidad (utilidad). Al término de trabajo útil, también se le conoce como: disponibilidad de energía, o *exergía*, conceptos termodinámicos que proporcionan un balance real de energía que interviene en un proceso, y que han sido producto de la incorporación de la primera y segunda ley de la Termodinámica. En general, *La exergía se define como el trabajo neto (útil) que puede obtenerse de un sistema al llevarlo al equilibrio con el medio ambiente que lo rodea [22].*

3.6.1 La exergía de los Sistemas cerrados

La Exergía o disponibilidad de un sistema cerrado en un cierto estado se define como la producción máxima de trabajo útil que se puede obtener de la combinación del sistema con el medio ambiente a medida que el sistema pasa desde un cierto estado de equilibrio hasta el estado muerto, registrándose intercambio de calor sólo con el medio ambiente [5].

3.6.2 La exergía de los Sistemas Abiertos

La exergía o disponibilidad de corriente de un fluido en un flujo de estado estacionario se define como la producción máxima de trabajo que se puede obtener a medida que el fluido pasa reversiblemente de un cierto estado hasta el estado muerto, al tiempo que intercambia calor únicamente con la el medio ambiente [6].

El trabajo útil puede ser recuperado durante el enfriamiento y procesos de expansión de vapor a través de una máquina de vapor o turbina e intercambiadores de calor. La exergía que no es recuperada como trabajo útil se disipa en forma de calor.

La exergía es una propiedad explícita en una condición de estado estacionario. Su valor puede ser calculado en cualquier punto dentro de un sistema por medio de otras propiedades que son determinadas de un balance de energía en cada proceso dentro del sistema. La exergía es calculada en un punto dentro de un sistema hacia una condición de referencia por la siguiente expresión general:

$$\text{Exergía} = (u-u_o) - T_o(s-s_o) + P_o(v-v_o) + Ve^2 - Ve_o^2 / 2 + g(z-z_o) \quad 3.51$$

donde:
 u energía interna específica.

T	temperatura absoluta.
s	entropía específica.
P	presión.
v	volumen específico.
Ve	velocidad.
g	aceleración de la gravedad.
z	coordenada de altitud.

el subíndice 0 denota la condición de referencia. Una simplificación común es sustituir la entalpía por la energía interna y P_v en términos del trabajo que es aplicable a sistemas de flujo estacionario. La ecuación general de la exergía es usada bajo condiciones donde los términos de energía potencial y energía cinética pueden ser omitidos. En este caso la ecuación se reduce a:

$$e_{xm} = (h_m - h_o) - T_o(s_m - s_o) \quad 3.52$$

Siendo m un punto del estado termodinámico de una sustancia o sistema. Esta ecuación puede ser usada para desarrollar el valor de la exergía. Para hacer esto, una línea de referencia debe ser desarrollada sobre los rangos de entalpía y entropía que tienen valores de exergía igual a cero. Esta línea está representada por la ecuación 3.52 para todas las condiciones donde $e_{xm} = 0$. En este caso:

$$(h_m - h_o) - T_o(s_m - s_o) = 0 \quad 3.53$$

Si la diferencia entre las variables es pequeña, se puede tomar a dh como la variación de entalpía y ds como la variación de entropía, entonces:

$$dh - T_o ds = 0 \quad 3.54$$

Dividiendo la ecuación entre 1:, y ds , se obtiene:

$$\frac{dh}{T_o ds} = 1, \quad T_o = \frac{dh}{ds}, \quad T_o = \left[\frac{dh}{ds} \right]_{P_o} \quad 3.55$$

Aunque los valores de la exergía son siempre positivos en referencia al medio ambiente circundante, la referencia de cero para los valores de entalpía y entropía, en la literatura con frecuencia se encuentran valores de exergía positivos y negativos, especialmente en sistemas de refrigeración. Esto no es problema en los sistemas de circuito cerrado, ya que únicamente la producción de irreversibilidad es de interés para el desarrollo de las pérdidas internas de exergía del sistema.

La figura 3.11 muestra un caso especial de la línea de referencia para un sistema líquido-vapor como los encontrados en los ciclos de potencia por medio de vapor. La línea de presión constante a través de la región de líquido-vapor que se interseca con el punto de referencia representa la ecuación 3.55.[22]

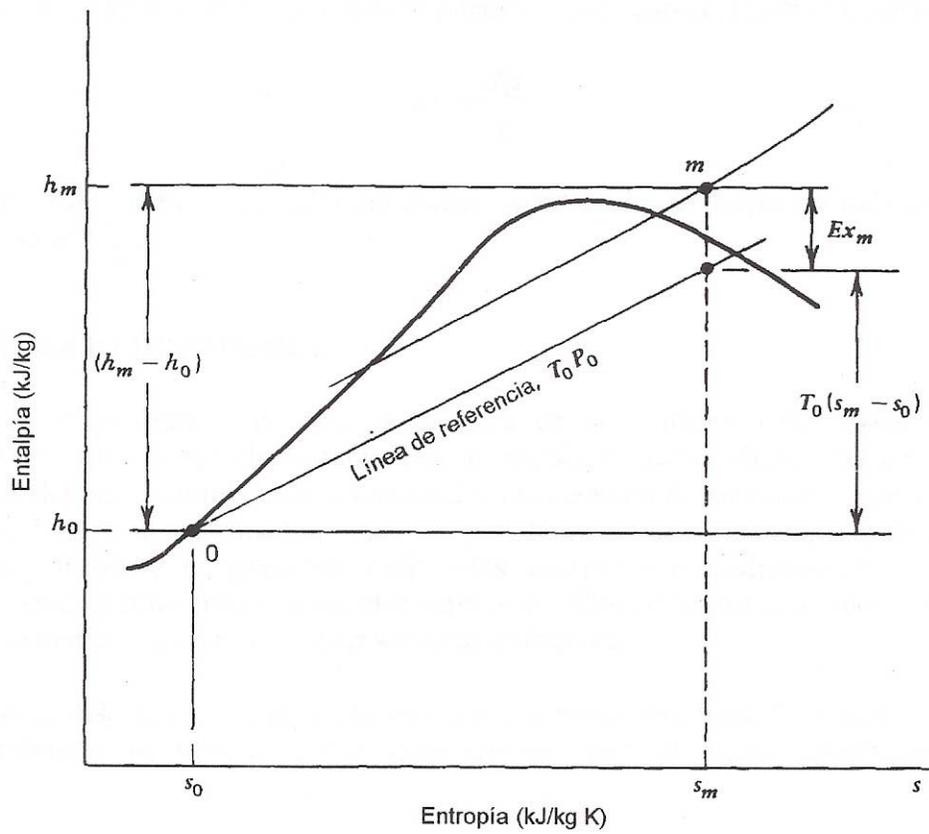


Figura 3.11 Diagrama de exergía para la región líquido-vapor

3.6.3 Trabajo disponible

El método de análisis de exergía se basa en la evaluación del trabajo que está disponible en varios puntos del sistema. De un análisis de trabajo disponible a través de un sistema, pueden ser determinados la cantidad y localización de las pérdidas de trabajo y el trabajo útil. Ésta es la información requerida para hacer un análisis completo de exergía de un sistema y localizar los procesos ineficientes, equipos o procedimientos de operación. Hay dos procedimientos para evaluar el trabajo disponible en un sistema, uno para el diseño de nuevos sistemas y uno para evaluar sistemas existentes.

El trabajo disponible es calculado en base a la referencia final del sumidero de calor, que generalmente es tomado como sumidero de calor el medio circundante (medio ambiente).

El trabajo disponible en cualquier punto dado dentro del sistema es:

$$\text{Trabajo disponible} = (h - h_o) - T_o (s - s_o) \quad 3.56$$

Para un proceso cualquiera, el cambio en el trabajo disponible de un punto 1 a un punto 2 es:

$$\text{Cambio de trabajo disponible} = (h_2 - h_1) - T_o (s_2 - s_1) \quad 3.57$$

Si en el proceso no se desarrolla trabajo útil, este cambio se considera como pérdida de trabajo útil.

En el diseño de nuevos sistemas que involucran la generación de energía, el método de exergía dará la información para hacer una mejor selección del diseño de los componentes y de los procedimientos de operación que serán más adecuados sobre cualquier base de selección, es decir, tipo de planta, costos de operación, conservación de energía, versatilidad del combustible y contaminación. El diseño de nuevos sistemas se desarrolla de acuerdo a la evaluación de las pérdidas asociadas con el trabajo de los posibles procesos, diseños de equipos y procedimientos de operación que pueden ser usados en el sistema para suministrar el producto final. Este análisis debe hacerse sobre las bases integrales del sistema, ya que las pérdidas de trabajo como un resultado de la ineficiencia irreversible en los procesos y en los componentes de los equipos variarán debido a las condiciones de frontera impuestas en el proceso o en sus componentes. Nótese que después de que el proceso o sus componentes han sido seleccionados de acuerdo a un análisis de pérdidas de trabajo basado en las condiciones de operación del sistema, se tiene que realizar una interacción con la variación de las condiciones de frontera para asegurar que las condiciones totales del sistema reúnan los mejores requerimientos. El efecto de las condiciones de operación sobre la eficiencia de los sistemas es mucho más fuerte en los análisis de balance de calor.

El diseño del sistema es desarrollado iterativamente variando las características de comportamiento de los equipos y del proceso hasta que es determinado el mejor sistema. Un parámetro usado en la selección del sistema es la eficiencia de la planta, la cual se basa en los análisis, de balance de calor. Una medida real de la eficiencia de la planta está basada sobre el principio de trabajo disponible.

$$\eta = \frac{\text{Trabajo útil}}{\text{Trabajo disponible}} = \frac{\text{Trabajo disponible} - \text{Pérdidas de trabajo}}{\text{Trabajo disponible}}$$

La reducción de las pérdidas de trabajo en el sistema se regirá por una mayor eficiencia del sistema. El método de análisis de exergía se basa en este principio. El principio básico del método de análisis es que el cálculo de exergía (o trabajo disponible) está relacionado con una condición común de referencia en la cual la materia de trabajo del sistema pierde su capacidad de desarrollar trabajo. Esta condición de referencia generalmente es el medio circundante del sistema ya que la disposición final de la energía inicial disponible será cedida a través de los sistemas externos de enfriamiento o directamente rechazada hacia el medio ambiente.

3.6.4 El diagrama de exergías

La capacidad de trabajo técnico y la exergía son conceptos muy útiles para llegar a conocer la calidad de las diversas partes de una instalación general. De acuerdo a la

exergía, no solo se puede conocer la instalación en su conjunto, también se descubrirán los orígenes y causas de las pérdidas de cada parte de la instalación. La exergía abarca de modo único los más variados tipos de pérdidas, como son, por ejemplo el rozamiento y la transmisión de calor a causa de diferencias finitas de temperatura. La exergía las engloba a todas y las expresa mediante magnitudes comprobables.

Los flujos que existen en una instalación se pueden representar en un *diagrama de exergías*, también denominado *diagrama de Sankey*. Cada una de las partes de la instalación se une a las demás mediante "tubos de corriente" cuya anchura representa el valor de la energía. Se puede representar, esquemáticamente, la cantidad de exergía que se transfiere en las diversas partes de la instalación. Sin embargo, este diagrama no tiene en cuenta las distintas calidades de energía, de acuerdo con el segundo principio.[22]

Como se muestra en la figura 3.12, parte de la exergía de salida del sistema se puede disipar dentro del ambiente como pérdidas de calor, por las pérdidas de flujo por rendijas. Esta exergía perdida, no usada más por procesos subsecuentes constituyen las pérdidas externas. Es más apropiado, desde el desde el punto de vista de funcionamientos del flujo, considerar la exergía que sigue siendo utilizable, en lugar de la salida total. Sólo parte de la exergía utilizable es producida por el sistema a través de los fenómenos fisicoquímicos que tienen lugar dentro de las fronteras. El resto de la exergía que abandona el sistema con la corriente de exergía utilizable es parte de la de entrada que simplemente ha pasado por el sistema sin sufrir ninguna transformación. Este hecho fundamental fue reconocido primero por Kostenko (1983), quién dio el de exergía en tránsito, a este fragmento de exergía proporcionado a un sistema.

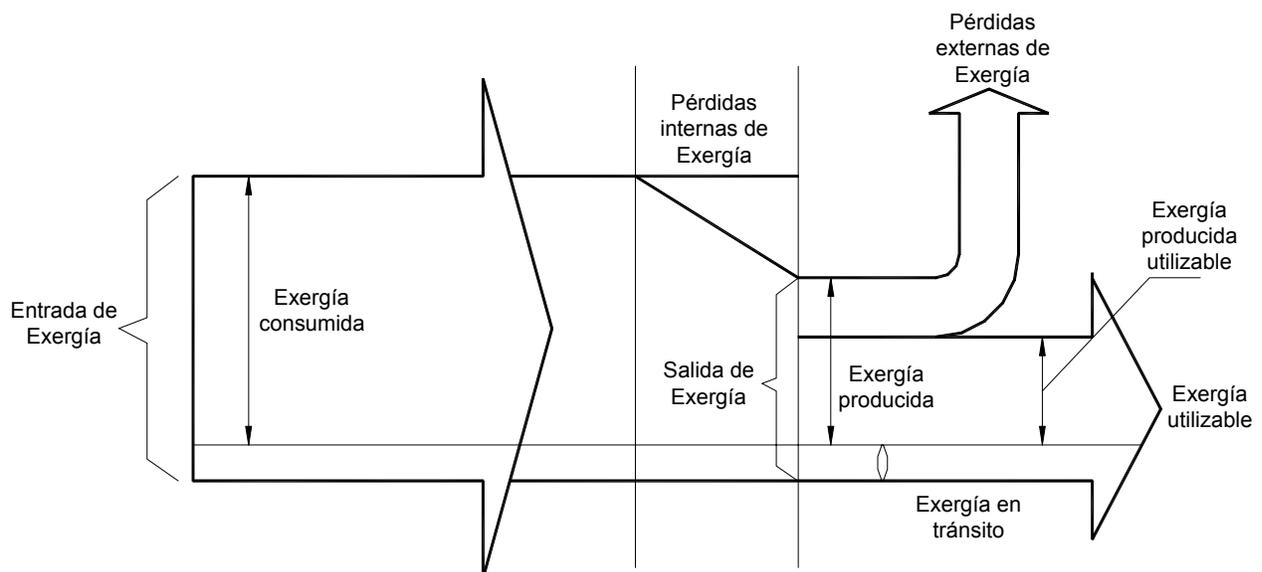


Figura 3.12 Representación gráfica del balance general de exergías

CAPITULO 4

ESTIMADO DE LA CARGA TÉRMICA



CAPÍTULO 4

ESTIMADO DE LA CARGA TERMICA

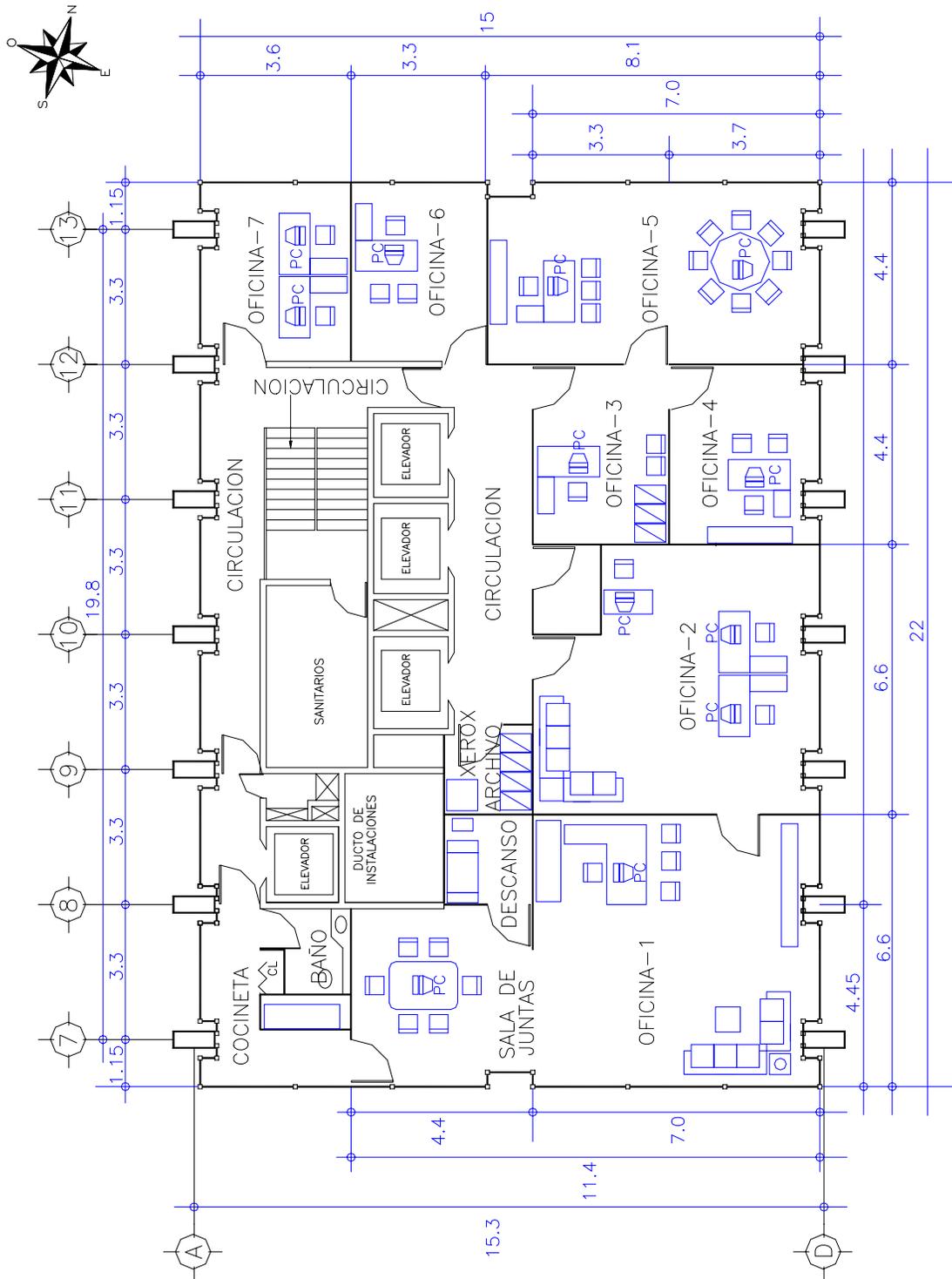
4.1 GENERALIDADES

En la actualidad existen diferentes compañías que han desarrollado sus propios procedimientos de cálculo para el estimado de la carga térmica de uno o varios locales acondicionados. La mayoría de estos procedimientos se han desarrollado para emplearse con software para computadoras personales. En éste capítulo se emplea un procedimiento de cálculo desarrollado por el suscrito, que contiene las información básica empleada en los procedimientos antes mencionados. Es fundamental llevar a cabo el estimado de la carga térmica de enfriamiento de todos los locales del edificio que requieren control independiente de temperatura, o sea, una caja de volumen variable. Una vez obtenidos estos datos, se debe verificar que los equipos del sistema de aire acondicionado existentes (unidades enfriadoras de agua y unidades manejadoras de aire) proporcionen la capacidad necesaria para vencer las ganancias de calor del edificio.

4.2 BASES DE DISEÑO

Las bases de diseño que se presentan a continuación, aplican para la ciudad de México, El procedimiento puede ser empleado satisfactoriamente para otras ciudades de la República Mexicana. Para el estimado de la carga térmica del sistema de aire acondicionado del edificio administrativo del IMP, se cuenta con los planos arquitectónicos (Figura 4.1 y Figura 4.2), la información que no aparece indicada en dichos planos, fue obtenida directamente en sitio. Para este trabajo, se adjuntan únicamente los planos del Nivel 2 del edificio, de los cuales se obtiene la siguiente información:

- a) Orientación geográfica, ubicación y servicio de cada oficina, número de ocupantes, dimensiones generales, amueblado, pasillos, áreas de servicio, puertas de acceso y áreas acristaladas.
- b) Materiales de construcción y acabados de muros, divisiones, cristales y pisos.
- c) Arreglo de plafones con distribución de lámparas por oficina.
- d) Arreglo de alumbrado, tipo de lámparas, potencia y número de tubos.
- e) Alturas de muros y cristales exteriores, ubicación de equipos en cuartos de aire acondicionado.



PLANTA ARQUITECTONICA PISO 2

Figura 4.1 Planta Arquitectónica, Piso 2

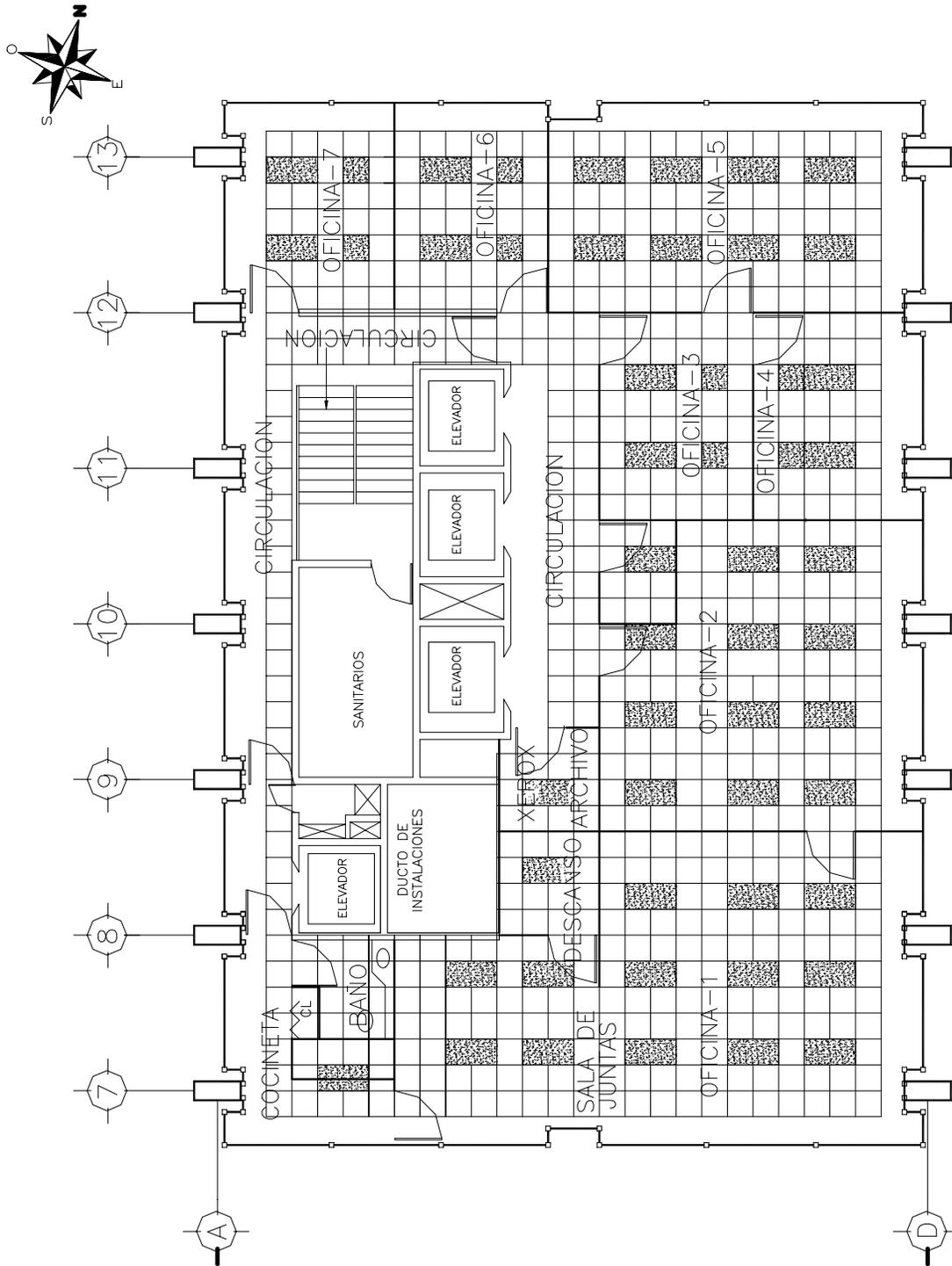


Figura 4.2 Arreglo de plafones y distribución de lámparas, Piso 2

PLANTA ARQUITECTONICA PISO 2

4.2.1 Condiciones termodinámicas de diseño exteriores

Las condiciones termodinámicas exteriores se obtienen de la tabla 1 del apéndice, que son: temperatura máxima extrema, temperatura de bulbo seco y temperatura de bulbo húmedo de cálculo, obteniendo las variables restantes de la carta psicrométrica de la Ciudad de México presentada en la gráfica 3 del apéndice o por medio de las fórmulas presentadas en el capítulo 3.

CONDICIONES TERMODINÁMICAS DE DISEÑO EXTERIORES			
Localización	México D. F.		
Latitud	19°25'		
Longitud	99°10'		
Altura sobre el nivel del mar	<i>ASN</i>	2,240	m
Presión barométrica	<i>P_b</i>	77,327	bar
Temperatura máxima extrema	<i>T_{mae}</i>	33.8	°C
Temperatura de bulbo seco para verano	<i>T_s</i>	31	°C
Temperatura de bulbo húmedo	<i>T_h</i>	17	°C
Temperatura mínima extrema	<i>T_{mie}</i>	-4.8	°C
Temperatura de bulbo seco para invierno	<i>T_{bs}</i>	0	°C

4.2.2 Condiciones de diseño interiores.

Para determinar las condiciones interiores de confort, se toma como referencia la gráfica 2 del apéndice, donde se cuenta con una relación, donde es posible obtener la temperatura de bulbo seco de cálculo interior para verano en función de la temperatura de diseño exterior, siguiente:

$$T_i = 20 + 0.1 T_e$$

Sustituyendo valores:

$$T_i = 20 + 0.1(31) = 23.1 \cong 23^\circ\text{C}$$

Por tanto la temperatura de bulbo seco interior de cálculo es: 23°C, valor que está dentro de las condiciones recomendadas de confort, por tanto es el valor que se toma para diseño. La humedad relativa recomendada por las normas nacionales e internacionales para confort en oficinas es de 50%, por tanto se toma este valor para el cálculo. Contando entonces con las condiciones termodinámicas del aire en el exterior e interior, de los locales, se está en posibilidades de obtener las variables psicrométricas restantes de la gráfica 3, carta psicrométrica de la Ciudad de México mostrada en el apéndice. [1, 4, 5]

CONDICIONES TERMODINÁMICAS DE DISEÑO INTERIORES			
Temperatura de bulbo seco de cálculo:	T_s	23	°C
Humedad relativa	ϕ	50	%
Temperatura de bulbo húmedo de cálculo:	T_h	15.6	°C
Humedad específica	W	0.0115	kg/kg _{as}
Entalpía	h	52.24	kJ/kg _{as}
Volumen específico	v	1.119	m ³ /kg _{as}
Densidad	ρ	0.893	m ³ /kg _{as}

4.3 ESTIMADO DE LA CARGA TERMICA DE ENFRIAMIENTO

Una vez establecidas las bases de diseño, se lleva a cabo el estimado de la carga térmica de enfriamiento del edificio para verano, haciendo un estudio de las variaciones de carga del edificio durante las diferentes horas del día y durante las diferentes épocas del año y estar en posibilidades de determinar los ahorros de energía del sistema.

Es importante indicar que se llevara con detalle el estimado de la carga térmica de la sala de juntas del segundo nivel, y debido a que el estimado de los locales de los 12 niveles restantes del edificio es idéntico, se omitirá el detalle, indicando únicamente los resultados de los mismos.

A continuación se enlistan las condiciones termodinámicas de proyecto, obtenidas anteriormente y con las cuales se da inicio al cálculo:

RESUMEN DE LAS CONDICIONES TERMODINÁMICAS DE PROYECTO						
PROPIEDAD	SIMBOLO	UNIDADES	EXTERIOR	INTERIOR	DIF. EXT.	DIF. INT.
Temperatura de bulbo seco	T_s	°C	31	23	8	3
Temperatura de bulbo húmedo	T_h	°C	17	15.6		
Humedad específica	W	kg/kg _{as}	0.0102	0.0115		
Humedad relativa	ϕ	%	27.76	50		
Temperatura de rocío	T_r	°C	10.2	12.02		
Entalpía	h	kJ/kg	57.06	52.24	4.81	
Volumen específico	v	m ³ /kg _{as}	1.147	1.119		
Densidad	ρ	kg _{as} /m ³	0.872	0.893		

4.3.1 Cálculo de los coeficientes globales de transferencia de calor

Los coeficientes globales de transferencia de calor se obtienen de acuerdo a los materiales de construcción y acabados del edificio. Los datos adicionales, como espesor de muros, techos puertas, cristales y pisos, se obtienen del planos arquitectónicos y del edificio. Los valores de conductancia térmica y resistencias térmicas de los diferentes materiales en estudio se obtienen de la tabla 2 “Valores de comportamiento térmico en diversos materiales” del Apéndice. [1, 4]

MURO EXTERIOR			
ELEMENTO DE MURO	ESPESOR MATERIAL [m]	CONDUCT TERMICA [W / m °C]	RESISTENCIA TERMICA [m ² °C / W]
Convección interior			0.123
Cristal de 6mm	0.006	1.16	0.005
Colchoneta de fibra de vidrio 38mm	0.038	0.32	1.191
Placa de asbesto de 6mm	0.006	0.17	0.035
Capa de textury como acabado interior 3mm	0.003	0.721	0.004
Convección exterior			0.077
Suma total de las resistencias térmicas	ΣR	[m ² °C / W]	1.435
Coefficiente global de transferencia de calor	$U = 1/\Sigma R$	[W / m ² °C]	0.697

MURO INTERIOR			
ELEMENTO DE MURO	ESPESOR MATERIAL [m]	CONDUCT TERMICA [W / m °C]	RESISTENCIA TERMICA [m ² °C / W]
Convección interior			0.123
Wilson dor 1mm	0.001	0.186	0.005
Triplay de pino 6mm			0.055
Espacio de aire 25.4mm			0.132
Triplay de pino 6mm			0.055
Wilson dor 1mm	0.001	0.186	0.005
Convección interior			0.123
Suma total de las resistencias térmicas	ΣR	[m ² °C / W]	0.499
Coefficiente global de transferencia de calor	$U = 1/\Sigma R$	[W / m ² °C]	2.005

CRISTAL EXTERIOR			
ELEMENTO DE MURO	ESPESOR MATERIAL [m]	CONDUCT TERMICA [W / m °C]	RESISTENCIA TERMICA [m ² °C / W]
Convección exterior			0.077
Cristal 6mm	0.006	1.16	0.005
Convección interior			0.123
Suma total de las resistencias térmicas	ΣR	[m ² °C / W]	0.205
Coefficiente global de transferencia de calor	$U = 1/\Sigma R$	[W / m ² °C]	4.874

CRISTAL INTERIOR			
ELEMENTO DE MURO	ESPESOR MATERIAL [m]	CONDUCT TERMICA [W / m °C]	RESISTENCIA TERMICA [m ² °C / W]
Convección interior			0.123
Cristal 6mm	0.006	1.16	0.005
Convección interior			0.123
Suma total de las resistencias térmicas	ΣR	[m ² °C / W]	0.251
Coefficiente global de transferencia de calor	$U = 1/\Sigma R$	[W / m ² °C]	3.981

4.3.2 Ganancias de calor por conducción y convección

Las dimensiones y orientación requeridas para calcular la superficie de cada uno de los muros y cristales donde existe transferencia de calor, se obtienen de la figura 4.2 “Planta Arquitectónica”, la altura de muros y cristales se obtuvo de las bases de diseño del Instituto Mexicano del Petróleo. A continuación se presenta una tabla con la descripción de la pared, orientación, tipo de muro, dimensiones y su área calculada. La ganancia de calor por conducción y convección a través de muros y cristales al exterior e interior de un edificio se calculan con la expresión 3.9:

$$Q_c = UA\Delta T$$

La diferencia de temperaturas ΔT en muros, techos y vidrios al exterior, se toma de las bases de diseño anteriores. En la siguiente tabla se resumen los cálculos de las ganancias de calor por conducción y convección de la sala de juntas del segundo nivel.

GANANCIAS DE CALOR POR CONDUCCIÓN Y CONVECCION							
TIPO DE MURO	ORIENT.	LARGO [m]	ANCHO [m]	A [m ²]	“U” [W / m ² °C]	ΔT [°C]	Q _c [W]
MURO INTERIOR	NORTE	4.4	2.4	10.6	2.005	3.0	63.5
CRISTAL EXTERIOR	SUR	4.4	2.0	8.8	4.874	8.0	343.1
MURO EXTERIOR	SUR	4.4	0.8	3.5	0.697	8.0	19.6
MURO INTERIOR	OESTE	4.4	2.4	10.6	2.005	3.0	63.5
TOTAL							489.8

4.3.3 Ganancias de calor por radiación

Debido a la arquitectura del edificio, y que las ganancias de calor por radiación son las más importantes en el estimado de la carga total y la que nos dará la pauta de la variación diaria de carga térmica del edificio, es importante hacer un estudio cuidadoso de éstas cargas. La forma para calcular las ganancias de calor debidas a la radiación solar a través de cristales, muros y techo se emplea el método Carrier.

4.3.3.1 Ganancias de calor por radiación en cristales.

Para estimar las ganancias de calor por radiación en cristales, se debe considerar la orientación geográfica del edificio, características del cristal y tipo de sombras interiores, como son cortinas o persianas (cuando existan) y que generan sombra. Tipo y color de cristales, elementos adicionales en los cristales como película reflejante.

Para éste estimado se emplea la tabla 5 del apéndice “Aportaciones solares a través de cristales”, la cual proporciona las ganancias de calor por radiación a la latitud de la Ciudad de México, para cada mes y cada hora del día. Estos valores comprenden la radiación directa y la radiación difusa como el porcentaje de calor absorbido por el cristal y por el local. Las tablas no incluyen la ganancia de calor por conducción debido a la diferencia de temperaturas entre el interior y el exterior del local, la cual debe evaluarse por separado.

Algunas de las características que cambiaron sustancialmente en el edificio, es la aplicación de una película de control solar en las cuatro fachadas, la cual tiene la función de reducir la cantidad de transmisión de calor por radiación directa a través del cristal, por el incremento de la reflexión solar y la absorción solar. Las especificaciones de dicho producto son las siguientes; Película de poliéster reflecta planta modelo P18ARL 3M Scotchtint, Coeficiente de sombreado: 0.30, Reflexión de la luz visible: 20 %, Transmisibilidad de luz visible 10%, Reducción de la ganancia de calor por radiación: 72 %, Emisividad 0.65. Para determinar el coeficiente de para determinado tipo de cristal, se cuenta con la tabla 8 del apéndice “Factores totales de ganancia solar a través de vidrio”, que proporciona los diferentes coeficientes correspondientes a distintos tipos de cristal. Asimismo

Existen dos tipos de radiación: directa y difusa. La primera se refiere a la energía radiante del sol que pasa a través de los materiales en forma directa y se transforma en ganancia de calor al local. La segunda, a la radiación solar indirecta, que se presenta cuando el muro o vidrio, reciben sombra de algunas obstrucciones exteriores, como de edificios o salientes del mismo.

Considerando el área obtenida anteriormente y empleando la tabla 5 “Aportaciones solares a través de cristales” del apéndice, se obtiene la ganancia de calor máxima en cristales de las fachadas:

MÁXIMAS GANANCIAS DE CALOR POR RADIACIÓN EN CRISTALES														
20° LAT. NORTE		AREA (m ²)	A.M.					HORA SOLAR					P.M.	
FECHA	ORIENT.		7.00	8.00	9.00	10.00	11.00	12.00	13.00	14.00	15.00	16.00	17.00	18.00
JUN-21	NORTE	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	ESTE	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	SUR	8.8	245	237	389	389	389	389	389	389	389	327	248	82
	OESTE	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
TOTALES [W]			245	237	389	389	389	389	389	389	389	327	248	82
JUL-23 MAY-21	NORTE	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	ESTE	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	SUR	8.8	215	327	358	389	389	389	389	389	358	327	215	82
	OESTE	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
TOTALES [W]			215	327	358	389	389	389	389	389	358	327	215	82
AGO-24 ABR-20	NORTE	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	ESTE	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	SUR	8.8	194	297	389	552	665	716	665	552	389	297	194	51
	OESTE	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
TOTALES [W]			194	297	389	552	665	716	665	552	389	297	194	51
SEP-22 MAR-22	NORTE	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	ESTE	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	SUR	8.8	215	603	1053	1442	1738	1800	1759	1442	1053	603	215	0.0
	OESTE	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
TOTALES [W]			215	603	1053	1442	1738	1800	1759	1442	1053	603	215	0.0
OCT-23 FEB-20	NORTE	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	ESTE	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	SUR	8.8	583	1380	2106	2577	2935	3078	2935	2577	2106	1380	583	0.0
	OESTE	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
TOTALES [W]			583	1380	2106	2577	2935	3078	2935	2577	2106	1380	583	0.0
NOV-21 ENE-21	NORTE	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	ESTE	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	SUR	8.8	767	1912	2771	3405	3763	3906	3763	3405	2771	1912	767	0.0
	OESTE	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
TOTALES [W]			767	1912	2771	3405	3763	3906	3763	3405	2771	1912	767	0.0
DIC-22	NORTE	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	ESTE	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	SUR	8.8	685	2045	3078	3661	4049	4131	4049	3661	3078	2045	685	0.0
	OESTE	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
TOTALES [W]			685	2045	3078	3661	4049	4131	4049	3661	3078	2045	685	0.0

4.3.3.2 Ganancias de calor por radiación en muros y techo.

El análisis de las ganancias de calor por radiación en muros y techo. Este cálculo es similar al de conducción y convección, con la diferencia que se emplea la diferencia de temperatura equivalente ΔT_{eq} , Indicadas en la tabla 6 del apéndice “Diferencias de Temperaturas Solares para Muros y Azoteas” . [5]

$$Q_r = U A \Delta T_{eq}$$

Asimismo, empleando dichos valores y el área de los muros, se obtiene la ganancia de calor por radiación máxima en muros de la fachada y azotea:

GANANCIAS DE CALOR POR RADIACIÓN EN MUROS Y TECHO														
20° LAT. NORTE		A x U	A.M.					HORA SOLAR					P.M.	
FECHA	ORIENT.		7.00	8.00	9.00	10.00	11.00	12.00	13.00	14.00	15.00	16.00	17.00	18.00
MUROS Y AZOTEA	NORTE	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	ESTE	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	SUR	2.45	-2.7	-5.4	1.2	5.4	19.1	29.9	36.8	41.0	38.3	35.3	27.2	27.2
	OESTE	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	AZOTEA	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
TOTALES [W]			-2.7	-5.4	1.2	5.4	19.1	29.9	36.8	41.0	38.3	35.3	27.2	27.2

Finalmente, se hace la suma total de las ganancias de calor por muros, cristales y techo en las diferentes fechas del año y a diferentes horas del día, de esta nueva tabla, se puede determinar la fecha, y hora en que se presenta la carga máxima de calor por radiación anual por cristales, muros y techo:

RESUMEN; CRISTALES, MUROS Y AZOTEA [W]													
FECHA	7.00	8.00	9.00	10.00	11.00	12.00	13.00	14.00	15.00	16.00	17.00	18.00	
JUNIO 21	243	322	390	394	408	418	425	430	427	363	273	109	
JUL-23, MAY-21	212	322	359	394	408	418	425	430	396	363	242	109	
AGO-24, ABR-20	192	291	390	558	684	746	701	593	427	332	222	78	
SEP-22, MAR-22	212	598	1054	1447	1757	1830	1796	1483	1091	639	242	27	
OCT-23, FEB-20	580	1375	2108	2582	2954	3108	2972	3618	2145	1416	610	27	
NOV-21, ENE-21	764	1907	2772	3411	3782	3936	3800	3446	2809	1948	794	27	
DIC-22	682	2040	3079	3666	4068	4161	4086	3702	3116	2080	712	27	
						12.00							
						4161							
						DIC-22							
LA MAYOR GANANCIA NETA ES 4,161 W Y SE DA EN DIC-22 A LAS 12:00													

Con este estimado de ganancias de calor por radiación, se tiene que la ganancia máxima en la sala de juntas del piso 2 es de 4,161 W, la cual se presenta a las 12.00 del día 22 de Diciembre, la cual se observa en la gráfica:

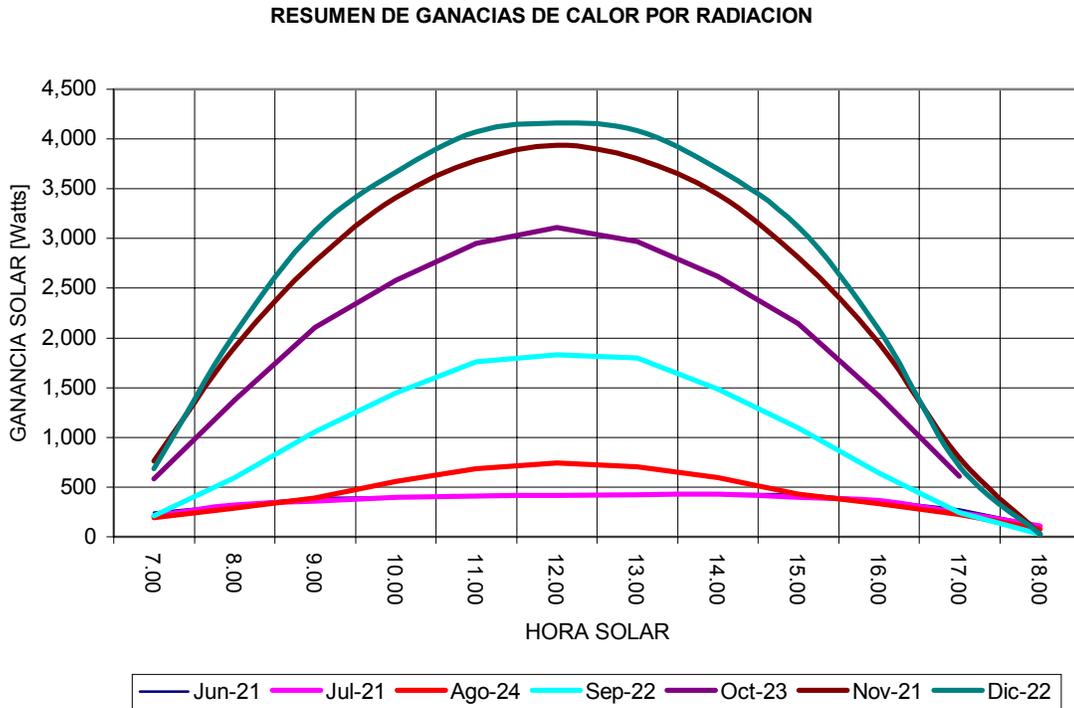


Figura 4.3 Variación de ganancia solar por radiación en la sala de juntas del piso 2

Ahora bien, para obtener la ganancia de calor por radiación real, deben aplicarse los factores de corrección propios para las condiciones de la Ciudad de México.

- 1.- Por marco metálico o ningún marco: 1.17
- 2.- Por defecto de limpieza de la atmósfera: 0.85
- 3.- Por altitud: + 0.7% por cada 300 m. $\frac{2,240 \times 0.007}{300} + 1 = 1.052$
- 4.- Por temperatura de rocío: si $T_r < 19.5 \text{ }^\circ\text{C}$ +14% por cada 10 $^\circ\text{C}$. $T_r = 10.2 \text{ }^\circ\text{C}$
 $\left(\frac{10.2 - 19.5 \times 0.14}{10}\right) + 1 = 1.116$
- 5.- Por empleo de persiana en el interior (Tabla 8 del apéndice) 0.56
- 6.- Por aplicación de película reflejante; 0.28

Factor de corrección total; $1.17 \times 1.052 \times 1.116 \times 0.56 \times 0.28 = 0.183$

GANANCIA TOTAL DE CALOR POR RADIACIÓN (CRISTALES, MUROS Y TECHO)					
TIPO DE MURO	ORIENT.	AREA [m ²]	FACTOR DE RAD. [W / m ²]	FACTOR DE CORR.	Q _r [W]
CRISTAL EXTERIOR	NORTE				
CRISTAL EXTERIOR	ESTE				
CRISTAL EXTERIOR	SUR	8.8	469	0.183	598.6
CRISTAL EXTERIOR	OESTE				
	ORIENT.	Area [m ²]	"U" [W / m ² °C]	ΔT _{eq} [°C]	
MURO EXTERIOR	NORTE				
MURO EXTERIOR	ESTE				
MURO EXTERIOR	SUR	3.5	0.697	12.2	29.8
MURO EXTERIOR	OESTE				
TECHO	-				
TOTAL					785.8

4.3.4 Ganancias de calor por personas

Las ganancias de calor por personas se obtiene de la Tabla 3 del apéndice "Calor generada por las personas", la cual proporciona los valores de ganancias de calor por personas de acuerdo al grado de actividad y diferente temperatura interior. De esta, tabla, dependiendo de la temperatura del local acondicionado y la actividad realizada, se obtienen los valores, aplicándolo se obtiene;

GANANCIAS DE CALOR POR PERSONAS					
TIPO DE ACTIVIDAD	SENTADOS, TRABAJO LIGERO DE OFICINA				
SEXO	PERSONAS [No.]	SENSIBLE [W / m ²]	LATENTE [W / m ²]	SENSIBLE [W]	LATENTE [W]
HOMBRE	6	72.0	60.0	432.0	360.0
MUJER					
TOTAL				432.0	360.0

4.3.5 Ganancias de calor por alumbrado

Para obtener ésta carga, se obtiene de los planos arquitectónicos el número y tipo de lámparas empleadas. Esta fuente de calor proporciona iluminación en los locales de acuerdo al uso. El calor es emitido al local acondicionado por convección, conducción y radiación. Las lámparas existentes en el edificio son fluorescentes las cuales el 25% de la energía se transforma en luz, 50% se disipa por conducción y convección y el 25% por radiación. También se deben tomar en cuenta las ganancias de calor del transformador (balastra). El valor recomendado por los manuales de aire acondicionado es del 25% de la potencia de las lámparas. Para el estimado de calor por alumbrado es necesario conocer el número de lámparas y la potencia de cada una, estos datos se obtienen de la figura 4.2,

GANANCIAS DE CALOR POR ALUMBRADO					
TIPO DE LUMINARIA	LAMPARAS [No.]	TUBOS X LAMPARA	POTENCIA [W / TUBO]	FACTOR DE BALASTRA	Q _a [W]
FLUORESCENTE	6	2	60.0	1.25	480.0
INCANDESCENTE					
TOTAL					480.0

4.3.6 Ganancias de calor por equipo eléctrico

La ganancia de calor debida a los equipos eléctricos ubicados dentro de los locales acondicionados puede calcularse consultando directamente al fabricante o de los datos de placa. Para este trabajo se hizo un levantamiento en campo y se obtuvieron los datos de placa de los diferentes equipos que se encuentran operando en las oficinas, los cuales se consideran para el cálculo:

Algunos equipos como las cafeteras eléctricas producen calor sensible y calor latente. En la tabla A del apéndice, se muestran las ganancias de calor para los aparatos típicos en las oficinas.

GANANCIAS DE CALOR POR EQUIPOS ELECTRICOS			
TIPO DE EQUIPO ELECTRICO	CANTIDAD	SENSIBLE [W]	LATENTE [W]
COMPUTADORA PERSONAL CON MONITOR	1	600	
PROYECTOR TIPO CAÑON	1	500	
TOTAL		1,100	

4.3.7 Resumen de ganancias de calor de la sala de juntas

La carga térmica parcial es la suma del calor sensible total y calor latente total. Esto se hará para cada nivel. Por lo que la forma de expresar esta carga es la siguiente:

$$Q_p = Q_{st} + Q_{lt} \quad 4.4$$

Q _p	Carga térmica parcial	[W]
Q _{st}	Ganancia de calor sensible total	[W]
Q _{lt}	Ganancia de calor latente total	[W]

Para obtener la ganancia total de calor sensible es necesario sumar las ganancias calculadas en: conducción, convección, radiación, ocupantes, alumbrado y equipo.

$$Q_t = Q_c + Q_r + Q_p + Q_a + Q_{ee}$$

RESUMEN DE GANANCIAS DE CALOR DE LA SALA DE JUNTAS, PISO 2		
RESUMEN DE GANANCIAS DE CALOR	SENSIBLE [W]	LATENTE [W]
1.- GANANCIAS DE CALOR POR CONDUCCIÓN Y CONVECCION	489.8	
2.- GANANCIAS DE CALOR POR RADIACION	785.8	
3.- GANANCIAS DE CALOR POR PERSONAS	432	360
4.- GANANCIAS DE CALOR PÓR ALUMBRADO	480	
5.- GANANCIAS DE CALOR POR EQUIPOS ELECTRICOS	1,100	
TOTAL	3,287.6	360

4.3.8 Resumen de ganancias de calor de todos los locales del piso 2.

Tomando en consideración que el estimado de la carga térmica de todos los locales del piso 2 en estudio es igual al mostrado anteriormente, se omitirán los detalles, por tanto a continuación se proporciona el resumen de todos los locales del piso 2,

RESUMEN DE GANANCIAS DE CALOR DE TODOS LOS LOCALES DEL PISO 2						
LOCAL	DIMENSIONES [m]	AREA [m ²]	VOLUMEN [m ³]	PERSONAS No.	SENSIBLE [W]	LATENTE [W]
SALA DE JUNTAS	4.4 X 4.4 X 2.4	19.4	46.5	6	3,287.6	360
OFICINA-1	7.0 X 6.6 X 2.4	46.2	110.9	3	4,398.3	180
OFICINA-2	7.0 X 6.6 X 2.4	46.2	110.9	3	5,070.4	180
OFICINA-3	4.4 X 3.3 X 2.4	14.5	34.8	1	1,255.5	60
OFICINA-4	4.4 X 3.7 X 2.4	16.3	39.1	1	2,258.1	60
OFICINA-5	8.1 X 4.4 X 2.4	35.6	85.5	9	5,190.3	540
OFICINA-6	4.4 X 3.3 X 2.4	14.5	34.8	1	1,690.4	60
OFICINA-7	4.4 X 3.6 X 2.4	15.8	38.0	1	3,446.1	120
TOTALES		208.5	500.5	25	26,596.7	1,560.0

4.3.9 Cálculo del factor de calor sensible (FCS)

El factor de calor sensible indica la relación de la ganancia de calor sensible y la del calor latente, se expresa de la siguiente manera:

$$FCS = \frac{Q_{st}}{Q_{st} + Q_{lt}} = \frac{Q_{st}}{Q_t}$$

$$FCS = \frac{26,596.7}{26,596.7 + 1,560} = 0.94$$

4.3.10 Cálculo del caudal de aire tratado

El caudal de aire necesario para compensar las ganancias de calor sensible del segundo piso completo, incluyendo las ganancias de calor externas e internas de los locales acondicionados. El caudal de aire tratado se obtiene con el siguiente modelo matemático:

$$m_t = \frac{Q_{st}}{h_{int} - h_{iny}} \quad [\text{kg/s}]$$

Como se muestra en ésta expresión, se requiere conocer la entalpía interior y exterior, la primera ya se obtuvo al principio del cálculo, la de inyección se obtiene de la carta psicrométrica, el valor es el siguiente;

$$h_{iny} = 40.8 \text{ kJ/kg}_{as}$$

$$m_t = \frac{26.596}{52.24 - 40.8} = 2.33 [\text{kg/s}] = 7,000 \text{ m}^3/\text{h} = [4,120 \text{ PCM}]$$

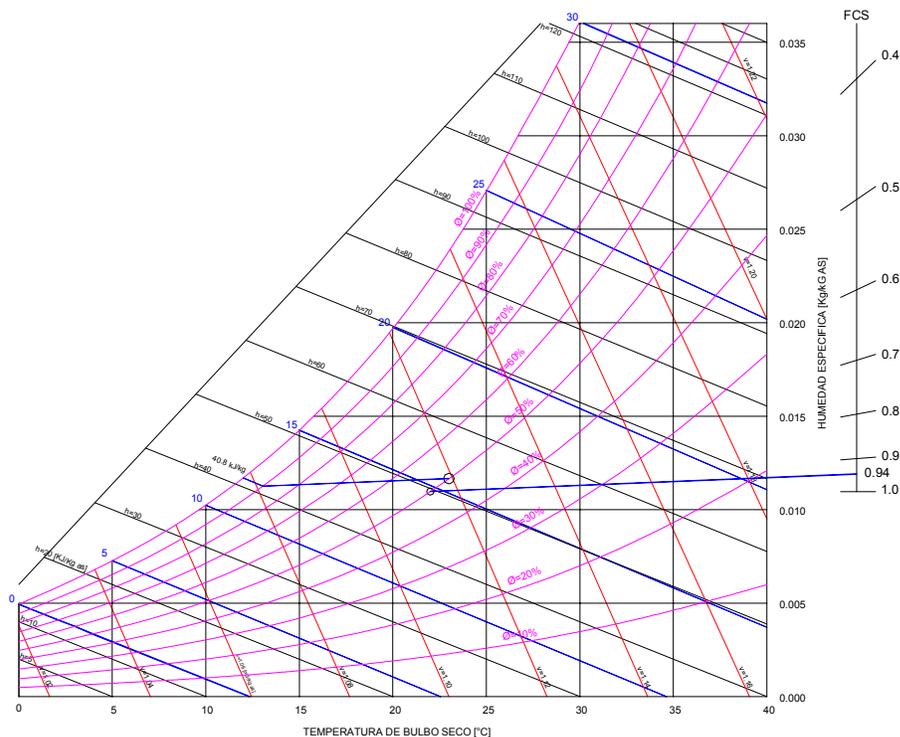


Figura 4.4 Obtención del punto de inyección

4.3.11 Ganancias de calor por aire exterior

Es necesario proveer de cierta renovación de aire, para eliminar olores e introducir la suficiente cantidad de oxígeno para que los ocupantes puedan respirar con comodidad. Es necesario mantener una presión positiva en los locales acondicionados, esta se logrará suministrando una cantidad de aire exterior mayor a la que se extraerá en sanitarios y que nos proporcione ventilación para las personas. Esta presión, reduce las posibles ganancias de calor por infiltración de aire a través de las ranuras por puertas y ventanas.

Esta cantidad de aire exterior que entra, proporcionará también una ganancia de calor, la cual se calcula utilizando la siguiente expresión:

$$Q_{AE} = (\%AE) (m_t) (h_{ext} - h_{int}) (1000) \quad [W]$$

Calculo del caudal de aire exterior:

Caudal de aire que retira el ventilador extractor de sanitarios: 425 m³/h.

Caudal por cambios de aire por hora; V = 500.5 m³ x 1 cambio/h = 500.5 m³/h.

Caudal de aire de ventilación por persona: 15 m³/h/persona, para 25 personas; 375 m³/h

Valor máximo calculado: 500.5 m³/h

$$\% \text{ de aire exterior calculado; } \frac{500.5 m^3 / h}{6,959 m^3 / h} \times 100 = 7.2\%, \text{ considerado } 10\%$$

$$m_{ae} = 2.33 \text{ Kg/s}$$

$$Q_{AE} = (\%AE) (m_T) (h_{ext} - h_{int}) = (0.1) \times (2.33) \times (57.06 - 52.24) \times 1,000 = 1,123.6 \text{ W}$$

4.3.12 Cálculo de la carga térmica total

El cálculo de la carga térmica total se suman la carga térmica parcial y la ganancia de calor debida al aire exterior, como se muestra en la siguiente expresión:

$$Q_t = Q_P + Q_{AE} \quad [W]$$

La capacidad de los equipos comerciales se da en toneladas de refrigeración (TR) y no en W, es por eso que se emplea el factor de conversión 3,517 y convertir la potencia en W a TR. Entonces la capacidad para cada equipo por nivel es la siguiente:

RESUMEN FINAL DE GANANCIAS DE CALOR	[W]
GANANCIAS DE CALOR POR AIRE EXTERIOR	1,123.6
GANANCIA DE CALOR TOTAL (SENSIBLE + LATENTE)	28,156.7
GANANCIA TOTAL PARA SELECCIONAR EQUIPO DE REFRIGERACIÓN	29,280.3 W
GANANCIA TOTAL PARA SELECCIONAR EQUIPO DE REFRIGERACIÓN	8.3 TR

4.3.13 Distribución de aire por local

Una vez obtenidas las condiciones finales, se hace la distribución de aire para las condiciones máximas de cada local, el cual se muestra en la siguiente tabla:

RESUMEN DE GANANCIAS DE CALOR DE TODOS LOS LOCALES DEL PISO 2						
LOCAL	DIMENSIONES m	AREA m ²	VOLUMEN m ³	SENSIBLE W	CAUDAL DE AIRE m ³ /h (PCM)	
SALA DE JUNTAS	4.4 X 4.4 X 2.4	19.4	46.5	3,287.6	865.2	(510)
OFICINA-1	7.0 X 6.6 X 2.4	46.2	110.9	4,398.3	1,157.6	(680)
OFICINA-2	7.0 X 6.6 X 2.4	46.2	110.9	5,070.4	1,334.6	(785)
OFICINA-3	4.4 X 3.3 X 2.4	14.5	34.8	1,255.5	330.4	(195)
OFICINA-4	4.4 X 3.7 X 2.4	16.3	39.1	2,258.1	594.3	(350)
OFICINA-5	8.1X 4.4 X 2.4	35.6	85.5	5,190.3	1,366.0	(805)
OFICINA-6	4.4 X 3.3 X 2.4	14.5	34.8	1,690.4	444.9	(260)
OFICINA-7	4.4 X 3.6 X 2.4	15.8	38.0	3,446.1	907.0	(535)
TOTALES		208.5	500.5	26,596.7	7,000	(4,120)

4.3.14 Resumen de ganancias de calor por piso del edificio.

El procedimiento de cálculo empleado anteriormente, es llevado a cabo por medio de un programa elaborado por el suscrito. A continuación se dará el resumen de todos y cada uno de los pisos del edificio administrativo para hacer una suma total de carga térmica.

En esta tabla se encuentran los resultados de los cálculos del estimado de carga térmica del edificio, donde incluye el estimado de carga térmica máxima de cada local por piso para el sistema de volumen variable y la carga térmica máxima de cada piso completo, que incluye todos los locales como un bloque. Este estimado se hace para comparar cuando se presenta la mayor ganancia de calor por radiación en cada nivel, que no es el mismo en todos los locales del piso. Esto es, cuando en la mañana se tiene la mayor ganancia solar en el este, por la tarde será en el oeste, mientras que el este disminuye su ganancia de calor por radiación, por lo que teóricamente debe reducirse la ganancia y por tanto el flujo de aire en el local acondicionado.

RESUMEN DE GANANCIAS DE CALOR DEL EDIFICIO COMPLETO				
NIVEL	PROYECTO ACTUAL		PROYECTO BLOQUE	
	m ³ /h (PCM)	KW (TR)	m ³ /h (PCM)	KW (TR)
PISO 2	7,000 (4,120)	29.2 (8.3)	6,174 (3,634)	26.4 (7.5)
PISO 3	7,260 (4,273)	31.3 (8.9)	7,448 (4,384)	30.9 (8.8)
PISO 4	6,083 (3,580)	25.8 (7.2)	6,990 (4,114)	28.8 (8.2)
PISO 5	6,262 (3,686)	26.0 (7.4)	7,735 (4,553)	32.0 (9.1)
PISO 6	6,921 (4,074)	28.5 (8.1)	7,094 (4,176)	29.2 (8.3)
PISO 7	6,654 (3,917)	27.4 (7.8)	7,089 (4,142)	29.2 (8.3)
PISO 8	5,423 (3,192)	22.5 (6.4)	5,068 (2,983)	21.1 (6.0)
UMA-01	45,603 (26,842)	190.7 (54.1)	47,598(27,986)	197.6 (56.2)
PISO 9	5,819 (3,425)	23.9 (6.8)	5,346 (3,146)	22.1 (6.3)
PISO 10	6,599 (3,884)	27.0 (7.7)	6,038 (3,554)	25.0 (7.1)
PISO 11	6,976 (4,106)	28.8 (8.2)	5,400 (3,179)	22.5 (6.4)
PISO 12	7,676 (4,518)	31.6 (9.0)	7,099 (4,178)	29.5 (8.4)
UMA-02	27,070 (15,933)	111.3 (31.7)	23,883 (14,057)	99.2 (28.2)
PISO 14	7,391 (4,350)	33.0 (9.4)	7,391 (4,350)	33.0 (9.4)
UMA-03	7,391 (4,350)	33.0 (9.4)	7,391 (4,350)	33.0 (9.4)
TOTALES	80,064 (47,125)	334.8 (95.2)	78,872 (46,393)	329.9 (93.8)

4.4 ESTIMADO DE LA CARGA TERMICA DE CALEFACCION

La diferencia fundamental existente con respecto al aire acondicionado, es el hecho de que el cálculo de las necesidades de calefacción no se realizará a una hora determinada, sino que se considerará la peor situación, temperatura mínima y prácticamente constante durante todo el día (mes de Enero), radiación solar nula (100% del cielo cubierto), mínima presencia de personas, luces y motores, etc.. Ello da lugar a unos cálculos mucho más reducidos y sencillos que en el caso anterior.

Es importante indicar nuevamente que se llevara con detalle el cálculo de la sala de juntas del segundo nivel, y como el cálculo de todos los locales es idéntico, se omitirá el detalle, indicando únicamente los resultados de los mismos.

4.4.1 Condiciones termodinámicas de proyecto para calefacción

A continuación se enlistan las condiciones termodinámicas de proyecto de calefacción, con las cuales se inicia el cálculo, obtenidas de la carta psicrométrica del apéndice:

RESUMEN DE LAS CONDICIONES TERMODINÁMICAS DE PROYECTO						
PROPIEDAD	SIMBOLO	UNIDADES	EXTERIOR	INTERIOR	DIF. EXT.	DIF. INT.
Temperatura de bulbo seco	T_s	°C	0	21	-21	-16
Temperatura de bulbo húmedo	T_h	°C	17	15.6		
Humedad específica	W	kg/kg _{as}	0.0102	0.0115		
Humedad relativa	ϕ	%	80	50		
Temperatura de rocío	T_r	°C	10.2	12.02		
Entalpía	h	kJ/kg _{as}	57.06	52.24	4.81	
Volumen específico	v	m ³ /kg _{as}	1.147	1.119		
Densidad	ρ	kg _{as} /m ³	0.872	0.893		

4.4.2 Pérdidas de calor por conducción y convección

Las dimensiones y orientación necesarias para calcular la superficie de cada uno de los muros y cristales donde existe transferencia de calor, se obtienen de la figura 4.2 “Planta Arquitectónica”, la altura de muros y cristales se obtuvo de las bases de diseño del Instituto Mexicano del Petróleo.

A continuación se presenta una tabla con la descripción de la pared, orientación, tipo de muro, dimensiones y su área calculada. La pérdida de calor por conducción y convección a través de muros y cristales al exterior e interior de un edificio se calculan con la expresión 3.24:

$$Q_c = UA\Delta T \quad 4.10$$

Q_c	Pérdidas de calor por conducción y convección	[W]
U	Coefficiente global de transferencia de calor	[W/m ² °C]
A	Área de transferencia de calor	[m ²]
ΔT	Diferencia de temperaturas	[°C]

La diferencia de temperaturas ΔT en muros, techos y vidrios al exterior, es: $T_{bse} - T_{bsi}$, o sea; $0 - 21 = -21^\circ\text{C}$.

La diferencia de temperaturas ΔT en muros, techos y vidrios al interior, es: $(T_{bse} - T_{bsi}) - 5$, o sea; $(0 - 21) - 5 = -16^\circ\text{C}$.

A continuación se muestra una tabla donde se resumen los cálculos de las ganancias de calor por conducción y convección de la sala de juntas del segundo nivel.

PERDIDAS DE CALOR POR CONDUCCIÓN Y CONVECCION							
TIPO DE MURO	ORIENT.	LARGO [m]	ANCHO [m]	A [m ²]	"U" [W / m ² °C]	ΔT [°C]	Q _c [W]
MURO INTERIOR	NORTE	4.4	2.4	10.6	2.005	-16	-338.8
CRISTAL EXTERIOR	SUR	4.4	2.0	8.8	4.874	-21	-1.071.8
MURO EXTERIOR	SUR	4.4	0.8	3.5	0.697	-21	-51.5
MURO INTERIOR	OESTE	4.4	2.4	10.6	2.005	-16	-338.8
TOTAL							-1,800.9

4.4.3 Pérdidas de calor ventilación.

Esta cantidad de aire exterior que entra, proporcionará también una ganancia de calor, la cual se calcula utilizando la siguiente expresión:

$$Q_{AE} = 0.288 * 1.16 * (\%AE) (V_T) (T_{ext} - T_{int}) \quad 4.11$$

Q _{AE}	Ganancia de calor debida al aire exterior	[kW]
V _T	Flujo volumétrico total	[m ³ /h]
%AE	Porcentaje de aire exterior	[%]
T _{int}	Entalpía del aire interior	[21 °C]
T _{ext}	Entalpía del aire exterior	[0 °C]
0.228	Factor = Cp _{as} +WeCp _v) / ve _e	[kJ / °C m ³]
1.16	Factor de conversión de Kcal/h a W	[Adimensional]
T _{ext}	Entalpía del aire exterior	[0 °C]

Calculo del caudal de aire exterior

Caudal de aire que retira el ventilador extractor de sanitarios: 0 m³/h.

Caudal por cambios de aire por hora; V = 46.5 m³ x 1 cambio / h = 46.5 m³/h.

Caudal de aire de ventilación por persona: 15 m³/h / pers. para 6 personas = 90 m³/h

Valor máximo calculado: 90 m³/h

Calculado: (90 / 861.2) x 100 = 10 %

$$Q_{AE} = 0.288 * 1.16 * (0.1) * (861.2) (0 - 21) = -636.9 \text{ W}$$

Perdida de calor total; -1,800.9 + -636.9 = -2,438 W

4.4.4 Balance final de calefacción.

Las aportaciones debidas a personas, iluminación y debida a equipos eléctricos deben sumarse algebraicamente, debido a que la potencia generada por estos aspectos están necesariamente encendidas en el momento del uso del local. Analizando correctamente dichas aportaciones, se puede reducir apreciablemente la potencia térmica a instalar.

Haciendo un balance con las ganancias de calor interiores fijas, que existirán aún en las condiciones críticas del local, y son:

Ganancias de calor por personas;	432	W
Ganancias de calor por alumbrado;	480	W
Ganancias de calor por equipo eléctrico;	1,100	W
Total;	2,012	W

Balance final; $-2,438 + 2,012 = -426$ W

Por tanto se deduce que no se requiere la instalación de resistencia eléctricas para calefacción, debido a que el valor es despreciable.

CAPITULO 5

ANÁLISIS DE RESULTADOS



CAPÍTULO 5

ANÁLISIS DE RESULTADOS

5.1 GENERALIDADES

La necesidad de hacer frente al déficit energético originado por el incesante aumento del consumo de energía debe ser ampliamente difundido, porque es indispensable crear una conciencia colectiva sobre el uso racional de la energía. Las mejoras en el consumo energético deseado en el presente trabajo, consisten en proporcionar alternativas de ajuste a equipos y accesorios del sistema de aire acondicionado existente y que le proporciona servicio al del edificio administrativo del IMP, verificando la diferencia en costos de la demanda facturable de energía actual y teórica, y sobre todo asegurar el control de puntos específicos del sistema, verificando flujos de aire y agua refrigerada, analizar ubicación de sensores de temperatura, optimizar las operaciones de mantenimiento y control de equipos.

5.2 RESUMEN DE GANANCIAS DE CALOR DEL EDIFICIO

Una vez que en el capítulo anterior se llevó a cabo el estimado de carga térmica actual del edificio administrativo del IMP, en la tabla 5.1, se muestra el resumen de los datos obtenidos en dicho cálculo, asimismo se muestran también los datos (caudal de aire y capacidad de enfriamiento) del proyecto original.

TABLA 5.1.- RESUMEN DE LAS GANANCIAS DE CALOR ORIGINALES Y ACTUALES DEL EDIFICIO						
EQUIPO	PROYECTO ORIGINAL			PROYECTO ACTUAL		
	m ³ /h	(PCM)	KW (TR)	m ³ /h	(PCM)	KW (TR)
UMA-01	83,958	(49,387)	290.8 (82.7)	45,603	26,842	190.2 (54.1)
UMA-02	47,614	(28,008)	157.9 (44.9)	27,070	15,933	111.5 (31.7)
UMA-03	17,571	(10,336)	61.2 (17.4)	7,391	4,350	33.1 (9.4)
TOTALES	149,143	(87,731)	509.9 (145)	80,064	47,125	334.8 (95.2)

5.3 COMPARACIÓN DE GANANCIAS DE CALOR ORIGINALES Y ACTUALES.

En la tabla 5.2, se muestra la comparación entre la carga térmica calculada originalmente y la carga térmica calculada en éste trabajo y que corresponde a las condiciones actuales del edificio. En este cuadro comparativo se muestra que existe una importante disminución en los caudales de aire y en la capacidad total de enfriamiento (carga térmica). El caudal de aire total del sistema que incluye las 3 unidades manejadoras de aire existentes disminuye 46.2 %. La capacidad total de enfriamiento disminuye 34.3%, lo que significa en realidad que una de las unidades enfriadoras de agua no entraría en operación, tomando en consideración que cada unidad enfriadora de agua tiene capacidad nominal de 50 T.R.

TABLA 5.2.- COMPARACIÓN DE LAS GANANCIAS DE CALOR ORIGINALES Y ACTUALES DEL EDIFICIO				
EQUIPO	DIFERENCIA		% DE AHORRO	
	m ³ /h (PCM)	KW (TR)	m ³ /h (PCM)	KW (TR)
UMA-01	38,355 (22,545)	100.6 (28.6)	45.70%	34.60%
UMA-02	20,544 (12,075)	46.4 (13.2)	43.10%	29.40%
UMA-03	10,180 (5,986)	28.1 (8.0)	57.90%	45.90%
TOTALES	69,079 (40,606)	175.1 (49.8)	46.30%	34.30%

Esta variación en la disminución de la carga térmica del sistema de aire acondicionado se debe principalmente a las siguientes medidas tomadas por parte de las autoridades del IMP en conjunto con los Ingenieros especialistas correspondientes, buscando siempre disminuir el consumo de energía eléctrica:

- 1.- Redistribución de áreas, sustituyendo las oficinas generales a oficinas ejecutivas, disminuyendo con ello el número de personas, número de computadoras personales y aparatos que generan calor.
- 2.- Sustitución del sistema de alumbrado, ya que originalmente contaba con lámparas fluorescentes, integradas con 4 tubos de 38 W cada uno, con dos balastos electromagnéticos, uno para cada 2 tubos, los cuales son generadores de calor hasta un 25% de la potencia del alumbrado. El nuevo alumbrado emplea lámparas fluorescentes ahorradoras de energía, integradas con 2 tubos de 38 W, con un balastro electrónico que desprende hasta un 10% de la potencia del alumbrado. Esto significa que la carga de calor total por alumbrado disminuyó hasta un 50% en todo el edificio.
- 3.- Aplicación de película reflejante en las cuatro fachadas acristaladas del edificio, reduciendo hasta el 78% de la radiación directa.

Es importante hacer notar que el sistema de aire acondicionado existente fue diseñado y ha trabajado para vencer la carga máxima, calculada para la fecha de mayor demanda térmica en día y mes más caluroso del año, por tanto se desprende que los equipos para manejo de aire existentes están sobrados en caudal de aire y capacidad de enfriamiento. En consecuencia, se pretende indicar como reducir el consumo de energía empleando los

mismos equipos y al mismo tiempo satisfacer las demandas de confort en todos los locales del edificio.

5.4 COSTOS DE LA ENERGÍA ELÉCTRICA

Política Tarifaria.- La fijación de las tarifas eléctricas es un importante mecanismo para la formulación de la política energética del país. Por ello, la presente administración del gobierno ha venido trabajando en una estructura tarifaria que envíe señales apropiadas de eficiencia económica y al mismo tiempo promueva el uso eficiente de la energía eléctrica sin afectar a las familias de menor ingresos.

El principal objetivo de la actual política tarifaria es recuperar la relación precio/costo a niveles que permitan el sano crecimiento de las empresas y generen los recursos suficientes para financiar los programas de inversión.

Estructura Tarifaria.- Las tarifas eléctricas de uso general se establecen con base en una estructura de 34 categorías de acuerdo a criterios tales como energía demandada, tensión, temperatura, uso, tipo y garantía de servicio.

El Instituto Mexicano del Petróleo cuenta con la tarifa H-M, que es la tarifa horaria para servicio general en media tensión, con demanda de 100 KW o más. Esta tarifa se aplica a los servicios que destinen la energía a cualquier uso, suministrados en media tensión, con una demanda de 100 KW o más.

Cuotas aplicables mensualmente.- Se aplicarán los siguientes cargos por la demanda facturable, energía de punta, energía intermedia y energía de base. Año 2003, Región Central (México D. F.)

TABLA 5.3.- CUOTAS APLICABLES MENSUALMENTE							
Concepto	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio
\$ x Demanda Facturable	80.77	81.21	83.08	88.01	90.63	90.35	87.47
\$ x KWh Punta	1.526	1.5344	1.5697	1.6628	1.7124	1.7071	1.6526
\$ x KWh Intermedia	0.4881	0.4908	0.5021	0.5319	0.5478	0.5461	0.5287
\$ x KWh Base	0.4079	0.4101	0.4195	0.4444	0.4576	0.4562	0.4416

Mínimo mensual.- El importe que resulta de aplicar el cargo por KW de demanda facturable al 10% de la demanda contratada.

Demanda contratada.- La demanda contratada la fijará inicialmente el usuario; su valor no será menor del 60% de la carga total conectada, ni menor de 100 KW o la capacidad del mayor motor o aparato instalado. En el caso de que el 60% de la carga total conectada exceda la capacidad de la subestación del usuario, sólo se tomará como demanda contratada la capacidad de dicha subestación a un factor de 90%.

Horario.- Para los efectos de la aplicación de esta tarifa, se utilizarán los horarios locales oficialmente establecidos. Por días festivos se entenderán aquellos de descanso obligatorio, establecidos en el artículo 74 de la Ley Federal del Trabajo, a excepción de la fracción IX, así como los que se establezcan por Acuerdo Presidencial.

Periodos de punta, intermedio y base.- Estos periodos se definen en cada una de las regiones tarifarias para distintas temporadas del año, como se describe a continuación. Regiones Central (México D. F.), Noreste, Norte y Sur

Del primer domingo de abril al sábado anterior al último domingo de octubre;

Día de la semana	Base	Intermedio	Punta
Lunes a viernes	0:00 - 6:00	6:00 - 20:00 22:00 - 24:00	20:00 - 22:00
sábado	0:00 - 7:00	7:00 - 24:00	
domingo y festivo	0:00 - 19:00	19:00 - 24:00	

Del último domingo de octubre al sábado anterior al primer domingo de abril;

Día de la semana	Base	Intermedio	Punta
lunes a viernes	0:00 - 6:00	6:00 - 18:00 22:00 - 24:00	18:00 - 22:00
sábado	0:00 - 8:00	8:00 - 19:00 21:00 - 24:00	19:00 - 21:00
domingo y festivo	0:00 - 18:00	18:00 - 24:00	

Demanda facturable.- La demanda facturable se define como se establece a continuación:

$$DF = DP + FRI \times \max (DI - DP, 0) + FRB \times \max (DB - DPI, 0) \quad 5.1$$

Donde:

DF	demanda facturable
DP	demanda máxima medida en el periodo de punta
DI	demanda máxima medida en el periodo intermedio
DB	demanda máxima medida en el periodo de base
DPI	demanda máxima medida en los periodos de punta e intermedio
FRI y FRB	factores de reducción que dependen de la región tarifaria

Región	FRI	FRB
Baja California	0.141	0.070
Baja California Sur	0.195	0.097
Central (México D.F.)	0.300	0.150
Noreste	0.300	0.150
Noroeste	0.162	0.081
Norte	0.300	0.150
Peninsular	0.300	0.150
Sur	0.300	0.150

En las fórmulas que definen las demandas facturables, el símbolo "max" significa máximo, es decir, que cuando la diferencia de demandas entre paréntesis sea negativa, ésta tomará el valor cero.

Las demandas máximas medidas en los distintos periodos se determinarán mensualmente por medio de instrumentos de medición, que indican la demanda media en KW, durante cualquier intervalo de 15 minutos del periodo en el cual el consumo de energía eléctrica sea mayor que en cualquier otro intervalo de 15 minutos en el periodo correspondiente. Cualquier fracción de KW de demanda facturable se tomará como KW completo.

Energía de punta, intermedia y de base.- Energía de punta es la energía consumida durante el periodo de punta. Energía intermedia es la energía consumida durante el periodo intermedio. Energía de base es la energía consumida durante el periodo de base. [5, 6]

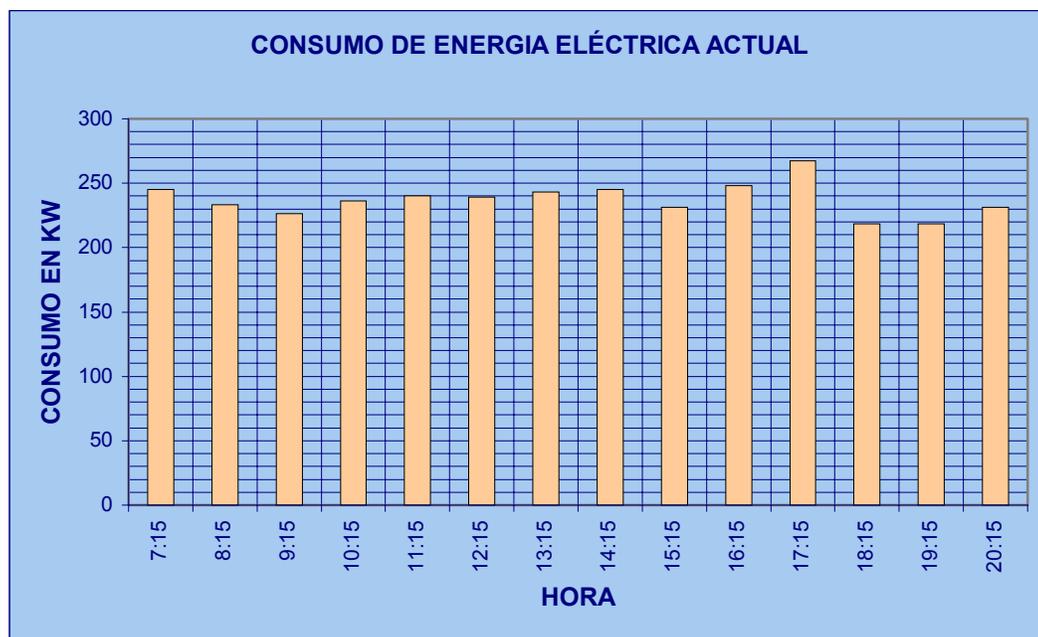
5.5 CONSUMO DE ENERGÍA ELÉCTRICA ACTUAL

Los equipos que componen el sistema de aire acondicionado, mencionados en el capítulo 2, tienen los siguientes consumos de energía eléctrica, tomando en cuenta que los equipos que se enlistan en la tabla 5.4, trabajan de forma continua al 100% de capacidad cada uno, sin importar la variación de carga térmica del edificio a lo largo del día, mientras se mantienen funcionando.

EQUIPOS VARIOS	HP	KW
BAR-01	25	18.6
UMA-01	50	37.3
UMA-02	30	22.4
UMA-03	10	7.5
COMP. CONTROL	2	1.5
SUBTOTAL	318	87.3

En la tabla 5.5, se hace una suma de los consumos de energía de equipos varios, incluyendo el consumo de las unidades enfriadoras de agua que fue medido en campo a diferentes horas del día y que cuenta con ciertas variaciones a lo largo del periodo laboral.

TABLA 5.5.- CONSUMO DE ENERGIA ELECTRICA ACTUAL				
ENERGIA	HORA	EQUIPOS VARIOS (KW)	UNIDADES ENFRIADORAS (KW)	CONSUMO TOTAL (KW)
INTERMEDIA	06:15	87.3	158	245.3
	07:15	87.3	158	245.3
	08:15	87.3	146	233.3
	09:15	87.3	139	226.3
	10:15	87.3	149	236.3
	11:15	87.3	153	240.3
	12:15	87.3	152	239.3
	13:15	87.3	156	243.3
	14:15	87.3	158	245.3
	15:15	87.3	144	231.3
	16:15	87.3	161	248.3
PUNTA	17:15	87.3	180	267.3
	18:15	87.3	131	218.3
	19:15	87.3	131	218.3
	20:15	87.3	144	231.3



Gráfica 5.1 Consumo de energía eléctrica actual [propia]

Con estos datos se está en posibilidad de calcular la demanda facturable por medio de la fórmula 5.1, se tiene:

DP	demanda máxima medida en el periodo de punta	231.3
DI	demanda máxima medida en el periodo intermedio	267.3
DB	demanda máxima medida en el periodo de base	0
DPI	demanda máxima medida en los periodos de punta e intermedio	267.3
FRI, FRB	factores de reducción, dependen de la región tarifaria:	FRI = 0.3 FRB = 0.15

Sustituyendo estos valores en la fórmula 5.1 se tiene;

$$DF = DP + FRI \times \max (DI - DP,0) + FRB \times \max (DB - DPI,0)$$

$$DF = 231.3 + 0.3 \times (267.3 - 231.3) + 0.15 \times (0 - 186)$$

$$DF = 231.1 + 10.8 + 0$$

$$DF = 242 \text{ KW}$$

COSTOS DE LA DEMANDA FACTURABLE ACTUAL							
Concepto	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio
\$ x Demanda Facturable	80.77	81.21	83.08	88.01	90.63	90.35	87.47
Demanda facturable	242	242	242	242	242	242	242
costo mensual (\$)	\$19,546.34	\$19,652.82	\$20,105.36	\$21,298.42	\$21,932.46	\$21,864.70	\$21,167.74

Haciendo la sumatoria del costo mensual de la demanda facturable de los 7 meses del año 2003 se tiene que es de \$ 145,627.00.

5.6 RECOMENDACIONES DE MODERNIZACIÓN DEL SISTEMA

La forma más clara de ahorrar energía es la de buscar todas las soluciones posibles que ayuden a limitar de forma temporal o cualitativamente los consumos de energía del sistema de aire acondicionado existente, tomando en consideración la arquitectura del edificio, arreglo arquitectónico actual interior y los equipos existentes.

Se deben tomar en también en consideración las medidas ya tomadas por las autoridades del IMP para reducir las cargas de calor y consumo de energía eléctrica en el edificio, como ya fueron mencionadas con anterioridad; Redistribución de áreas, Sustitución del sistema de alumbrado y Aplicación de película reflejante en las cuatro fachadas del edificio. Para ello se tienen las siguientes propuestas:

5.6.1 Economizador

La primer propuesta para reducir el consumo energético del sistema de aire acondicionado existente, es el empleo de un economizador o enfriamiento gratuito en el retorno y toma de aire exterior de cada unidad manejadora de aire, este sistema emplea hasta el 100% de aire exterior aprovechado su baja entalpía cuando las condiciones exteriores son favorables para proporcionar condiciones de confort como en verano, disminuyendo el uso de las unidades enfriadoras de agua y bomba recirculadora de agua refrigerada.

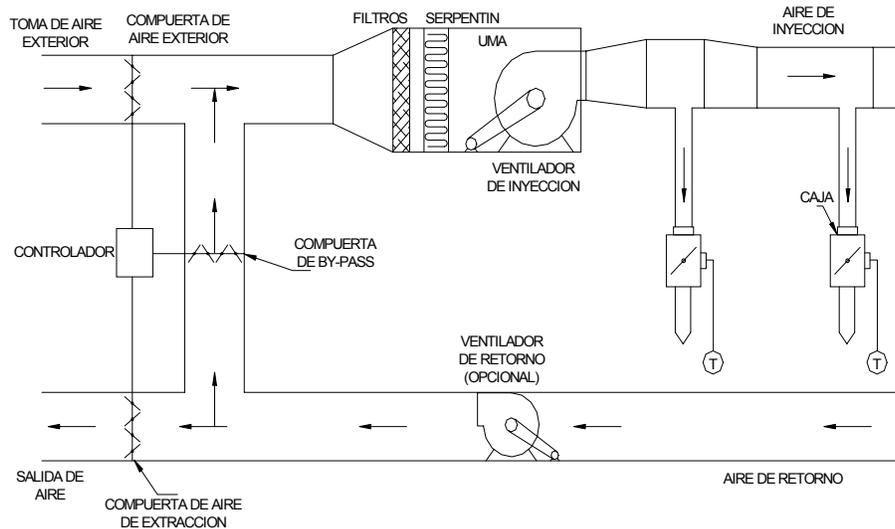


Figura 5.1 Diagrama de funcionamiento del economizador [18]

En la figura 5.1 se detalla el procedimiento común de llevar a cabo el enfriamiento gratuito. El sistema cuenta opcionalmente con un ventilador en el ducto de retorno, que canaliza dicho aire al exterior o lo recircula a la sección de mezcla de la unidad manejadora de aire. La regulación de la proporción de aire enviado al exterior o recirculado se realiza mediante un juego de compuertas en función del grado de apertura o cierre y una tercera persiana en la toma de aire exterior que opera sincronizadamente con la compuerta del aire enviado al exterior y de esa manera, al aumentar el caudal de aire exterior al abrir la persiana, se va cerrando la persiana del aire recirculado y se abre la del aire de extracción. [4]

Estos cierres y aperturas se llevan a cabo por medio de sensores de temperatura colocados estratégicamente en el sistema y monitoreados por medio de un controlador, que recibe las señales, las compara y envía la señal adecuada a los moduladores o accionadores de las compuertas para operar de forma proporcional y balancean el sistema del economizador para obtener las condiciones requeridas para inyectarse a los locales.

Condiciones de operación.- El economizador puede emplearse en cualquiera de los siguientes casos;

- a) Temperatura del aire exterior menor que la temperatura del aire de inyección.
- b) Temperatura del aire exterior mayor que la temperatura de inyección, pero menor que la temperatura del aire de retorno.
- c) Temperatura del aire exterior mayor que la temperatura del aire de retorno de los locales.

En la figura 5.2 se representa el procedimiento descrito anteriormente, considerando una temperatura del aire del local o de retorno de 23 o 24°C y una temperatura mínima de inyección de 15°C, estableciéndose el pico de carga del local a las 14 horas. Se observa que durante el intervalo horario AB, la temperatura del aire de inyección es menor que el de inyección de modo que el sistema economizador modula las compuertas hasta lograr que la mezcla del aire exterior con el aire recirculado alcance el valor determinado por la curva de temperatura de inyección, siendo innecesario el funcionamiento de las unidades enfriadoras, el enfriamiento es gratuito, no arrancan las unidades enfriadoras de agua.

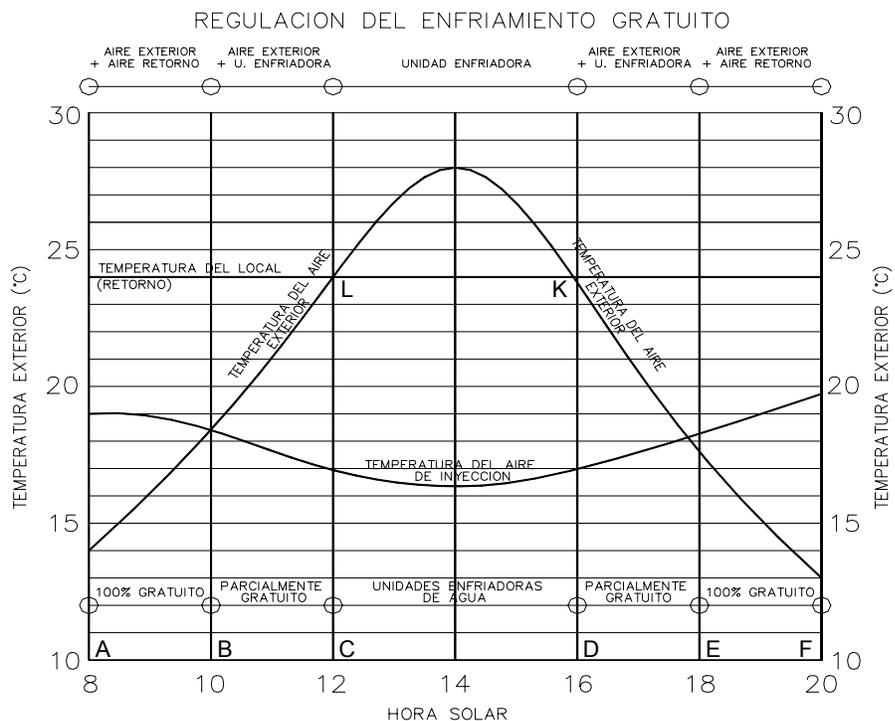


Figura 5.2. Regulación del economizador

En el intervalo BC el aire exterior es mayor que la temperatura de inyección pero inferior a la temperatura de retorno que es la del local, en ese ínter el sistema de enfriamiento debe operar parcialmente para bajar la temperatura del aire exterior que se introduce en un 100% hasta alcanzar la temperatura de inyección requerido por los locales y cuando la temperatura del aire exterior alcanza a la del local constituye el límite del enfriamiento gratuito.

Por último, durante el período CD, donde la temperatura del aire exterior es superior a la temperatura de retorno de los locales, la instalación funciona en forma convencional, para

satisfacer las necesidades de ventilación de los locales. Los intervalos DE y EF son similares a los BC y AB.

El sistema descrito se basa en el control por temperatura del aire exterior, pero en algunos casos es conveniente efectuar lo que se denomina control entálpico.

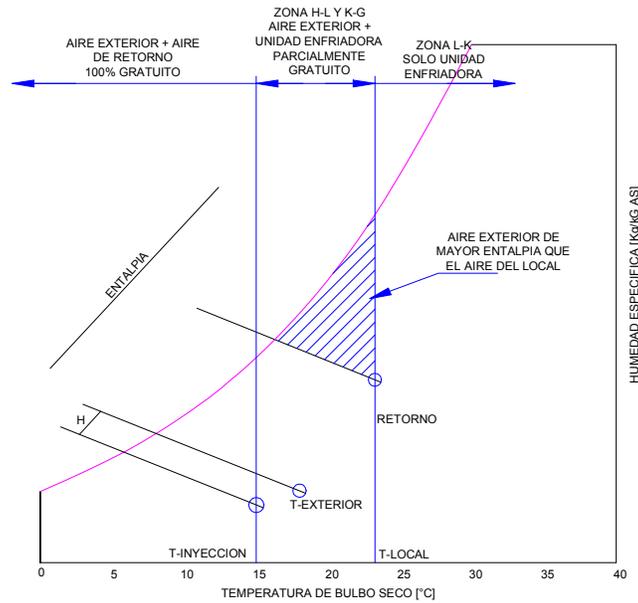


Figura 5.3 Esquema en diagrama psicrométrico de regulación de un economizador

En la figura 5.3 se representa el proceso en el diagrama psicrométrico. Si el control del economizador es por temperatura, existe una zona comprendida entre la temperatura de bulbo seco del local, la temperatura de bulbo húmedo y la curva de saturación rayada en la figura, que demuestra que si bien la temperatura seca del aire exterior es menor que la de retorno o del local y por lo tanto puede absorber calor sensible del mismo, si la entalpía del aire exterior es mayor que la del aire del local, por lo que es contraproducente el ingreso del mismo en el sistema.

Por ello, en zonas donde durante un elevado número de días se produce esa circunstancia debe siempre efectuarse un control entálpico del sistema. El mismo consiste en determinar en todo momento los parámetros de temperatura y humedad, integrando automáticamente la entalpía y cantidad de calor del aire exterior y el de retorno de los locales. [4, 7]

5.6.2 Variador de velocidad del ventilador

A la gran mayoría de las personas les gusta sentirse como en su oficina mientras se encuentran laborando. El interior de los locales y la calidad de el amueblado contribuyen en gran medida a el confort humano.

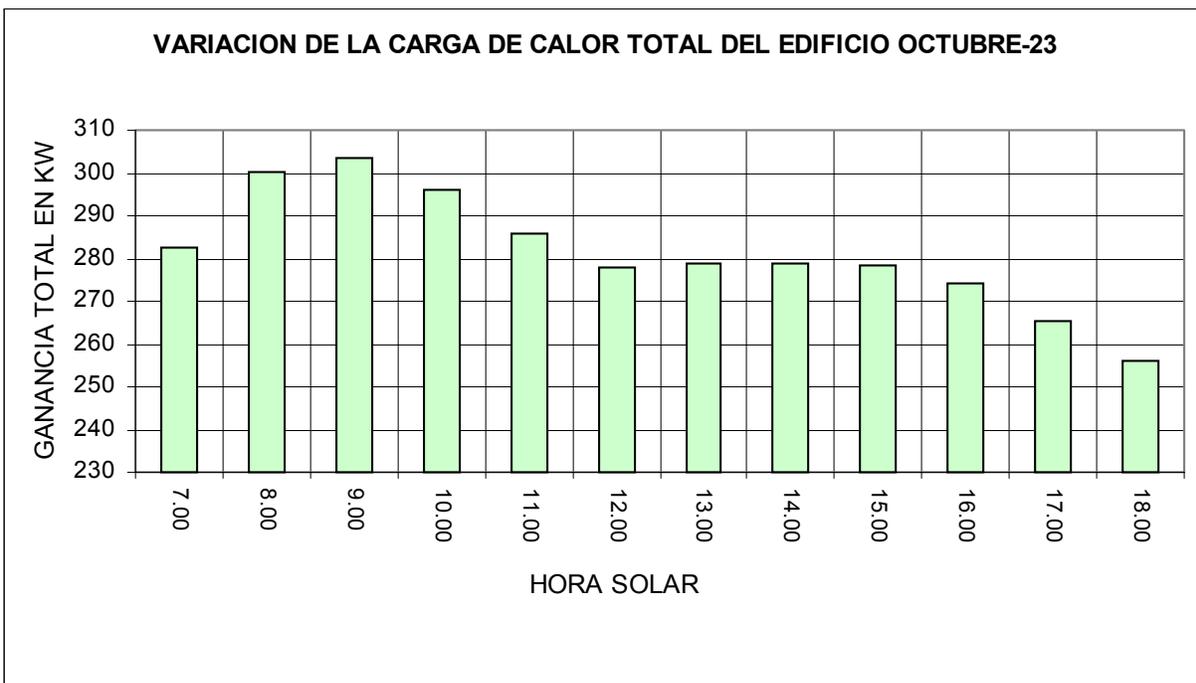
Instalando variadores de velocidad para controlar los sistemas de volumen de aire variable en ventiladores de las unidades manejadoras de aire se asegura que el sistema solo

provea la demanda necesaria para confort de acuerdo a las variaciones diarias de carga térmica.

Las condiciones de competitividad actual demandan una mayor eficiencia en la operación de los edificios siendo además de otros parámetros el más importante la relación entre costo/beneficio del edificio. El consumo de energía en los edificios de oficinas por la operación de los sistemas de aire acondicionado es muy significativo, asimismo el precio de la energía eléctrica se torna cada vez más elevada.

Los equipos del sistema de aire acondicionado existente operan al 100% de su capacidad durante todo el horario laboral diario, de 7.00 a 20.00 horas en las diferentes épocas del año, independientemente de que la demanda este variando. El sistema originalmente fue seleccionado para proporcionar la carga de enfriamiento en el peor caso de la demanda que suele ser la máxima ocupación en los días más calurosos.

Aun cuando el sistema actual cuenta con cajas de volumen variable integradas con control neumático, realmente no existe un control automático del sistema completo, donde se vea reflejado un verdadero ahorro de energía, ya que las unidades manejadoras de aire trabajan a velocidad constante, por tanto con caudal de aire constante. Esto implica que se está consumiendo el 100% de la potencia de los motores de forma continua durante el tiempo de operación de los equipos.



Gráfica 5.2 Variación de la carga total del edificio Octubre 23 [propia]

La gráfica 5.2 muestra la variación de la carga térmica actual en KW proyectada para el edificio de oficinas en función de la demanda. De este cálculo se selecciona el sistema de aire acondicionado en función de la peor situación, por lo que se tiene entonces un gran potencial para ahorro de energía con el uso de tecnología de punta al ajustar los flujos de

acuerdo a la demanda requerida, lo cual implica reducir los consumos de energía de los ventiladores y unidades enfriadoras de agua, contando desde luego con un control adecuado que maneje todas las variables involucradas en el sistema.

Variador de velocidad.- Existen diferentes métodos para ajustar el funcionamiento de los ventiladores de las unidades manejadoras de aire en los sistemas de aire acondicionado de volumen de aire variable, para variar el caudal en función de la demanda de carga térmica existente en el edificio.

Los métodos tradicionales involucran soluciones mecánicas operando a un nivel constante independientemente de la demanda actual. El caudal de aire es controlado obstruyendo el flujo mediante compuertas. Los controles de flujo de aire más comúnmente usados son: compuertas, álabes guía a la entrada y variadores de velocidad

Durante la operación actual del ventilador a velocidad constante, al cerrar las unidades terminales VAV, se incrementa la presión estática del sistema, en respuesta, el punto de operación del ventilador se mueve a través de la curva de velocidad constante, en la figura 5.4, del punto de operación de diseño A al punto B se lleva a cabo un nuevo punto de balance, aumenta la presión estática y se reduce el caudal, varían las condiciones de operación.

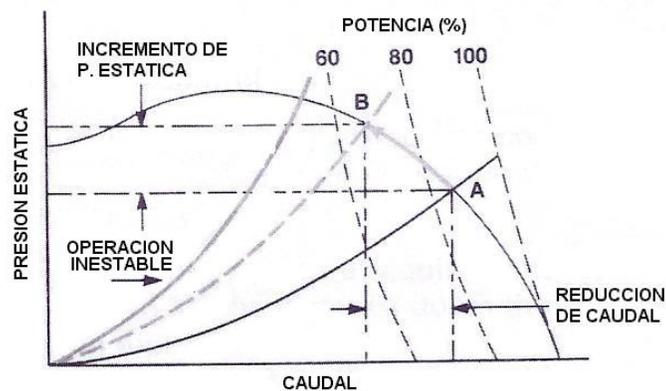


Figura 5.4 Variación de caudal [17]

Este método de modulación puede ser empleado con un ventilador centrífugo, los requerimientos de potencia al freno del ventilador, se reducen conforme los requerimientos de operación del ventilador disminuyen sobre la curva de velocidad constante (rpm).

La curva de operación del ventilador puede emplearse satisfactoriamente cuando el rango de modulación de caudal del sistema es pequeño, si el sistema fuera llamado a modular en un rango amplio de caudal, se tendría una elevada caída de presión estática en los ductos y al reducir los rangos de flujo, podría causar sobre presión de las unidades terminales VAV, resultando un incremento de los rangos de suministro de aire de inyección y esto generaría problemas de ruido. Además si el ventilador opera en el área de funcionamiento inestable a esta alta presión, podría resultar una severa pulsación y vibración dentro del sistema de ductos, por tanto, no es recomendable este sistema.

La curva del sistema VAV, ilustra las demandas externas que se imponen al ventilador por el sistema VAV. El primer componente es la presión estática fija requerida para accionar y alimentar las unidades terminales VAV y los difusores de inyección de aire. Esta presión establece el punto de ajuste controlador de presión estática de los ductos. [3]

TABLA 5.6 LEYES DE LOS VENTILADORES [2]				
VARIABLE	CONSTANTE	No.	LEY	FORMULA
VELOCIDAD	Densidad del aire Diámetro del rodete Distribución Sistema	1	El caudal es directamente proporcional a la velocidad	$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2}$
		2	La presión es directamente proporcional al cuadrado de la velocidad	$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2$
		3	La potencia es directamente proporcional al cubo de la velocidad	$\frac{HP_1}{HP_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3$

El segundo componente es la presión estática variable. Este componente se requiere para vencer las pérdidas estáticas del sistema, asociado con ductos, filtros, serpentines y difusores a varios rangos de caudal de aire. Esas pérdidas varían con el cuadrado de la variación de caudal de aire del sistema. Empleando las leyes de los ventiladores para las siguientes características se tiene;

TABLA 5.7.- VARIACIONES DE CAUDAL, VELOCIDAD, PRESION ESTATICA Y POTENCIA DE LA UMA-01					
% CAUDAL	m ³ /h (PCM)	rpm	PE	HP	KW
100	83,909 (49,387)	950	3.75	50.0	39.3
90	75,518 (44,448)	855	3.0	36.5	28.6
80	67,128 (39,510)	760	2.4	25.6	20.1
70	58,645 (34,571)	665	1.8	17.2	13.5
60	50,345 (29,632)	570	1.4	10.8	8.5
54	45,605 (26,842)	516	1.1	8.0	6.3
50	4,995 (24,694)	475	0.9	6.3	4.9
40	33,564 (19,755)	380	0.6	3.2	2.5

Superponiendo la curva del sistema VAV sobre la curva del ventilador, establece la curva de modulación del ventilador. Esta curva describe las características de modulación del ventilador necesarias para balancear las necesidades de la presión estática variable de los ductos para compensar las cargas variables del sistema (demanda) producidas por el

ventilador (suministro). Para la UMA-01, se tiene la tabla 5.7, obtenida con el empleo de las fórmulas de las leyes de los ventiladores. Si se ve en la curva característica del ventilador, se tiene;

Horizontal draw-thru unit

39ED90
39ER90 Supply fan

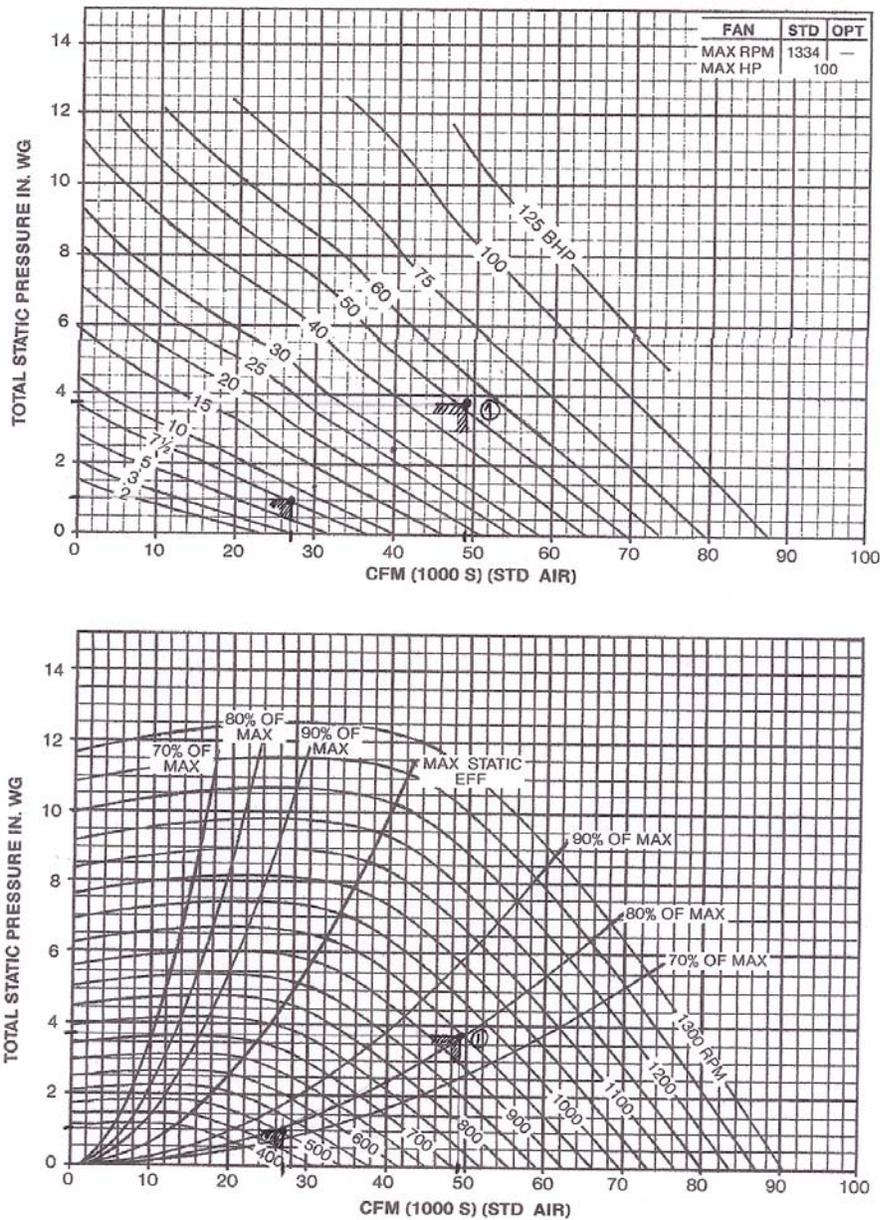


Figura 5.5 Curva característica UMA-01 [16]

Estos se muestran en la curva característica del ventilador de la UMA-01, y se traza una curva de modulación del ventilador de forma real, tal como funcionará el equipo. Se observa en la tabla 5.7 y figura 5.5 el importante ahorro de energía que se tendrá con la adaptación de un variador de velocidad en el sistema.

Control de la presión estática del ventilador.- Para llevar a cabo el balanceo descrito anteriormente, debe controlarse la presión estática que debe vencer el motor del ventilador de la UMA, empleando el método de control de velocidad del ventilador. Este control es operado por un sensor de presión estática localizado dentro del sistema de ductos.

Los requerimientos de presión estática constante, debe ajustarse de $2/3$ a $3/4$ (donde debe instalarse el sensor) de distancia del ducto de inyección únicamente. Desde éste punto, se puede balancear la presión estática total del sistema, asimismo puede ser monitoreada y controlada. Fundamentalmente, el diseño del control del ventilador responde de manera similar al cambio de presión estática del ducto. Suponiendo que existe una reducción de caudal en el sistema debido a la modulación de las unidades terminales VAV, entonces se genera una nueva curva de resistencia mayor. En respuesta el ventilador sube en la curva de funcionamiento a velocidad constante, en la figura anexa se observa el cambio del punto A al punto B.

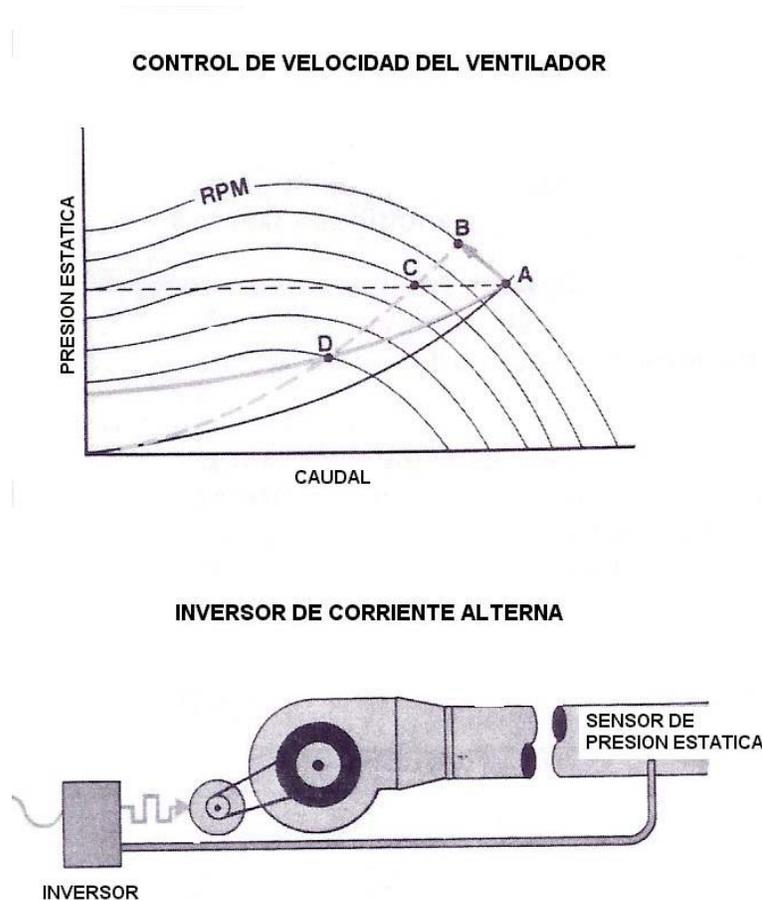


Figura 5.6 Control de velocidad del ventilador [17]

Los monitores de control de presión estática del ducto, detectan el aumento de presión estática que debe vencer el ventilador (A-B) más el aumento estático (C-D) causado por las pérdidas, por reducción del ducto y por los accesorios.

Una vez que el aumento de presión estática igual al diferencial del controlador, la acción del control es tomado para reducir la capacidad del ventilador, moviendo su punto de operación a lo largo de la curva normal de resistencia del sistema a D en la curva de modulación del ventilador. La reducción de caudal del ventilador resulta de la acción de éste control, reduce la presión estática del ducto en una proporción igual a la ganancia producida por el ventilador (A-B) más el resultado de las pérdidas del ducto y accesorios (C-D). Esto restablece fija la presión estática dentro de la sección del ducto donde se encuentra montado el sensor de presión estática.

En ésta demostración, el cambio de presión estática requerido para iniciar la acción de control más el caudal y reducciones de la presión estática que resultan de la acción de control son muy exageradas. El accionador del ajuste de velocidad del ventilador que está siendo bastante popular para este propósito es el alternador inversor de corriente. El inversor es un diseño de control de velocidad del motor. Recibe señales del sensor de presión estática de ducto. En consecuencia, toma energía del voltaje frecuencia fijos de la utilidad y genera ondas en forma de corriente alterna de el voltaje y frecuencia requerida para establecer la velocidad apropiada del motor y también desde luego la velocidad del ventilador. [3]

5.6.3 Sistema de control

Sustituir el sistema de control neumático existente por un sistema de control con tecnología de punta, automatizado al 100%. Este control debe interconectar y sensor todas las variables de los elementos mecánicos de los equipos, temperatura del aire de cada local, abertura de cada caja, velocidad del ventilador en cada instante, cantidad de compresores empleados, etc.

De esa manera, puede disponerse de un control directo de cada uno de los parámetros de la instalación, proporcionando en tiempo real la información de lo que está pasando en todas las oficinas del edificio, para tomar decisiones de ahorro energético, tales como selección de las condiciones interiores de confort, fijación o adecuación de los puntos de ajuste (set-point), pudiéndose agregar el control de iluminación, bombas de agua, etc., porque si se desean obtener significativos ahorros energéticos es necesario medir y controlar continuamente el funcionamiento de todas las instalaciones.

Es fundamental para lograr la optimización de los costos energéticos disponer de los medios de ajustes necesarios para adaptar los parámetros de funcionamiento de los equipos de modo de lograr una mejora en tiempo y forma en cuanto a sus condiciones de funcionamiento. Para la optimización del suministro de energía eléctrica, se requiere conocer en las instalaciones eléctricas, como están repartidos los consumos a lo largo del tiempo, cuales son los requerimientos de cada carga, los factores de potencia más desfavorable y las causas que pueden provocar un bajo rendimiento de la instalación. Todo ello, requiere la instrumentación adecuada para su medición, registro y tratamiento de datos.

Sin embargo, en edificios grandes como el edificio administrativo del IMP, es indispensable adoptar un *sistema de control integral del tipo inteligente* que posibilite la operación y regulación, con un programa de software orientado hacia la reducción del consumo energético, así como una disminución de los costos de mantenimiento, siendo dichos datos útiles para definir las necesidades reales del servicio, correcciones y posibles mejoras al funcionamiento.

De esa manera, puede disponerse de un control directo de cada uno de los parámetros, proporcionando en tiempo real la información de lo que está pasando en el edificio, para tomar decisiones de ahorro energético, tales como selección de las condiciones interiores de confort en aire acondicionado, el control de la iluminación, bombas de agua refrigerada, unidades manejadoras de aire, unidades enfriadoras de agua, etc.

Los sistemas de control digital consisten en una red de microprocesadores inteligentes los cuales controlan al equipo de aire acondicionado, conectados a una red a una PC, el usuario accesa la información del sistema por medio de una interfase grafica y por medio de ventanas con texto estandarizado.

Un sistema de control inteligente tiene por objeto además de lograr el confort y seguridad de funcionamiento, la economía de operación y la forma de lograr estos objetivos es censar y comandar la totalidad de las instalaciones desde un centro de control, debiéndose prever que ante la posibilidad de fallas en las comunicaciones de datos de un sector del edificio, éste funcione inteligentemente en forma autónoma, por lo que a esos sistemas se los define como inteligencia distribuida.

El sistema de control y monitoreo se utiliza para controlar y administrar el edificio y permite realizar un control coordinado con la totalidad de las instalaciones, siendo capaz de integrar múltiples funciones incluyendo control y supervisión de los equipos, registro de alarmas y almacenaje de datos históricos, así como el control y almacenamiento de datos de los consumos eléctricos, calculando las sumas totales en forma diaria, semanal o mensual para control de consumos. El sistema permite verificar los estados de cargas eléctricas y su distribución en forma racional, eliminando consumos innecesarios, efectuando el ciclado y rotación de cargas y la secuencia de equipos. Por otra parte puede atenuar o eliminar los niveles de iluminación según sea el aporte de iluminación natural externa en áreas con ingreso de luz natural, manteniendo niveles de iluminación constantes a bajo costo.

Pueden ajustar automáticamente el uso operativo del edificio a las estaciones anuales y el sistema con los datos de los consumos de electricidad, puede establecer una conducta de operación propia del edificio y de esta forma, permite optimizar aún mas los consumos energéticos. Además, puede registrar con intervalos de tiempo determinados la tendencia del consumo del edificio y verificar cuando se generó el pico máximo de consumo, para evitar que no se pase de un límite máximo y producir el recorte y además controlar el factor de potencia en forma permanente.

En la optimización de energía eléctrica puede basarse en producir entre otros, los siguientes controles:

- Se automatiza la operación del sistema, puesto que el sistema de control distribuido (SCD), consiste en una red de microprocesadores inteligentes, que controlan al equipo HVAC conectados en red a una computadora personal, donde el encargado del sistema introduce la información del sistema por medio de una interfase grafica y por medio de ventanas con texto estandarizado.
- Apaga todo el equipo en periodos de no ocupación, ayuda al usuario a programar la operación del equipo desde un solo lugar.
- Usa controladores inteligentes que permiten ajustar y monitorear los niveles de humedad y temperatura.
- Monitorea el consumo de energía.
- Reinicia el equipo en caso de una falla en energía.
- Monitorea el equipo y despliega mensajes de alarma cuando un equipo falle ó las temperaturas controladas se salgan de rango. También puede llamar al Beeper del personal de mantenimiento automáticamente.
- Registra el tiempo que el equipo opera y genera reportes de mantenimiento.
- Si se desea, puede manejar también seguridad y accesos controlados.
- El sistema de control posee una amplia variedad de sensores y actuadores para distintos requerimientos. Los visualizadores para PC se arman según los requerimientos del usuario final, son tipo gráfico y trabajan bajo el sistema operativo de Windows®, esto permite que puedan ser utilizados por personal no especializado.
- Arranque escalonado de los motores eléctricos de forma programada.
- Optimización de arranques y paros de motores.
- Control de variadores de velocidad de los motores de los ventiladores.
- Control de la temperatura de agua refrigerada en las UEAS.
- Control de la temperatura del aire de inyección.
- Control de válvulas de tres vías.
- Secuencias de operación de los equipos de aire acondicionado.
- Control de unidades manejadoras de aire.
- Control del sistema economizador en conjunto con todo el sistema de aire acondicionado.
- Control de los sensores de temperatura de las cajas VAV de cada local.

Por todo lo indicado, para realizar un ajuste tendiente a la disminución en las necesidades de consumo energético, además de los aspectos puntuales a adoptar en cada caso, es indispensable contar con un elemento de control adecuado que permita verificar y ajustar la operación, para lograr que dicho ahorro sea lo mas eficiente posible.

5.6.4 Mantenimiento

Verificar que el mantenimiento preventivo prestado a todos los equipos del sistema, sea llevado a cabo de forma frecuente, verificando que el aislamiento térmico de tuberías de

agua refrigerada y ductos de aire se encuentren en buen estado a lo largo de todo su recorrido. Asimismo es importante la disminución o aumento de temperatura de diseño de los locales según la época; invierno o verano respectivamente. Colocar aislamiento térmico en los muros de las fachadas sur y poniente del cuarto de máquinas del cuarto piso, debido a que como este funciona como cámara plena, aumenta la ganancia de calor por radiación al aire de retorno. Es importante indicar que los costos de mantenimiento son integrales a equipos y sistemas de todo el IMP, contando con personal para proporcionar servicio preventivo de forma continua y en casos necesarios y servicio correctivo.

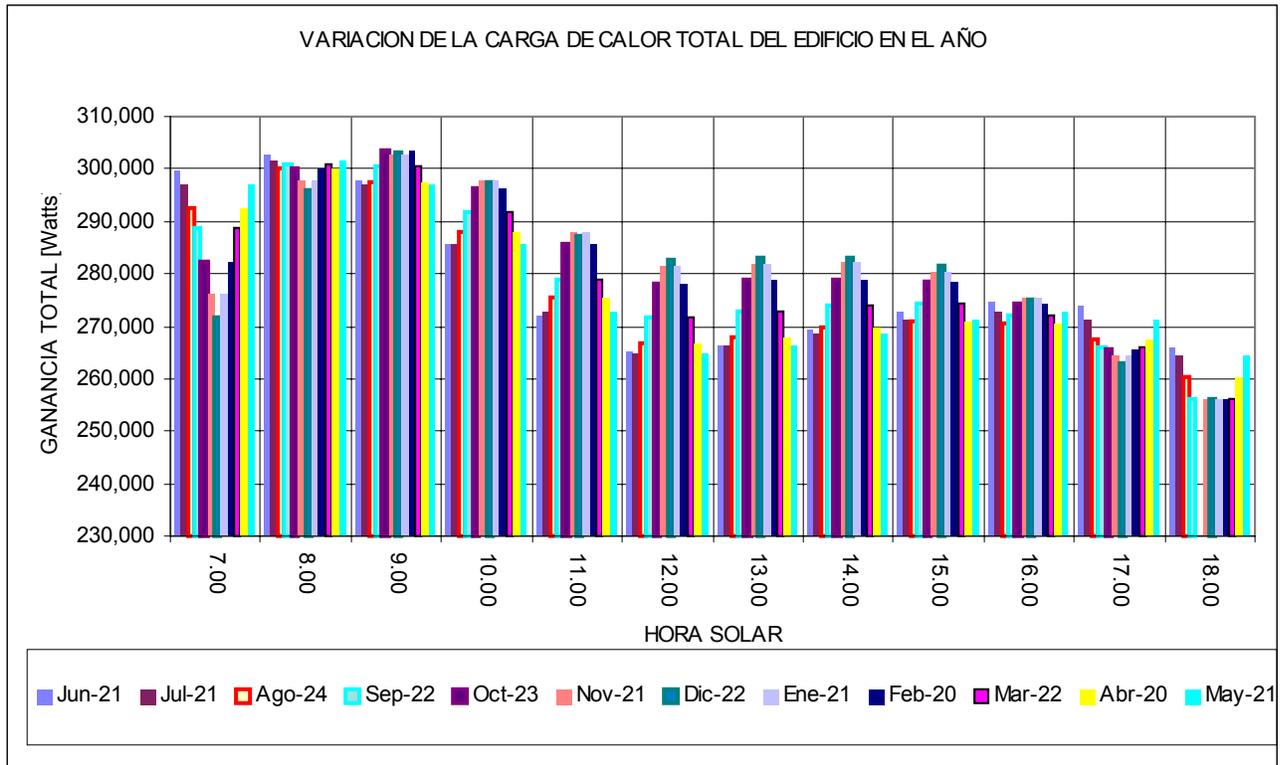
5.6.5 Costos

A continuación se proporcionan los costos de las recomendaciones de modernización del sistema:

COSTOS DE LAS RECOMENDACIONES DE MODERNIZACION				
PART	ACCESORIO	CANT	PRECIO UNITARIO (\$)	SUB TOTAL (\$)
1	Economizador UMA	3	12,000	36,000
2	Variador de velocidad UMA	3	12,000	36,000
3	Controlador para UMA	3	3,800	11,400
4	Sensor de Temp. de ducto de inyección, transductor de presión diferencial, supervisión de filtro, detector de estado para el ventilador, válvula motorizada, motor para compuerta y relevadores de control.	3	16,200	48,600
5	Controlador cajas VAV. Transmisor diferencial de presión, salidas de control.	90	2,600	234,000
6	Sensor de Temperatura, actuador eléctrico para cajas, relevador.	90	1,160	104,400
7	Controlador para 3 enfriadoras y 2 bombas, accesorios, gabinete para exterior.	1	15,130	15,130
8	Sensor de temperatura de agua. Detector de diferencial de presión de agua y relevadores.	1	5,860	5,860
9	Central de supervisión y monitoreo. Con Software.	1	44,920	44,920
10	Servicios de Ingeniería y programación, Montaje y conexión, Tubería y cableado	1	105,000	105,000
TOTAL				\$ 641,310

5.7 CONSUMO DE ENERGÍA ELÉCTRICA TEÓRICO

Para determinar el consumo de energía teórica del sistema de aire acondicionado en el Capítulo 4 se ha llevado a cabo un estimado de la carga térmica de todo el edificio como un solo local, teniendo los siguientes resultados:

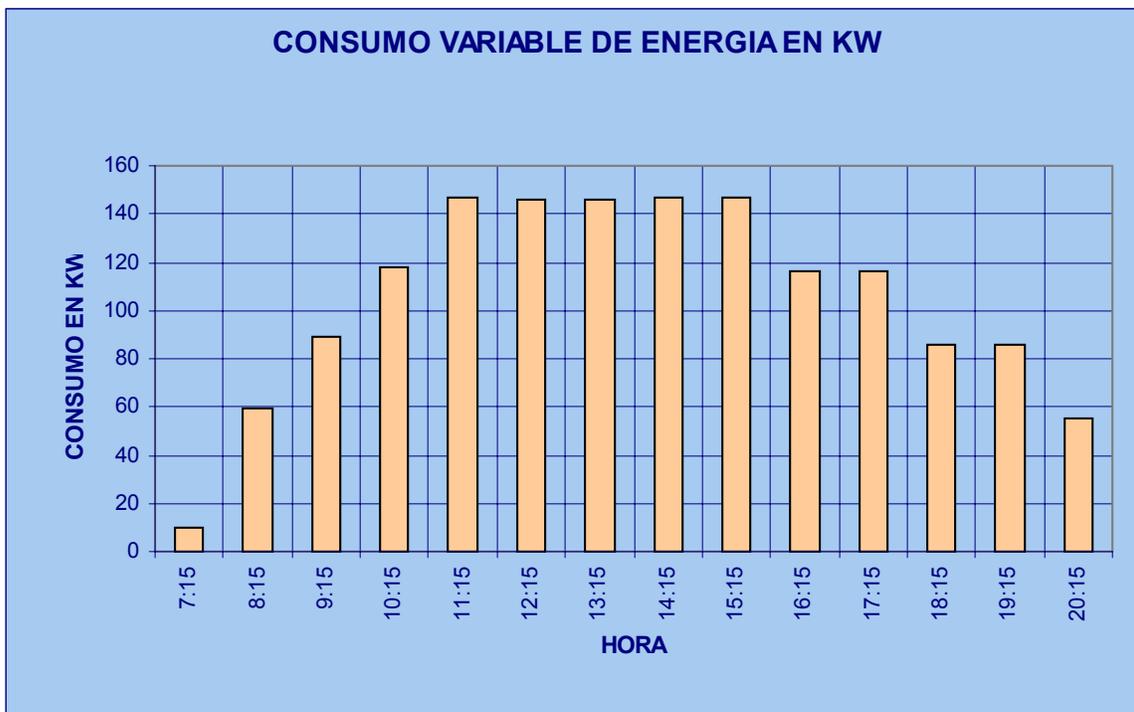


Gráfica 5.3 Variación de la carga de calor total del edificio en el año [propia]

Los equipos que componen el sistema de aire acondicionado, mencionados en el capítulo 2, tienen los siguientes consumos de energía eléctrica, tomando en cuenta que los equipos que se enlistan en la tabla 5.4, trabajan de forma continua durante todo el periodo laboral.

En la tabla 5.8 y en la gráfica 5.4 se enlista y se muestra el consumo de las unidades enfriadoras de agua que es variable a lo largo del periodo laboral.

TABLA 5.8.- CONSUMO VARIABLE DE ENERGIA EN KW [propia]							
ENERGIA	HORA	UMA-01	UMA-02	UMA-03	BAR	UEAS	TEORICA
INTERMEDIA	07:15	5.4	3.3	1.1			9.8
	08:15	5.9	3.5	1.2	18.7	30	59.3
	09:15	5.7	3.4	1.1	18.7	60	88.9
	10:15	5.2	3.1	1.0	18.7	90	118.0
	11:15	4.5	2.7	0.9	18.7	120	146.8
	12:15	4.1	2.5	0.8	18.7	120	146.1
	13:15	4.2	2.5	0.8	18.7	120	146.2
	14:15	4.3	2.6	0.9	18.7	120	146.5
	15:15	4.3	2.6	0.9	18.7	120	146.5
	16:15	4.3	2.6	0.9	18.7	90	116.5
PUNTA	17:15	4.2	2.5	0.8	18.7	90	116.2
	18:15	3.8	2.3	0.8	18.7	60	85.6
	19:15	3.8	2.3	0.8	18.7	60	85.6
	20:15	3.6	2.2	0.7	18.7	30	55.2



Gráfica 5.4 Consumo variable de energía en KW [propia]

Estos equipos trabajan de 7.00 a.m. a las 20.00 p.m. o sea 11 horas al día, se consideran días laborables de lunes a viernes, 5 días por semana, Al año se consideran 52 semanas, se tienen entonces; $52 \times 5 = 260$ días laborables al año, equivalentes a $260 \times 11 = 2,860$ horas de operación del sistema al año. Con estos datos se está en posibilidad de calcular la demanda facturable por

$$DF = DP + FRI \times \max (DI - DP,0) + FRB \times \max (DB - DPI,0)$$

DP	demanda máxima medida en el periodo de punta	85.6
DI	demanda máxima medida en el periodo intermedio	146.8
DB	demanda máxima medida en el periodo de base	0
DPI	demanda máxima medida en los periodos de punta e intermedio	146.8
FRI, FRB	factores de reducción, dependen de la región tarifaria:	FRI = 0.3 FRB = 0.15

Sustituyendo estos valores en la fórmula 5.1 se tiene;

$$DF = DP + FRI \times \max (DI - DP,0) + FRB \times \max (DB - DPI,0)$$

$$DF = 85.6 + 0.3 \times (146.8 - 85.6) + 0.15 \times (0 - 146.8)$$

$$DF = 85.6 + 18.4$$

$$DF = 104 \text{ KW}$$

COSTOS DE LA DEMANDA FACTURABLE TEORICA							
Concepto	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio
\$ x Demanda Facturable	80.77	81.21	83.08	88.01	90.63	90.35	87.47
Demanda facturable	104	104	104	104	104	104	104
costo mensual (\$)	\$8,400.08	\$8,445.84	\$8,640.32	\$9,153.04	\$9,425.52	\$9,396.40	\$9,096.88

Dando un demanda facturable de los 7 meses de \$ 62,558.00.

5.8 COMPARACIÓN DE LOS COSTOS DE CONSUMO DE ENERGÍA ACTUAL Y TEÓRICO

En la tabla 5.9, se observa que en los primeros 7 meses del año, se cuenta con un ahorro de \$ 93,295.00, por lo que se ratifica un ahorro del 278.3 %. Esto se debe principalmente a que el sistema actual trabaja al 100 % de su capacidad durante todo el día y todas las épocas del año. Se justifica la implementación del sistema para que varíe la carga conforme lo requiera la carga térmica del edificio.

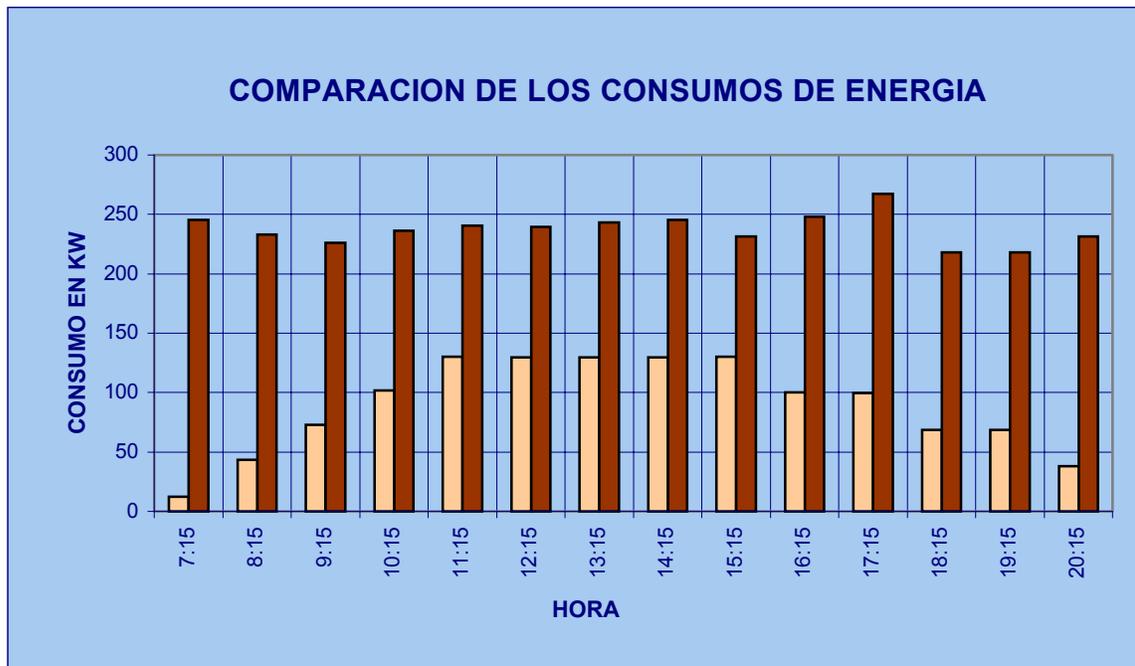
TABLA 5.9.- COMPARACION DE COSTOS Y DE CONSUMO ACTUAL Y TEORICO

Concepto	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Total
Demanda facturable actual	242	242	242	242	242	242	242	1,694
Demanda facturable teórica	104	104	104	104	104	104	104	728
diferencia	138	138	138	138	138	138	138	966
% de ahorro	43.0	43.0	43.0	43.0	43.0	43.0	43.0	43.0
\$ x demanda facturable actual	\$19,546	\$19,653	\$20,105	\$21,298	\$21,932	\$21,865	\$21,168	\$145,568
\$ x demanda facturable teórica	\$8,400	\$8,446	\$8,640	\$9,153	\$9,426	\$9,396	\$9,097	\$62,558
diferencia	\$11,146	\$11,207	\$11,465	\$12,145	\$12,507	\$12,468	\$12,071	\$83,010

5.9 COMPARACIÓN TOTAL Y OBTENCIÓN DE LOS AHORROS FINALES DE ENERGÍA

En la tabla 5.10 y gráfica 5.5 anterior, se muestra la diferencia de consumo de energía entre el sistema de aire acondicionado del edificio administrativo del IMP, México D. F., como funciona actualmente y como funcionaría con las recomendaciones propuestas. Se puede observar que el consumo de energía con el sistema propuesto variará de acuerdo a las demandas de energía a través del día en las diferentes épocas del año, consumiendo únicamente la energía necesaria para proporcionar las condiciones de confort en el edificio.

TABLA 5.10.- COMPARACION DE LOS CONSUMOS DE ENERGIA		
HORA	TEORICA (KW)	ACTUAL (KW)
07:15	12.5	245.3
08:15	43.5	233.3
09:15	73.1	226.3
10:15	101.9	236.3
11:15	130.4	240.3
12:15	129.5	239.3
13:15	129.6	243.3
14:15	129.9	245.3
15:15	130.0	231.3
16:15	100.0	248.3
17:15	99.6	267.3
18:15	68.8	218.3
19:15	68.8	218.3
20:15	38.3	231.3



Gráfica 5.5 Comparación de los consumos de energía [propia]

Tomando en cuenta los costos de modernización del sistema calculados anteriormente, que es de \$ 641,310.00 pesos y con el ahorro de energía y que se alcanza de \$83,010.00 en 7 meses, \$ 11,859.60 pesos mensuales en promedio, se requerirían 59.7, equivalente a 54 meses, (4.5 años) para recuperar el costo de inversión.

Si se tuvieran que adquirir además de lo anterior 2 unidades enfriadoras de agua nuevas con capacidad de 279.25 kW (79.4 TR), que tienen un costo de \$ 272,860.00 pesos cada una, más costos de retiro de las existentes, instalación y adaptación de las nuevas \$ 45,000.00, daría un total de \$ 1'299,030.00 pesos, lo cual es un costo muy elevado cuando se trata de una modernización y no sustitución de los equipos del sistema.

5.10 ANÁLISIS EXERGETICO

La exergía es el trabajo útil que puede obtenerse de un sistema, concepto basado en la segunda ley de la termodinámica y en la producción irreversible de entropía. La aplicación de la segunda ley de la termodinámica, durante los análisis de los sistemas en los que se encuentran involucradas las transformaciones de energía, representa la forma más adecuada de evaluar la capacidad que posee dicha energía para desarrollar un trabajo útil.

Los análisis energéticos desarrollados con la primera ley de la termodinámica, proveen información de las cantidades de energía suministradas y obtenidas en los sistemas mediante balances de calor de los procesos; sin embargo, los análisis realizados con la segunda ley ayudan a evaluar la calidad de la energía. Se habla de calidad debido a que

en todos los procesos energéticos en los que existen intercambios de energía existen irreversibilidades producidas por los incrementos de entropía que dan origen a las pérdidas de energía teniendo como consecuencia reducir la calidad de ésta para obtener trabajo útil.

La aplicación del método de la exergía a sistema nuevos proporciona las bases que permiten optimizar el uso de los recursos materiales y financieros, contribuyendo al diseño de plantas, procesos, equipos y sus componentes enfocados a optimizar el uso adecuado y eficiente de la energía. Para los sistemas existentes, como el presente, una evaluación exergética ayuda a conocer el comportamiento energético de cada uno de los componentes del sistema e identificar si el uso de la energía es o no adecuado; información que será utilizada para ayudar a tomar decisiones para la sustitución de alguno de los componentes actuales del sistema.

Para conocer la energía real útil aprovechado en el sistema de aire acondicionado, es necesario desarrollar un análisis exergético, debido a que una variable importante implícita en estos análisis es la temperatura del medio ambiente. A manera de información y comparación, se muestran los siguientes ejemplos que muestran la diferencia entre un análisis energético y un análisis exergético, para lo cual se propone al lector continuar con este tipo de estudio.

5.10.1 El diagrama de exergías

La capacidad de trabajo técnico y la exergía son conceptos muy útiles para poder llegar a conocer la calidad de las diversas partes de una instalación general, como por ejemplo, una máquina térmica. De acuerdo a la exergía, no solo se puede conocer la instalación en su conjunto, sino que también se descubrirán los orígenes y causas de las pérdidas de cada una de las partes de la instalación. La exergía abarca de modo único los más variados tipos de pérdidas, como son, por ejemplo el rozamiento y la transmisión de calor a causa de diferencias finitas de temperatura. La exergía las engloba a todas y las expresa mediante magnitudes comprobables. En instalaciones complejas, las irreversibilidades de un proceso parcial pueden influir sobre otros procesos que tengan lugar.

Los flujos que existen en una instalación se pueden representar en un *diagrama de energías*, también denominado *diagrama de Sankey*. Cada una de las partes de la instalación se une a las demás mediante "tubos de corriente" cuya anchura representa el valor de la energía. Se puede así representar, de un modo esquemático, que cantidad de energía se transfieren entre las diversas partes de la instalación. Sin embargo, este diagrama de energía no tiene en cuenta las distintas calidades de la energía, de acuerdo con el segundo principio. Por esto, para juzgar la calidad de las distintas transformaciones energéticas se representa, junto al diagrama de energías, un *diagrama de exergías*. Si se tiene en cuenta las energías potencial y cinética. El diagrama será de capacidades de trabajo técnico (exergía). Mediante el diagrama de exergías la instalación puede juzgarse con sentido crítico y desde el punto de vista de ambos principios. Con ejemplos se aclararan estas ideas.

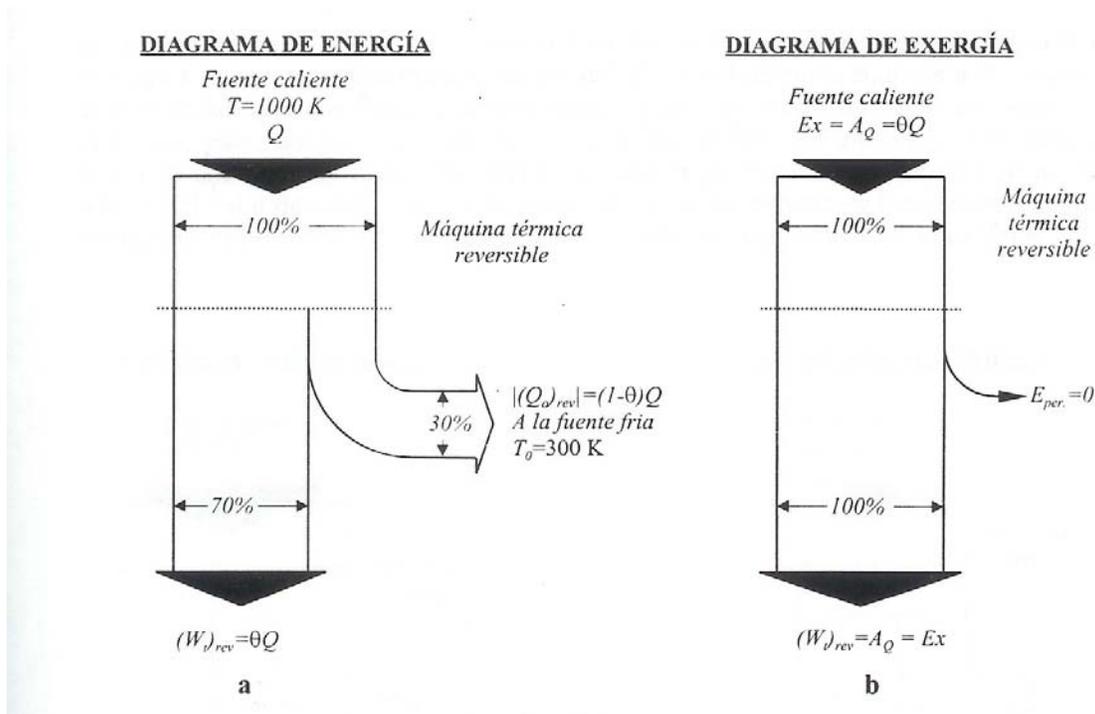


Figura 5.7 a) Diagrama de energía, b) Diagrama de exergía de una máquina térmica reversible funcionando entre dos fuentes de temperatura constantes $T= 1000\text{ K}$ y $T_0 = 300\text{ K}$

En la figura 4.7 se presentan los diagramas de energías y exergías de una máquina térmica que trabaja entre dos fuentes de temperaturas constantes T y T_0 . En el diagrama de energías parece como si la energía que se cede a la fuente fría fuese una energía perdida. Sin embargo, en el diagrama de exergías se aprecia que la instalación trabaja sin pérdidas. El flujo de exergía tomado de la fuente caliente es convertido íntegramente en trabajo útil. Hacia la fuente fría no fluye exergía. El calor $|(Q_o)_{rev}|$ no es ninguna pérdida, sino que debe ser cedido forzosamente a la fuente fría como consecuencia del segundo principio.

$$\left| (Q_o)_{rev} \right| = (1-\theta) Q = \frac{T_0}{T} Q$$

El término θ se denomina factor de Carnot, y está dado por:

$$\theta = 1 - \frac{T_0}{T}$$

Si se considera ahora una máquina térmica irreversible (fig. 1.12). Por el diagrama de energías se constata que el trabajo obtenido es ahora menor que en el caso de que la máquina fuera reversible, mientras que el calor cedido a la fuente fría es mayor. En el diagrama de exergías a su vez, se indica claramente que el trabajo útil obtenido equivale a la capacidad de trabajo del calor que fluye de la fuente caliente, disminuida en la pérdida

de exergía. En este caso, pues, tampoco se cede exergía a la fuente fría. Sin embargo, el proceso ha destruido una parte de la exergía inicial. La calidad de una máquina térmica no debería referirse al valor de calor cedido a la fuente fría, sino que debería de basarse en la exergía perdida. El calor cedido a la fuente fría no es, en realidad, una medida de las pérdidas.

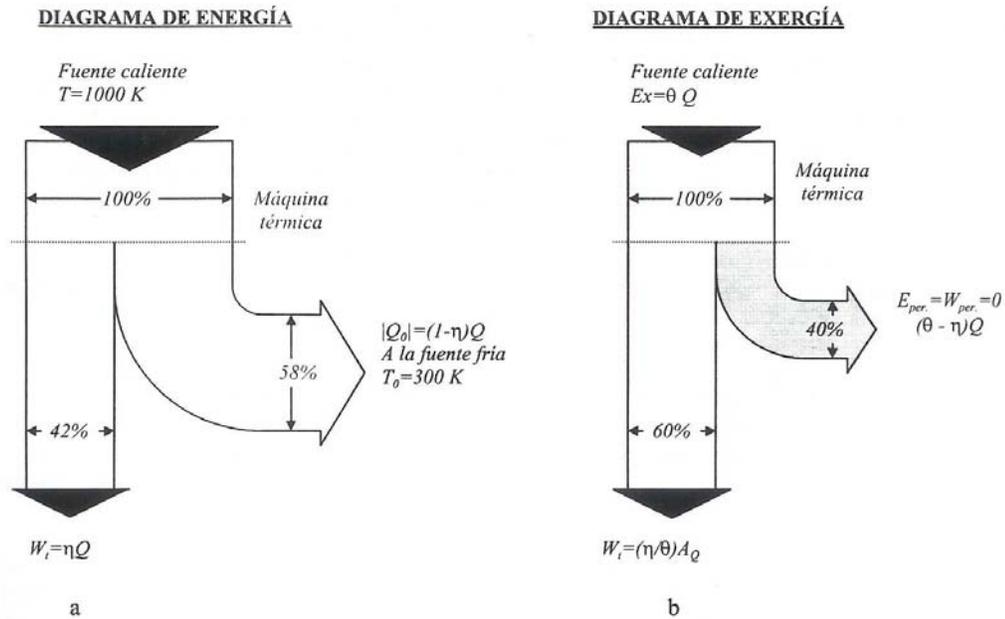


Figura 5.8 a) Diagrama de energía, b) Diagrama de exergía de una máquina térmica irreversible funcionando entre dos fuentes de temperatura constantes $T= 1000\text{ K}$ y $T_o = 300\text{ K}$. El rendimiento térmico se ha supuesto igual a $\eta=42\%$.

CONCLUSIONES



CONCLUSIONES

El objetivo del presente trabajo es mostrar una forma de evaluar el ahorro de energía que puede obtenerse en la modernización de un sistema de aire acondicionado existente, proponiendo alternativas de mejoras al sistema, empleando los equipos existentes, para contribuir con el cuidado de los recursos no renovables, la preservación del medio ambiente y protección de la economía del país.

Se llevó a cabo un estimado de carga térmica del edificio considerando los cambios y mejoras realizadas por autoridades del IMP referente al ahorro de energía del edificio, los cuales son: reducción de energía de alumbrado en 50%, redistribución de áreas de uso común a oficinas ejecutivas y la aplicación de película reflejante en las cuatro fachadas acristaladas del edificio.

El estimado mostró que la carga térmica actual se redujo de 145 TR originales, a 95.2 TR actuales, lo que representa 34.4 % de reducción de carga térmica y tomando en consideración que las unidades enfriadoras de agua tienen capacidad nominal de 50 TR, queda prácticamente una de ellas fuera de servicio, obteniéndose teóricamente el primer ahorro importante de energía.

Una vez conocidos estos datos, se hicieron propuestas de modernización al sistema para proporcionar las condiciones de confort, reduciendo el consumo de energía eléctrica, las cuales son las siguientes:

- Empleo de un sistema economizador con compuertas en la toma de aire exterior y el aire de retorno para aprovechar las ventajas de las bajas temperaturas del aire exterior durante la mañana y en invierno, disminuyendo la operación de las unidades enfriadoras de agua y bomba de recirculación de agua helada.
- Empleo de variador de velocidad en los motores de las unidades manejadoras de aire, para que trabajen de acuerdo a la variación de carga del edificio, disminuyendo los consumos eléctricos de los motores y la operación de las unidades enfriadoras de agua.
- Retiro del sistema de control neumático, sustituyéndolo por un sistema de control digital. La más alta tecnología utilizada en el edificio, convirtiéndolo en inteligente, edificio pensante que con una computadora central, controla básicamente todos los sistemas instalados, esto es SCDD, sistemas de control digital directo, son utilizados comúnmente en los edificios de oficinas para controlar la operación de el sistema de aire acondicionado, calefacción y ventilación reduciendo el consumo de energía y aumentar el confort.

En el análisis de resultados se obtuvo un ahorro de energía total de 43%, reflejándose directamente en los costos de operación del sistema. Dichos costos se calcularon para los primeros 7 meses del 2003. Se obtuvo el costo de operación del sistema actual, que fue de: \$ 145,568.00. Con las propuestas de modernización, el costo de operación teórico fue de: \$ 62,558.00. Por tanto el ahorro total teórico en 7 meses fue de \$ 83,010.00. Los costos de la propuesta fueron de \$641,310.00, los cuales se recuperan, de acuerdo a las consideraciones del trabajo en 4.5 años.

Considerando la elevada incidencia que tienen los costos de la energía eléctrica en los costos totales de funcionamiento de la instalación de aire acondicionado, se justifica la implementación de dichas soluciones técnicas que como se muestra, reducen el consumo, gasto de facturación y aumentan la conservación de los recursos no renovables. En este sentido, las propuestas de ahorro presentadas son una buena opción, pues contribuyen a una reducción de la potencia instalada.

Para la futura sustitución de los equipos del sistema, será necesario elaborar un análisis exergético, a fin de evaluar el trabajo útil que proporciona cada equipo por separado y verificar el trabajo útil que proporcionarían los equipos nuevos y en conjunto con el sistema completo. Es importante tomar en cuenta que para la sustitución de cualquiera de los equipos del sistema de aire acondicionado, las propuestas de este trabajo quedarán vigentes, sin necesidad de hacer futuras inversiones con lo ya propuesto, contando con el ahorro de energía propuesto.

RECOMENDACIONES A FUTURO



RECOMENDACIONES A FUTURO

Aún cuando la tecnología empleada en el presente trabajo es conocida y que puede aplicarse para obtener ahorros importantes de energía en edificios que emplean sistemas de aire acondicionado centralizados, su desarrollo y expansión de uso ha sido limitada y solo un bajo porcentaje de edificios cuentan con este tipo de instalaciones. Consecuentemente, en comparación a otras tecnologías de ahorro, las instalaciones como la propuesta no han tenido desarrollo y difusión, por tanto se pretende que el presente trabajo este encaminado a difundir el ahorro de energía en este tipo de edificaciones en futuros proyectos y modernización de los existentes.

Debido al tiempo de vida de los equipos existentes, es importante considerar la sustitución de los mismos a futuro, recomendando unidades enfriadores de agua de alta eficiencia con compresores tipo tornillo, que tienen la característica de ajustarse fácilmente a las variaciones de carga del sistema, contando con considerables ahorros de energía.

El presente trabajo puede continuar, tomando en consideración el aprovechamiento de la alta temperatura del aire de condensación a la descarga de las unidades enfriadoras de agua. Con ello, es posible diseñar un intercambiador de calor para calentar agua que se puede emplear para dar servicio de agua caliente en el edificio administrativo. Se requeriría de un tanque de almacenamiento forrado térmicamente, un circuito hidráulico y un sistema hidroneumático para mantener la presión adecuada en la línea a lo largo de todos los niveles del edificio, reduciéndose así el consumo de combustibles no renovables.

Otra forma importante de ahorrar energía, es mantener el flujo de agua de forma eficiente por las tuberías, accesorios y serpentines de enfriamiento, pero las sales minerales y otros componentes que arrastra el agua, llegan a cubrir las paredes de las tuberías. Es posible llevar a cabo un estudio de éste fenómeno para el monitoreo y limpieza interior de tuberías sin modificaciones importantes a la red hidráulica, reduciendo las caídas de presión del sistema, aumentando la eficiencia de la bomba y mejorando la transferencia de calor, lo cual reditúa en ahorro de energía.

Se recomienda a futuro, llevar a cabo un análisis exergético, a fin de evaluar el trabajo útil que proporciona cada equipo por separado y llegar al unto donde deban sustituirse los equipos y estar en posibilidades de mejorar el rendimiento del sistema de aire acondicionado.

BIBLIOGRAFIA



BIBLIOGRAFIA

1. REFRIGERACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO, (Air Conditioning and Refrigeration Institute) ARI . Editorial Dossat S.A., Madrid, España.[1981]
2. MANUAL DE AIRE ACONDICIONADO. (handbook of Air Conditioning System Design) por Carrier Air Conditioning Company. Marcombo, Boixareu Editores, Barcelona-México. [1967]
3. MANUAL DE CLIMATIZACION Tomo I: Transformaciones Psicrométricas.- José Manuel Pinazo Ojer. Universidad Politécnica de Valencia (España), Instituto Politécnico Nacional (México). [1999]
4. MANUAL DE CLIMATIZACION Tomo 2: Cargas Térmicas.- José Manuel Pinazo Ojer. Universidad Politécnica de Valencia (España), Instituto Politécnico Nacional (México). [1999]
5. HANDBOOK OF AIR CONDITIONING SYSTEM DESIGN, Carrier Air Conditioning Company. Mc. Graw Hill Book Company. [1965]
6. ASHRAE HANDBOOK, SYSTEMS. (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.) [1984]
7. ASHRAE HANDBOOK, Fundamentals Handbook (SI) (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.) [2001]
8. NORMA OFICIAL MEXICANA.- NOM-008-ENER-2001.- Eficiencia energética en edificaciones, envolvente de edificios no residenciales. Editada en el Diario Oficial el 25 de Abril del 2001.
9. ESPECIFICACIONES PARA SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO.- CINC.- Cámara Nacional de la Industria de la Construcción. AMERIC, A.C. Asociación Mexicana de empresas del ramo de instalaciones para la construcción, A.C. [1995]
10. NORMAS DE INGENIERIA DE DISEÑO. Instituto Mexicano del Seguro Social, Aire Acondicionado.[1965]
11. Introducción a la TERMODINÁMICA.- Dr. Samuel Alcántara Montes. Editorial Just in Time Press S.A. de C.V., [2001]

12. Fundamentos de Transferencia de Calor.- (CUARTA EDICIÓN) Frank P. Incropera, David P. de UIT. School of Mechanical Engineering Purdue University. PRENTICE HALL, México, [1999]
13. ANÁLISIS Y CONTROL DE ASOLEAMIENTO. Pablo Francisco Peña Carrera. Instituto Politécnico Nacional. Dirección de Bibliotecas y Publicaciones México D. F. [1989]
14. FUNDAMENTOS DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACIÓN.- Eduardo Hernández Goribar. Editorial Limusa, México [1980]
15. AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACION.- Burgues H. Jennings, Samuel R. Lewis. Editorial Continental S.A. de C.V. México. [1985]
16. Carrier.- Fan Performance Forward Curved and Airfoil Fans, 39E/ER.- Carrier Corporation, [1984]
17. AIR CONDITIONING CLINIC. Variable Air Volume.- The Trane Company, La Crosse, Wisconsin 54601-7599. [1988]
18. ENERGY CONSERVATION GUIDELINES. Sheet Metal and air Conditioning Contractors National Association Inc. [1984]
19. BIBLIOTECA DE CONSULTA MICROSOFT ENCARTA 2003. Calefacción, ventilación y aire acondicionado. Ahorro de energía. [2003]
20. ANSI/ISA –S5.1-1984 (R-1992) Instrumentation Symbols and Identification. Reaffirmed 13 July 1992.
21. NOM-008-SCFI-1993. Sistema General de Unidades de Medida. (General System of Units) [1993]
22. TESIS MAESTRIA.- Evaluación de un sistema de almacenamiento de gas licuado desde el punto de vista exergético. Ing. Héctor López Pérez. [2000].

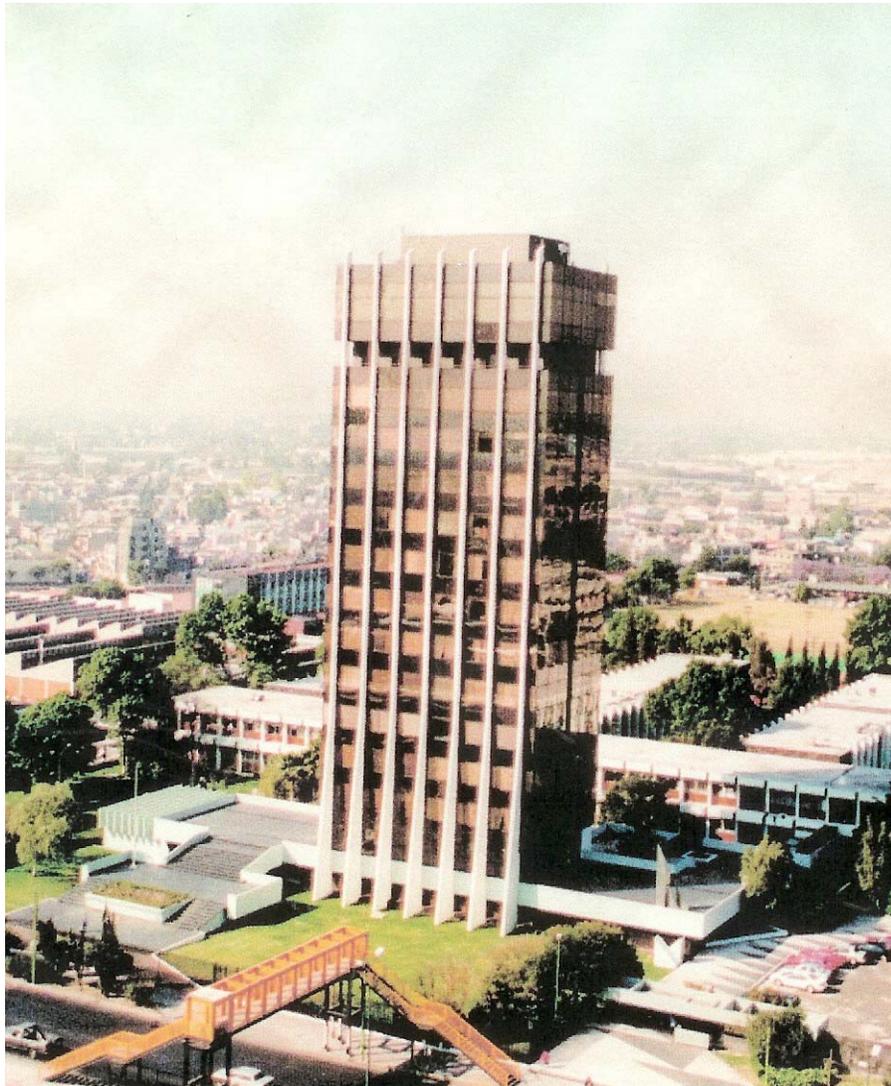
SITIOS CONSULTADOS EN INTERNET



SITIOS CONSULTADOS EN INTERNET

A Carrier	www.carrier.com.mx
B York	www.york.com.mx
C Trane	www.trane.com
D Instituto Mexicano del Petróleo	www.imp.mx
E Comisión Nacional para el Ahorro de Energía	www.conae.gob.mx
F Compañía de Luz y Fuerza. México	www.lfc.gob.mx
G Comisión Nacional para el Ahorro de Energía	www.conae.gob.mx
H Titus "Product Catalog 2000"	www.titus-hvac.com
I VAV Self Contained Units. Application manual. Energy Wise HVAC Equipment	www.fhp-mfg.com
J Centro Argentino de Ingenieros	www.cai.org.ar
K Friotecnología	webs.advance.com.ar
L Asociación Argentina de Frío. Argentina	www.aafrio.org.ar
M Planning Group S.R.L.	www.pg-srl.com.ar

APÉNDICE



ESTADO	DATOS SITUACION								VERANO				INVIERNO		
	POS GEOGRAFICA		ALTURA SNM	PRESION BAROMETRICA		FACT. CORR. FC	T MAX EXT °C	T CALCULO		GRADOS DIA-ANUAL °C	T MIN EXT °C	T CALC BS °C	GRADOS DIA-ANUAL °C		
	LATIT.	LONG.		mb	(mm Hg)			BS	BH						
	GR MIN	GR MIN													
AGUASCALIENTES															
Aguascalientes	21	53	102	18	1,879	816	612	0.81	36.8	34	19	248	-4.7	0	330
Rincón de Romos	22	14	102	14	1,950	809	617	0.81	37.8	35	19		-7	-2	220
BAJA CALIFORNIA															
Ensenada	31	52	116	38	13	1,012	759	1.00	36.5	34	26	109	1.1	5	492
Mexicali	32	29	115	30	1	1,013	760	1.00	47.8	43	28	1,660	-3.7	1	372
La paz	24	10	110	7	18	1,011	758	1.00	38	36	27	1,827	9	13	556
Cabo San Lucas	23	3	109	4	25	1,010	756	0.99	37	35	27	1,740	7	11	630
Tijuana	32	29	117	2	28	1,010	758	1.00	38.2	35	26	754	3.3	2	556
CAMPECHE															
Campeche	19	51	90	32	25	1,010	758	1.00	38.9	36	26	2,087	12.7	16	
Ciudad del Carmen	18	38	91	49	3	1,013	760	1.00	41	37	25	2,126	10.8	14	
Champotón	19	21	90	43	2	1,013	760	1.00	47	42	28		7	10.5	
COAHUILA															
Monclova	26	55	101	26	586	948	711	0.94	42	38	24	1,169	-7.8	-3	326
Nueva Rosita	27	55	101	17	430	965	724	0.95	45	41	25	1,539	-8.5	-3	481
Piedras Negras	28	42	100	31	220	988	741	0.98	43.9	40	26	1,547	-11.9	-6	473
Saltillo	25	26	101	0	1,609	842	632	0.83	38	35	22	208	-9.6	-4	523
Torreón	25	32	103	27	1,013	889	667	0.88	45	40	21		-10	-5	227
COLIMA															
Colima	19	14	103	45	494	958	719	0.95	39.5	36	24	1,683	8.5	8.5	
Manzanillo	19	4	104	20	3	1,013	760	1.00	38.6	35	27	2,229	12.1	12.1	
CHIAPAS															
Tapachula	14	54	92	16	168	994	746	0.98	37.4	34	25	2,081	12.8	12.8	
Tuxtla Gutierrez	16	45	93	6	536	953	715	0.94	38.5	35	25	1,601	7.2	7.2	
Comitan	16	15	92	17	1,635	839	630	0.83	36.2	33	20		-0.5	4	64

Tabla 1 Propiedades termodinámicas en diferentes lugares de la República Mexicana
[Fuente; 2001 AMERIC AC]

ESTADO	DATOS SITUACION								VERANO				INVIERNO		
	POS GEOGRAFICA		ALTURA SNM	PRESION BAROMETRICA		FACT. CORR. FC	T MAX EXT °C	T CALCULO		GRADOS DIA-ANUAL °C	T MIN EXT °C	T CALC BS °C	GRADOS DIA-ANUAL °C		
	LATIT.	LONG.		mb	(mm Hg)			BS	BH						
	GR MIN	GR MIN													
CHIHUAHUA															
Chihuahua	28	38	106	4	1,423	850	645	0.85	38.5	35	23	651	-11.5	-11.5	793
Ciudad Juárez	31	44	106	29	1,137	889	667	0.88	41.2	37	24	695	-16	-16	1,289
DISTRITO FEDERAL															
Cd. México Chapultepec	19	25	99	10	2,240	780	585	0.77	33.8	31	17	78	-4.8	0	847
Cd. México Tacubaya	19	24	99	12	2,309	776	582	0.77	32.8	30	17		-6.5	-1	860
Cd. México Santa Fe	19	20	99	14	2,400		575	0.76	32	30	17	62	-8	-2	980
Cd. México Aeropuerto	19	23	99	11	2,200	766		0.00	34.5	31	17	74	-4	0	830
DURANGO															
Durango	24	1	104	40	1,898	814	610	0.80	35.6	33	17	100	-5	0	550
Ciudad Lerdo	25	30	103	32	1,140	889	667	0.88	39	36	21	1,082	-4.2	1	227
GUANAJUATO															
Celaya	20	32	100	49	1,754	828	610	0.80	41.5	38	20	657	-4.5	0	136
Guanajuato	24	1	101	15	2,037	801	601	0.79	33.8	32	18	49	0.1	5	245
León	21	3	101	41	1,309	822	617	0.81	36.5	34	20	192	-2.5	2	176
Salvatierra	20	13	100	53	1,761	827	620	0.82	38	35	19	367	-2	3	40
Irapuato	20	40	100	21	1,724	831	623	0.82	38.2	35	19		-1.5	3	
GUERRERO															
Acapulco	16	50	99	56	3	1,013	760	1.00	35.8	33	27	2,613	15.8	19	
Chilpancingo	17	33	99	30	1,250	878	658	0.87	35.2	33	23	434	5	-9	
Taxco	18	33	99	36	1,755	828	621	0.82	36.5	34	20	518	-8	12	
Ixtapa Zihuatanejo	17	58	101	48	38	1,009	757	1.00	44	40	27		11.5	14	
HIDALGO															
Actopan	20	8	98	45	2,445	764	563	0.74	31.4	29	18		-5.8	-1	1,007
Pachuca	20	8	98	45	2,445	764	573	0.75	31.4	29	18		-5.8	-1	
Tulancingo	20	5	98	22	2,181	787	590	0.78	34.7	32	19	12	-5.8	-1	849
Ixmiquilpan	20	29	99	13	1,745	829	590	0.78	41	37	19		-9	-1	

Tabla 1 Propiedades termodinámicas en diferentes lugares de la República Mexicana (Continuación)
[Fuente; 2001 AMERIC AC]

ESTADO	DATOS SITUACION								VERANO				INVIERNO		
	POS GEOGRAFICA				ALTURA SNM (m)	PRESION BAROMETRICA mb (mm Hg)		FACT. CORR. FC	T MAX EXT °C	T CALCULO		GRADOS DIA-ANUAL °C	T MIN EXT °C	T CALC BS °C	GRADOS DIA-ANUAL °C
	LATIT.	LONG.				BS	BH								
	GR	MIN	GR	MIN	°C	°C	°C								
JALISCO															
Guadalajara	20	41	103	20	1,589	844	633	0.83	36	33	20	204	-3.7	1	164
Lagos de Moreno	21	22	101	56	1,880	816	612	0.81	43.2	39	20	574	-3.2	2	162
Puerto Vallarta	20	37	105	15	2	1,013	760	1.00	39	36	26	2090	11	14	
MEXICO															
Texcoco	19	31	98	52	2,216	784	588	0.77	34	32	19	175	-6	-1	500
Toluca	19	17	99	39	2,675	743	557	0.73	26.8	26	17		-3	2	1,570
MICHOACAN															
Apatzingán	19	5	102	15	882	937	703	0.93	43	39	25	3013	11.5	15	
Morelia	19	42	101	7	1,923	812	609	0.80	31.3	30	19	135	1.6	6	270
Zamora	19	59	102	18	1,633	840	630	0.83	37.5	35	20	320	-0.2	4	25
Zacapu	19	45	101	45	2,000	804	603	0.79	34.8	32	19	168	-6	-1	675
La Piedad	20	20	102	1	1,775	826	619	0.81	37	34	20		-3	2	
Uruapan	19	25	101	58	1,611	842	631	0.83	36.5	34	20		-0.5	4	675
MORELOS															
Cuahutla	18	48	98	57	1,291	874	655	0.86	47.4	42	22	825	5.3	9	
Cuernavaca	18	55	99	14	1,538	849	637	0.84	32.6	31	20	230	6.9	11	
NAYARIT															
San Blas	21	32	105	19	7	1,013	760	1.00	36	33	26	1462	7.3	11	
Tepic	21	31	104	53	918	912	684	0.90	38.9	36	26	600	1.9	6	
NUEVO LEON															
Montemorelos	25	12	99	50	432	965	724	0.95	42.8	39	25	1856	0.5	5	99
Monterrey	25	40	100	18	534	954	715	0.94	41.5	38	26	1181	-5.4	0	173
OAXACA															
Oaxaca	17	4	96	42	1,563	846	635	0.84	38	35	22	290	2.4	7	
Salina Cruz	16	12	95	12	56	1,007	755	0.99	36.8	34	26	2403	16	19	

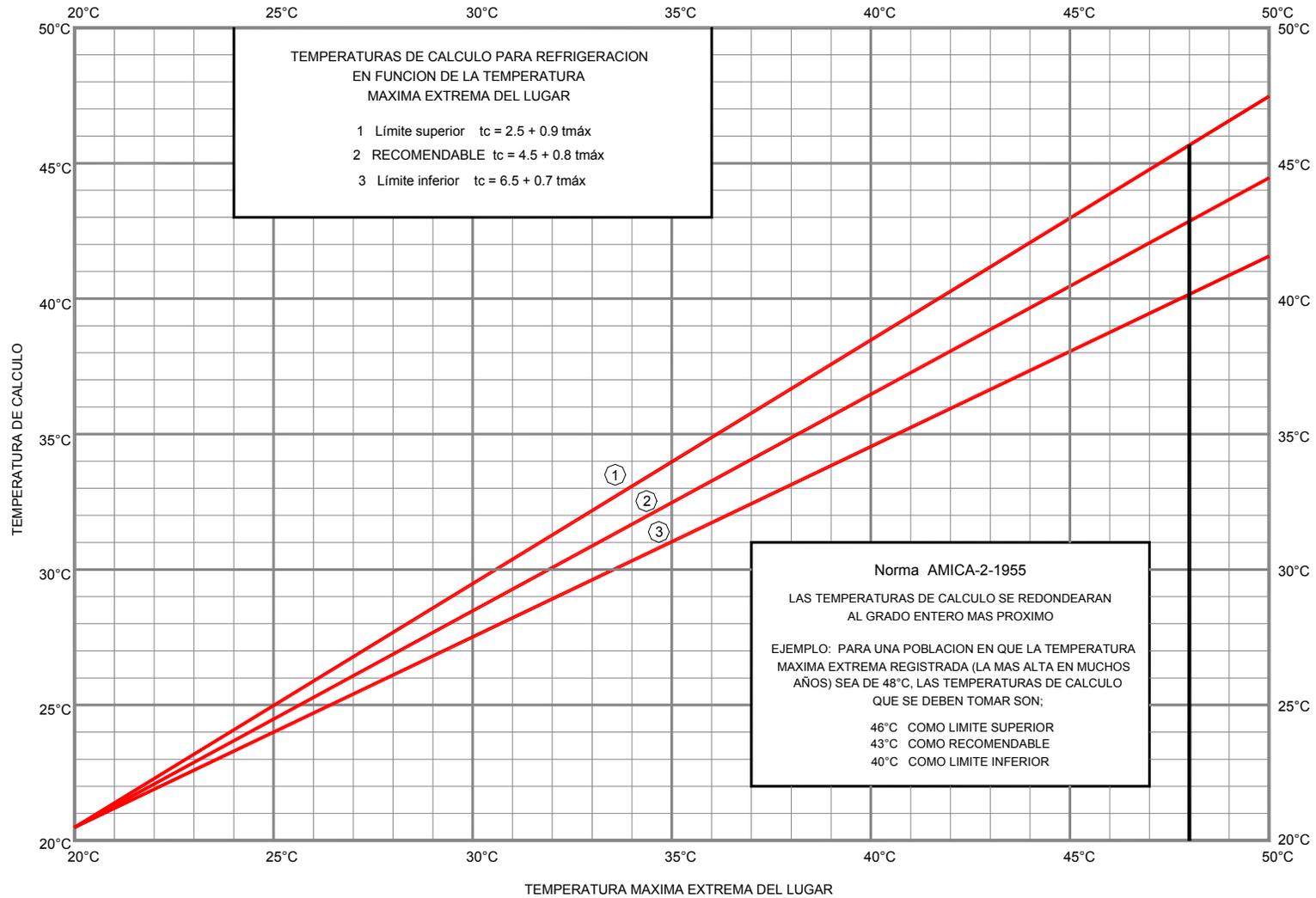
Tabla 1 Propiedades termodinámicas en diferentes lugares de la República Mexicana (Continuación)
[Fuente; 2001 AMERIC AC]

ESTADO	DATOS SITUACION								VERANO				INVIERNO		
	POS GEOGRAFICA		ALTURA SNM	PRESION BAROMETRICA		FACT. CORR. FC	T MAX EXT °C	T CALCULO		GRADOS DIA-ANUAL °C	T MIN EXT °C	T CALC BS °C	GRADOS DIA-ANUAL °C		
	LATIT.	LONG.		mb	(mm Hg)			BS	BH						
	GR MIN	GR MIN													
PUEBLA															
Puebla	19	2	98	11	2,150	790	593	0.78	30.8	29	17	144	-1.5	3	418
Tehuacán	18	28	97	23	1,676	835	627	0.83	37	34	20	196	-5.9	0	80
QUERETARO															
Queretaro	20	36	100	23	1,842	819	614	0.81	36.2	33	21	159	-4.9	0	248
San Juan del Río	20	23	100	0	1,800	815	610	0.80	35.2	32	21		-4.9	0	
SAN LUIS POTOSI															
San Luis Potosí	22	9	100	58	1,877	816	612	0.81	37.3	34	18	86	-2.7	3	345
SINALOA															
Culiacán	24	48	107	24	53	1,003	755	0.99	40.9	37	27	1659	31.1	7	
Mazatlán	23	11	106	25	78	1,004	753	0.99	33.4	31	26	1373	11.2	14	
Topolobampo	25	35	109	3	3	1,013	760	1.00	41.1	37	27	1754	8	12	
SONORA															
Guaymas	27	55	110	53	4	1,013	760	1.00	47	42	22	1,809	7	11	
Hermosillo	29	5	110	58	211	989	742	0.98	45	41	28	1,875	2	6	84
Nogales	30	21	110	58	1,177	885	664	0.87	41	37	26	655	-9	-4	979
Ciudad Obregón	27	29	109	55	40	1,009	757	1.00	48	43	28	2,443	-1.1	4	
TABASCO															
Villahermosa	17	59	92	55	10	1,012	759	1.00	41	37	26	2,206	12.2	15	
Alvaro Obregón	16	32	92	39	2	1,013	760	1.00	44.5	40	29		14	16	
VERACRUZ															
Jalapa	19	32	96	55	1,399	863	647	0.85	34.6	32	21	245	2.2	6	208
Orizaba	18	51	97	5	1,248	878	659	0.87	37	34	21	184	1.5	6	134
Veracruz	19	12	96	8	16	1,011	758	1.00	35.6	33	27	1,763	9.6	13	
Coatzacoalcos	18	9	94	24	14	1,012	759	1.00	41	37	28		10	13.5	
Tuxpan	20	57	97	24	15	1,013	760	1.00	40.4	37	27		8	5.5	

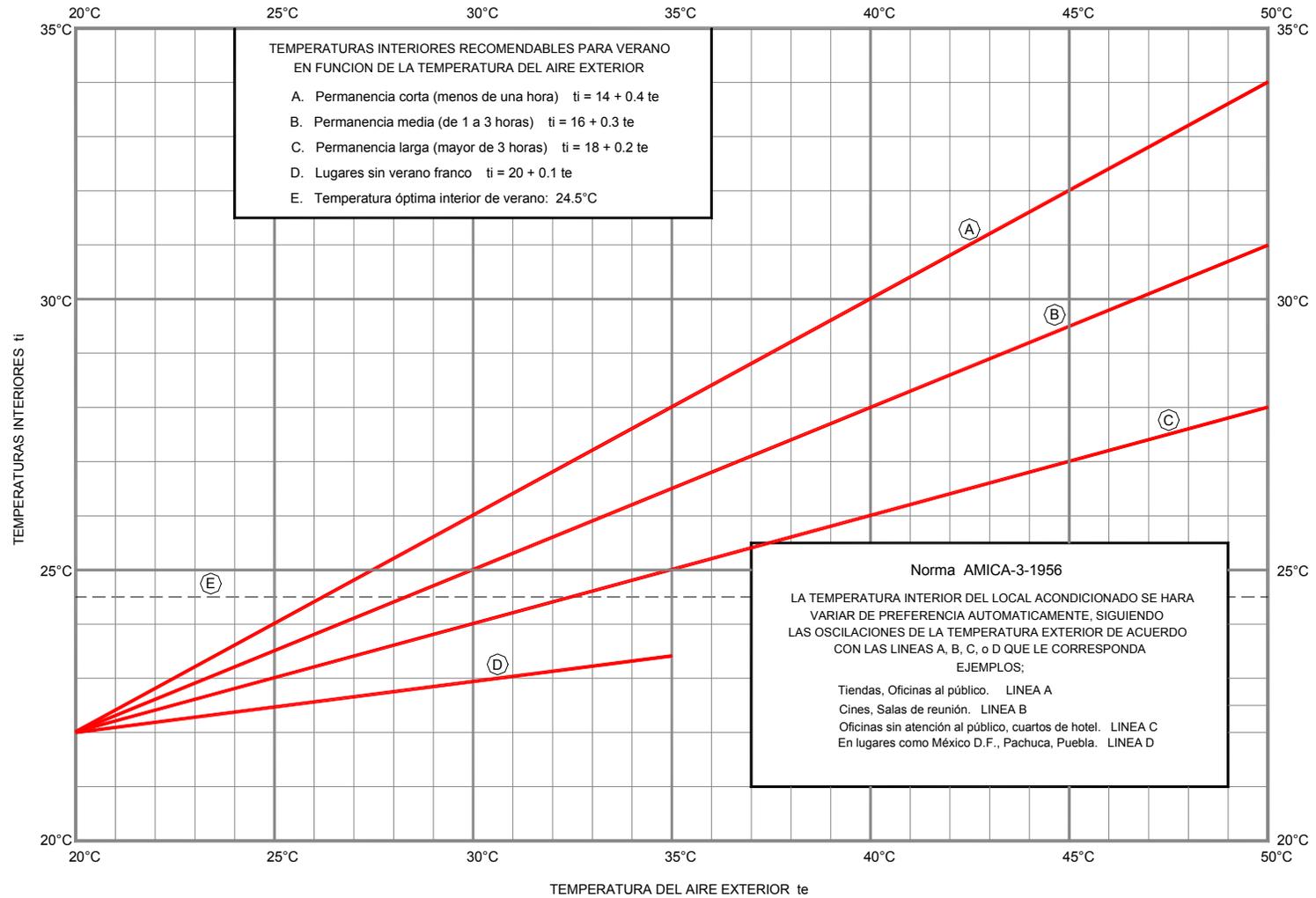
Tabla 1 Propiedades termodinámicas en diferentes lugares de la República Mexicana (Continuación)
[Fuente; 2001 AMERIC AC]

ESTADO	DATOS SITUACION								VERANO				INVIERNO		
	POS GEOGRAFICA				ALTURA	PRESION		FACT. CORR. FC	T MAX EXT °C	T CALCULO		GRADOS DIA-ANUAL °C	T MIN EXT °C	T CALC BS °C	GRADOS DIA-ANUAL °C
	LATIT.		LONG.		SNM	BAROMETRICA				BS	BH				
	GR	MIN	GR	MIN	(m)	mb	(mm Hg)	°C	°C	°C	°C	°C	°C		
YUCATAN															
Mérida	20	58	89	38	22	1,011	758	1.00	41	37	27	2,145	11.6	15	
Progreso	21	17	89	40	14	1,012	759	1.00	38.8	36	27	1,908	13	15	
ZACATECAS															
Fresnillo	23	10	102	53	2,250	781	586	0.77	39	36	19	235	-4.5	0	79
Zacatecas	22	47	102	34	2,612	784	561	0.74	29	28	17		-7.5	-2	1,383
QUINTANA ROO															
Cozumel	20	31	86	57	3	1,013	760	1.00	35.8	33	27	1,969	10.3	14	
Chetumal	18	30	88	20	4	1,013	760	1.00	37	34	27	2,120	9.5	13	
Can Cun	19	35	88	2	3	1,013	760	1.00	37	33	27	2,010	6.5	12	
Playa del Carmen	19	10	88	15	3	1,013	760	1.00	38	34	27	2,050	10	14	
TAMAULIPAS															
Matamoros	25	52	97	30	12	1,012	759	1.00	39.2	36	26	1,515	-4.7	0	47
Nuevo Laredo	27	29	98	30	140	997	748	0.98	45	41	25	2,041	-7	-2	116
Tampico	22	12	97	51	18	1,011	753	0.99	39.3	36	28	1,035	-2.5	2	
Ciudad Victoria	23	44	99	8	321	977	733	0.96	41.7	38	26	1,337	-2.5	2	67
Reynosa	23	46	98	12	25	1,010	758	1.00	45	41	28		-7.7	-3	
TLAXCALA															
Tlaxcala	19	32	98	15	2,252	781	586	0.77	29.4	28	17	34	1.4	3	312

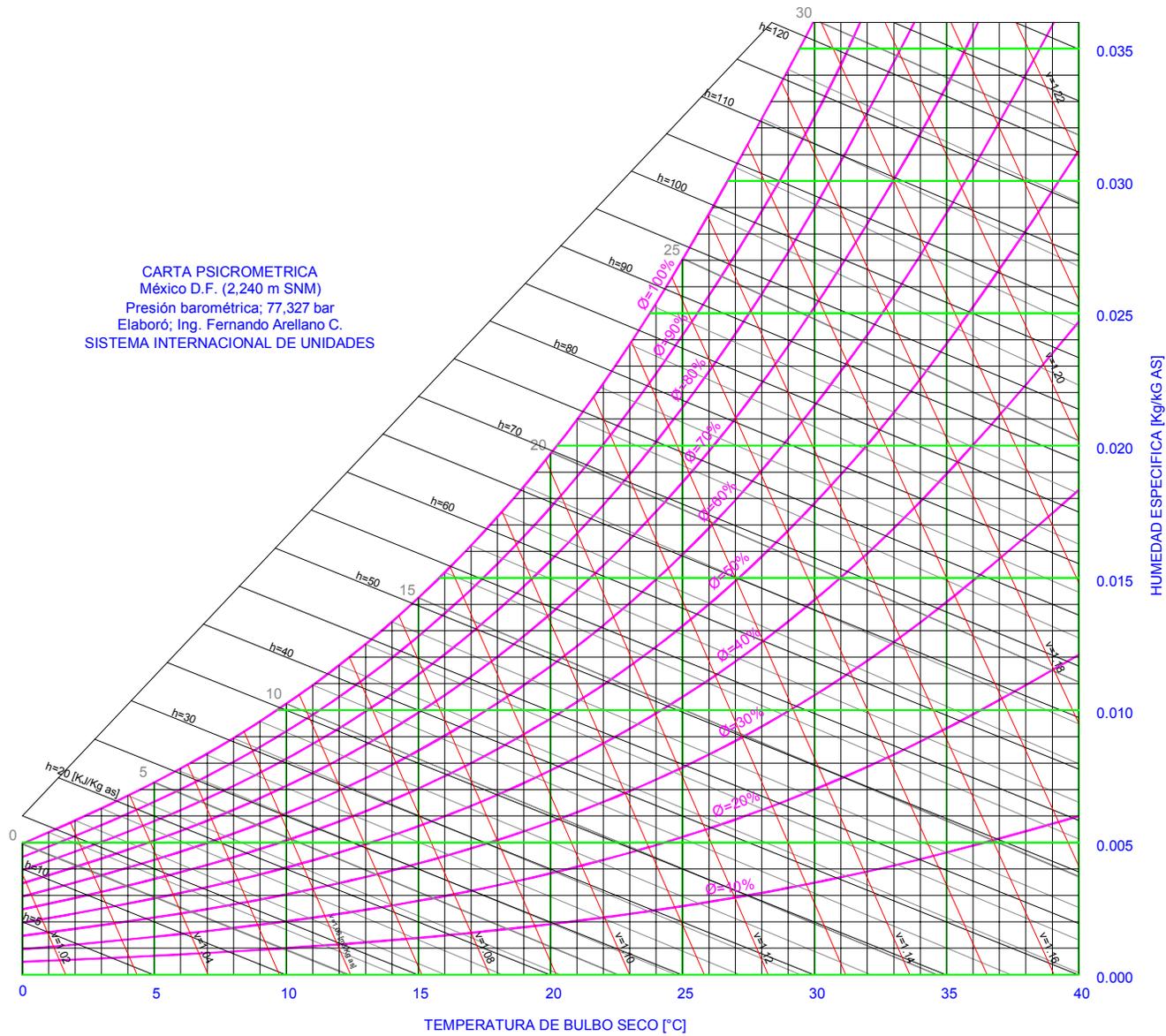
Tabla 1 Propiedades termodinámicas en diferentes lugares de la República Mexicana (Continuación)
[Fuente; 2001 AMERIC AC]



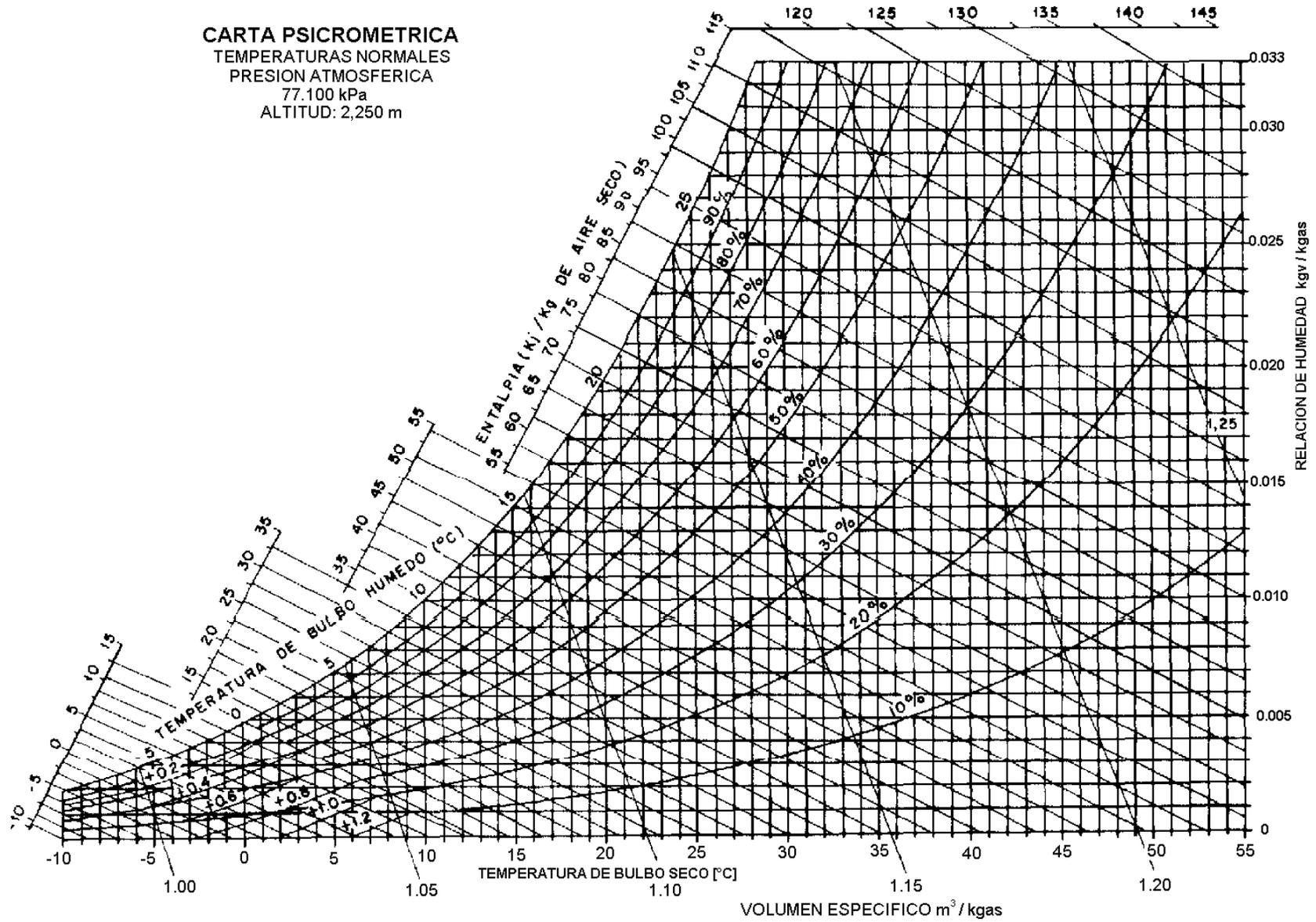
Gráfica 1 Temperatura de cálculo para refrigeración en función de la temperatura máxima extrema del lugar[9]



Gráfica 2 Temperaturas interiores recomendables para verano en función de la temperatura del aire exterior [9]



Gráfica 3 Carta Psicrométrica Ciudad de México, 2240m SNM, Pb=77,327 bar [propia]



Gráfica 3-A Carta Psicrométrica, 2250m SNM, Pb = 77,100 bar

VALORES DE COMPORTAMIENTO TERMICO DE DIVERSOS MATERIALES

MATERIAL RESISTENTE	DENSIDAD DEL MATERIAL [Kg / m ³]	CONDUCTIVIDAD TERMICA (k) [W / m °C]	RESISTENCIA TERMICA (R _t) [m ² °C/W]
TABIQUE ROJO RECOCIDO COMUN			
AL EXTERIOR		0.872	
CON RECUBRIMIENTO IMPERMEABLE POR FUERA		0.768	
AL INTERIOR		0.698	
TABIQUE DE BARRO EXTRUIDO			
- SOLIDO VIDRIADO, P/ACABADO EXTERIOR	2,050	1.282	
- BLOCK HUECO VERTICAL (60 A 70% SOLIDO)	2,050	0.998	
- BLOCK HUECO VERTICAL RELLENO CON VERMICULITA	2,050	0.575	
TABIQUE LIGERO CON RECUBRIM IMPERM P/FUERA			
- DENSIDAD	1,600	0.698	
- DENSIDAD	1,400	0.582	
- DENSIDAD	1,200	0.523	
- DENSIDAD	1,000	0.407	
TABIQUE LIGERO AL EXTERIOR	1,600	0.814	
BLOQUE DE CONCRETO CELULAR CURADO C/AUTOCLAVE			
DENSIDAD	450	0.120	
DENSIDAD	600	0.210	
DENSIDAD	500	0.190	
BLOQUE DE CONCRETO			
20 cm DE ESPESOR, 2 O 3 HUECOS	1,700		0.180
EL MISMO CON PERLITA	1,700		0.360
EL MISMO CON VERMICULITA	1,700		0.300
SIPOREX AL EXTERIOR CON RECUBRIM IMPERM POR FUERA			
- DENSIDAD	660	0.209	
- DENSIDAD	510	0.163	
- DENSIDAD	410	0.140	
SIPOREX AL EXTERIOR CON RECUBRIM IMPERM POR FUERA			
- DENSIDAD	660	0.209	
- DENSIDAD	510	0.163	
- DENSIDAD	410	0.140	
SIPOREX AL INTERIOR EN ESPACIO SECO			
- DENSIDAD	660	0.186	
- DENSIDAD	510	0.510	
- DENSIDAD	410	0.128	
CONCRETO			
ARMADO	2,300	1.740	
SIMPLE AL EXTERIOR	2,200	1.280	
LIGERO AL EXTERIOR	1,250	0.698	
LIGERO AL INTERIOR	1,250	0.582	
LIGERO AL EXTERIOR	800	0.465	
LIGERO AL INTERIOR	800	0.349	
MORTERO			
CEMENTO ARENA	2,000	0.630	
CON VERMICULITA	500	0.180	
CON ARCILLA EXPANDIDA	750	0.250	
MORTERO CEMENTO (ALTA DENSIDAD)	2,173	1.514	
MORTERO CEMENTO (BAJA DENSIDAD)	1,890	0.721	
PLASTO-CEMENTO ARENA	1,387	0.721	
FIBROCEMENTO (CEMENTO PORTLAND CON MADERA)	435	0.076	
ASBESTO	577	0.170	

Tabla 2 Valores de comportamiento térmico de diversos materiales [8]

VALORES DE COMPORTAMIENTO TERMICO DE DIVERSOS MATERIALES

MATERIAL RESISTENTE	DENSIDAD DEL MATERIAL [Kg / m ³]	CONDUCTIVIDAD TERMICA (k) [W / m °C]	RESISTENCIA TERMICA (R _t) [m ² °C/W]
PLACAS DE ASBESTO CEMENTO	1,800	0.582	
PLACAS DE ASBESTO CEMENTO	1,360	0.250	
PAMACON	390	0.066	
BLOCK (BLOQUE)			
DE TEPETATE O ARENISCA CALCAREA AL EXTERIOR		1.047	
DE TEPETATE O ARENISCA CALCAREA AL INTERIOR		0.930	
DE ADOBE AL EXTERIOR		0.930	
DE ADOBE AL INTERIOR		0.582	
EMBARRO (CON PAJA Y CARRIZO)		0.465	
PIEDRA			
CALIZA	2,180	1.400	
GRANITO, BASALTO	2,600	2.500	
MARIVOL	2,500	2.000	
PIZARRA	2,700	2.000	
ARENISCA	2,700	1.300	
ADOBE		0.930	
VIDRIO			
SENCILLO	2,200	0.930	
SENCILLO	2,700	1.160	
METALES			
ACERO Y FIERRO	7,800	52.335	
COBRE	8,900	372.160	
ALUMINIO	2,700	204.000	
MADERA			
VIRUTA AGLUTINADA, (PARMACON)	700	0.163	
BLANDA	610	0.130	
DURA	700	0.150	
TABLERO ASBESTO-CEMENTO	1,932	0.577	
ESPESOR 0.32 cm	1,932		0.005
ESPESOR 0.84 cm	1,932		0.011
TABLERO DE TRIPLAY			
ESPESOR 0.64 cm			0.055
ESPESOR 0.96 cm			0.083
ESPESOR 1.27 cm			0.110
ESPESOR 01.60 cm			0.137
ESPESOR 1.90 cm			0.165
TABLERO DE YESO			
ESPESOR 0.96 cm			0.057
ESPESOR 1.27 cm			0.083
ESPESOR 1.69 cm			0.110
TEJA DE MADERA DE 0.95cm DE ESPESOR	290		0.166
TEJA DE MADERA DE 0.80cm DE ESPESOR	290		0.138
TABLERO AISLANTE AL RUIDO DE 1.27cm	241		0.238
PANELES APILADOS Y ENTRETREJIDOS			
SENCILLOS Y ACUSTICOS	290	0.058	
SENCILLOS O ACUSTICOS DE 1.27cm	290		0.220
SENCILLOS O ACUSTICOS DE 1.9 cm	290		0.332
TABLERO DE PAPEL LAMINADO	483	0.072	
TABLERO ENDURECIDO			
DENSIDAD MEDIA	805	0.105	

Tabla 2 Valores de comportamiento térmico de diversos materiales (continuación)

VALORES DE COMPORTAMIENTO TERMICO DE DIVERSOS MATERIALES

MATERIAL RESISTENTE	DENSIDAD DEL MATERIAL [Kg / m ³]	CONDUCTIVIDAD TERMICA (k) [W / m °C]	RESISTENCIA TERMICA (R _t) [m ² °C/W]
ALTA DENSIDAD TEMPLADO DE SERVICIO	885	0.118	
ALTA DENSIDAD, TEMPLADO ESTANDAR	1,014	0.144	
TABLERO DE PARTICULAS			
DENSIDAD BAJA	596	0.102	
DENSIDAD MEDIA	805	0.136	
DENSIDAD ALTA	1,006	0.170	
RELLENOS			
TEZONTLE		0.186	
TIERRA, ARENA O GRAVA EXPUESTA A LA LLUVIA		2.326	
TERRADO SECO, EN AZOTEAS		0.582	
ARENA SECA, LIMPIA	1,700	0.407	
SIPOREX DESPEDAZADO, SECO	400	0.151	
ESCORI, SECO	150	0.093	
GRAFITO, SOLIDO	1,500	12.548	
MICA		0.049	
MARIMOL		0.245	
ASERRIN RELLENO SUELTO, SECO	120	0.116	
ASERRIN EMPACADO SECO	200	0.081	
BOLAS DE PLASTICO CELULAR, EMPACADO SECO	10 - 20	0.058	
VIRUTAS DE RELLENO, SECO		0.081	
MASA DE MAGNESIA, SECO	190	0.058	
YESO	800	0.372	
CELOTEX	350	0.081	
CARTON RUBEROIDE CON BREA	1,200	0.232	
CARTON RUBEROIDE CON AISLAMIENTO		0.163	
PLACA DE CORCHO EXPANDIDO, SECO	40	0.046	
DENSIDAD	140	0.040	
DENSIDAD	210	0.046	
PLACA DE PAJA COMPRIMIDA	300	0.093	
SECO	350	0.081	
FIBRACEL			
DURO, SECO ***	1,000	0.128	
MEDIO DURO, SECO	600	0.081	
POROSO, SECO		0.186	
LINOLEO, SECO		0.186	
AZULEJOS Y MOSAICOS		1.046	
TRAZOS Y PISOS DE MORTERO CEMENTO	1,932		0.037
TEJA DE ASBESTO-CEMENTO	1,127		0.078
TEJA DE ASFALTO	1,127		0.059
TEJADO ASFALTADO DE 0.96 cm			0.009
MADERAS			
PINO	663	0.162	
CIPRES	517	0.133	
CEDRO	505	0.130	
ROBLE	753	0.180	
ABEDAL	731	0.176	
MAPLE	708	0.172	
FRESNO	674	0.164	
APLANADOS			
YESO	800	0.372	

Tabla 2 Valores de comportamiento térmico de diversos materiales (continuación)

VALORES DE COMPORTAMIENTO TERMICO DE DIVERSOS MATERIALES

MATERIAL RESISTENTE	DENSIDAD DEL MATERIAL [Kg/ m ³]	CONDUCTIVIDAD TERMICA (k) [W/ m °C]	RESISTENCIA TERMICA (R _t) [m ² °C/W]
MORTERO DE CAL AL EXTERIOR		0.872	
MORTERO DE CAL AL INTERIOR		0.698	
CELULOSA	1,400	0.017	
ALFOMBRA			
Y BAJO ALFOMBRA DE FIBRA			0.366
Y BAJO ALFOMBRA DE CAUCHO			0.217
POLIURETANO	28	0.020	
FIBRA MINERAL	32	0.035	
FIBRA DE VIDRIO			
DENSIDAD	11	0.047	
DENSIDAD	104	0.032	
DENSIDAD	136	0.032	
POLIESTIRENO (ESPUMA RIGIDA)			
DENSIDAD	32	0.020	
DENSIDAD	24	0.032	
DENSIDAD	16	0.039	
BAJA DENSIDAD	11	0.044	
CONCRETO CON PERLITA			
DENSIDAD	360	0.068	
DENSIDAD	430	0.075	
DENSIDAD	500	0.086	
PLASTICO CELULAR DE POLIESTIRENO			
DENSIDAD	17	0.034	
DENSIDAD	11	0.044	
SILICATO DE CALCIO		0.050	
LANA DE ESCORIA	35 200	0.046	
LANA MINERAL	193 - 225	0.034	
PERLITA EXPANDIDA			
DENSIDAD	66	0.046	
DENSIDAD	119	0.045	
DENSIDAD	177	0.052	
ALGODÓN SECO		0.046	
LANA PURA SECA		0.046	
CASCARA DE SEMILLA DE ALGODÓN, SUELTA SECA		0.058	
ESPACIO DE AIRE			
DE 2cm	1		0.132
DE 3cm	1		0.134
DE 4.5cm	1		0.137
DE 9cm	1		0.141
AGUA	1,000	0.582	
MEMBRANAS ASFALTADAS	1,127	0.170	
ASFALTO BITUMINOSO	1,050	0.174	
FIELTRO DE PAPEL PERMEABLE			0.011

Tabla 2 Valores de comportamiento térmico de diversos materiales (continuación)

CALOR GENERADO POR LAS PERSONAS

GRADO DE ACTIVIDAD	APLIC. TIPICA	METABOLISMO		TEMPERATURA DEL CUARTO (°C)									
		HOMBRE ADULTO Watts	MEDIO Watts	28 °C		27 °C		26°C		24 °C		21 °C	
				Watts		Watts		Watts		Watts		Watts	
				SENS	LAT	SENS	LAT	SENS	LAT	SENS	LAT	SENS	LAT
SENTADO	TEATRO	114	103	51	51	57	45	62	41	67	35	76	26
SENTADO TRAB. LIG.	ESCUELA	132	117	53	64	57	60	63	54	70	47	81	37
TRABAJO DE OFICINA, ACT. MOD.	OFICINAS, HOTELES DEPTOS.	139	132	59	79	59	73	63	69	72	60	84	48
PARADOS, CAMIN, DESP.	TIENDA ROPA ALMACENES	161	132	59	79	59	73	63	82	71	60	84	48
CAMINANDO, SENTADO, DE PIE, CAMIN, DESP.	CAFETERIAS BANCOS	161	147	53	94	59	88	64	82	75	72	85	62
		161	147	53	94	59	88	64	82	75	72	85	62
TRABAJO SEDENTARIO	RESTAURANT.	147	161	56	106	64	97	70	91	82	79	94	67
TRABAJO LIGERO	FABRICAS	234	220	56	164	64	155	72	148	86	133	107	84
BAILE MODERADO	SALAS BAILE	264	249	64	185	72	177	81	196	95	154	117	132
CAMINANDO (3 MPH)	FABRICAS TRABAJO ALGO PES.	293	293	79	214	88	205	97	196	111	182	135	158
JUGANDO	BOLICHE	440	425	132	293	136	289	142	283	254	271	177	248

Tabla 3 Calor generado por las personas [2]

VENTILACION

APLICACIÓN	HUMO DE CIGARRO	m ³ / h / PERSONA		m ³ /h/m ²
		RECOM.	MINIMO	MINIMO
DEPARTAMENTO NORMAL	POCO	34	25	
DEPARTAMENTO DE LUJO	POCO	51	42	6.0
BANCOS	OCASIONAL	17	13	-
PELUQUERIAS	CONSIDERABLE	25	17	-
SALONES DE BELLEZA	OCASIONAL	17	13	-
BARES	MUCHO	51	42	-
CORREDORES	-	-	-	4.6
SALA DE JUNTAS	EXCESIVO	85	51	
TIENDAS	NADIE	12	8	0.9
GARAGES	-	-	-	18.3
FABRICAS	NADA	17	13	1.8
FUNERARIAS (SALONES)	NADA	17	13	-
CAFETERIA	CONSIDERABLE	17	13	
HOSPITALES (QUIROFANOS)	NADIE	-	-	36.6
HOSPITALES (CUARTOS PRIVADOS)	NADIE	51	42	6.0
HOSPITALES (SALAS DE ESPERA)	NADIE	34	25	-
CUARTOS DE HOTEL	MUCHO	51	42	6.0
COCINA DE RESTAURANTE	-	-	-	73.2
COCINA DE RESIDENCIA	-	-	-	36.6
LABORATORIOS	POCO	34	25	-
SALAS DE JUNTAS	MUCHO	85	51	22.9
OFICINAS GENERALES	POCO	25	17	-
OFICINAS PRIVADAS	NADA	42	25	4.6
OFICINAS PRIVADAS	CONSIDERABLE	51	42	4.6
RESTAURANTES CAFETERIA	CONSIDERABLE	20	17	
RESTAURANTES COMEDOR	CONSIDERABLE	25	20	
SALONES DE CLASE	NADA			
TEATROS	NADA	13	8	
TEATROS	POCO	25	17	
TOCADORES	NADA			36.6

Tabla 4 Caudales de aire de Ventilación [2]

APORTACIONES SOLARES A TRAVES DE CRISTALES [Watts/m²]

20° LAT. NORTE		A. M. HORA SOLAR P. M											
FECHA	ORIENTAC.	7.00	8.00	9.00	10.00	11.00	12.00	13.00	14.00	15.00	16.00	17.00	18.00
JUN-21	NORTE	129	105	79	59	53	46	53	59	78	105	129	87
	ESTE	466	504	450	302	129	44	44	44	44	37	28	9
	SUR	28	37	44	44	44	44	44	44	44	37	28	9
	OESTE	28	37	44	44	44	44	129	302	450	504	466	256
JUL-23 MAY-21	NORTE	87	72	53	46	44	44	44	46	53	72	87	63
	ESTE	466	514	457	311	144	44	44	44	41	37	24	9
	SUR	24	37	41	44	44	44	44	44	41	37	24	9
	OESTE	24	37	41	44	44	44	144	311	457	514	466	236
AGO-24 ABR-20	NORTE	31	34	41	44	44	44	44	44	41	34	31	19
	ESTE	447	519	469	333	160	44	44	44	41	34	22	6
	SUR	22	34	44	63	76	81	76	63	44	34	22	6
	OESTE	22	34	41	44	44	44	160	333	469	519	447	166
SEP-22 MAR-22	NORTE	19	34	41	44	44	44	44	44	41	34	19	0
	ESTE	409	514	469	328	142	44	44	44	41	34	19	0
	SUR	24	69	120	164	198	205	200	164	120	69	24	0
	OESTE	19	34	41	44	44	44	142	328	469	514	409	0
OCT-23 FEB-20	NORTE	12	28	37	41	44	44	44	41	37	28	12	0
	ESTE	311	462	444	315	153	44	44	41	37	28	12	0
	SUR	66	157	239	293	333	350	333	293	239	157	66	0
	OESTE	12	28	37	41	44	44	153	315	444	462	311	0
NOV-21 ENE-21	NORTE	9	24	34	41	41	41	41	41	34	24	9	0
	ESTE	223	403	400	286	135	41	41	41	34	24	9	0
	SUR	87	217	315	387	428	444	428	387	315	217	87	0
	OESTE	9	24	34	37	41	41	135	286	400	403	223	0
DIC-22	NORTE	6	22	34	37	41	41	41	37	34	22	6	0
	ESTE	175	372	381	267	107	41	41	37	34	22	6	0
	SUR	78	232	350	416	460	469	460	416	350	232	78	0
	OESTE	6	22	34	37	41	41	107	267	381	372	175	0

Tabla 5 Aportaciones solares a través de cristales [2]

TEMPERATURA EQUIVALENTE EN MUROS [100Kg/m²] Y AZOTEA [300 Kg/m²]

20° LAT. NORTE		A. M. HORA SOLAR P. M											
FECHA	ORIENTAC.	7.00	8.00	9.00	10.00	11.00	12.00	13.00	14.00	15.00	16.00	17.00	18.00
MUROS Y	NORTE	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	0.5	2.2	4.4	5.5	6.7	7.8	7.2	6.7
	ESTE	9.4	16.7	18.3	20	19.4	17.8	11.1	6.7	7.2	7.8	7.8	7.8
	SUR	-1.1	-2.2	0.5	2.2	7.8	12.2	15	16.7	15.6	14.4	11.1	8.9
TECHO	OESTE	-1.7	-2.2	-1.1	0.0	1.7	3.3	7.8	11.1	17.8	22.2	25	26.7
	TECHI	4.4	3.3	3.9	4.4	6.1	8.9	12.2	15.0	17.2	19.4	21.1	21.7

Tabla 6 Temperatura equivalente en muros y techo [2]

GANANCIAS DE CALOR POR EQUIPOS DIVERSOS		
APLICACIÓN	CALOR DISIPADO DURANTE EL FUNCIONAMIENTO (Watts)	
	SENSIBLE	LATENTE
ALUMBRADO ELECTRICO Y ACCESORIOS, POR KILOWATT INSTALADO	1,004	
MOTORES CON LA CARGA CONECTADA EN EL MISMO CUARTO POR HP		
DE 1/8 A 1/2 HP	1,250	
DE 1/2 A 3 HP	1,088	
DE 3 A 20 HP	868	
CAFETERA ELECTRICA (3 GALONES)	647	441
CAFETERA ELECTRICA (5 GALONES)	1,000	676
ESTUFA DE GAS	912	500
CALENTADOR DE AGUA	926	1,132
HORNO DE GAS DOMESTICO	2,382	1,176
CAFETERA DE GAS (3 GALONES)	735	735
CAFETERA DE GAS (5 GALONES)	1,147	1,147
PLANCHA DE VAPOR	59	294
SECADORES DE PELO PARA SALAS DE BELLEZA		
TIPO SOPLADOR	676	118
TIPO CASCO	550	97
RESTAURANTE, POR COMIDA SERVIDA	9	
PROYECTOR TIPO CAÑON	500	
COMPUTADORA PERSONAL	600	

Tabla 7 Ganancias de calor por equipos diversos [2]

FACTORES TOTALES DE GANANCIA SOLAR A TRAVES DEL VIDRIO

TIPO DE VIDRIO	SIN PERS.	PERSIANAS INT. A 45° O CORTINAS DE TELA			PERSIANAS EXT. A 45°		PERSIANA EXTERIOR A 17°		CORTINA EXT. DE TELA	
		COLOR CLARO	COLOR MEDIO	COLOR OBSC.	COLOR CLARO	EX .CLA INT. OB	COLOR MEDIO	COLOR OBSC.	COLOR CLARO	COLOR ME OB
VIDRIO COMUN	1.00	0.56	0.65	0.75	0.15	0.13	0.22	0.15	0.20	0.25
PLACA REGULAR DE VIDRIO (6 mm)	0.94	0.56	0.65	0.74	0.14	0.12	0.21	0.14	0.19	0.24
VIDRIO ABSORBENTE DE CALOR:										
40% A 48% DE ABSORCION	0.80	0.56	0.62	0.72	0.16	0.11	0.18	0.12	0.16	0.20
48% A 56% DE ABSORCION	0.73	0.53	0.59	0.62	0.11	0.10	0.16	0.11	0.15	0.18
56% A 70% DE ABSORCION	0.62	0.51	0.54	0.56	0.10	0.10	0.14	0.10	0.12	0.16
VIDRIO DOBLE:										
VIDRIO COMUN	0.90	0.54	0.61	0.67	0.14	0.12	0.20	0.14	0.18	0.22
VIDRIO DE 6 mm	0.80	0.52	0.59	0.65	0.12	0.11	0.18	0.12	0.16	0.20
VIDRIO COM INT. VIDRIO EXT. ABS. 0.48 A 0.56.	0.52	0.36	0.39	0.43	0.10	0.10	0.11	0.10	0.10	0.13
VIDRIO INT 6mm, VIDRIO EXT. ABS. 0.48 A 0.56.	0.50	0.36	0.39	0.43	0.10	0.10	0.11	0.10	0.10	0.12
VIDRIO TRIPLE										
VIDRIO COMUN	0.83	0.48	0.56	0.64	0.12	0.11	0.18	0.12	0.16	0.20
VIDRIO DE 6 mm	0.69	0.47	0.52	0.57	0.10	0.10	0.15	0.10	0.14	0.17
VIDRIO PINTADO										
COLOR CLARO	0.28									
COLOR MEDIO	0.39									
COLOR OSCURO	0.50									
VIDRIO DE COLOR										
AMBAR	0.70									
ROJO OSCURO	0.56									
AZUL	0.60									
GRIS	0.32									
GRIS-VERDE	0.46									
OPALESCENTE CLARO	0.43									
OPALESCENTE OSCURO	0.37									

Tabla 8 Factores totales de ganancia solar a través de vidrio [2]