

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
**UNIVERSIDAD
CATÓLICA**
DEL PERÚ

DISEÑO DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN EN AULA CAD-CAE

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico,
que presenta el bachiller:

MARTIN JAVIER KUTSUMA OGATA

ASESOR: Ing. Enrique José Barrantes Peña

Lima, octubre del 2011



©2011, Martin Javier Kutsuma Ogata

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos a través de cualquier medio o procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento.

RESUMEN

El presente trabajo tuvo como finalidad proponer un sistema de climatización de aire, con el fin de mejorar las condiciones de trabajo en el Laboratorio CAD-CAE y los espacios contiguos (INACOM y oficina). Para esto se analizaron las condiciones previas a la instalación del sistema, recopilándose información trascendente, como las condiciones climáticas. Posteriormente, se establecieron las condiciones ideales, para luego especificar las condiciones que deseadas en el lugar.

En el segundo capítulo se refiere a la evaluación de cargas térmicas. Se obtuvo que el 42% de la carga térmica se debe a la fenestración, el 36% por cargas internas, el 8% de la carga es transferida del exterior por las superficies, el 9% se debe a la carga de ventilación y por último el 5% es por infiltración de aire al ambiente acondicionado. Luego en la segunda parte del capítulo, se determinó que es necesario un equipo que extraiga 22.37kW de carga de enfriamiento del laboratorio, 5.22kW del INACOM y 6.29kW de la oficina. Además este debe renovar el aire con una frecuencia de 1.34m³/s en el laboratorio, 0.4 m³/s y 0.6 m³/s en el INACOM y la oficina respectivamente.

En el tercer capítulo se seleccionaron los equipos de acuerdo a lo establecido en el capítulo anterior, empleándose manuales, así como catálogos e información complementaria que permita la adecuada selección del equipamiento. Finalmente detallo una evaluación económica referente al costo del sistema seleccionado (US\$14,296.70 inc. IGV) y se estableció una comparación con el equipo actual que funciona en dicho establecimiento el cual está sobredimensionado según la capacidad de sus equipos.



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO : **DISEÑO DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN EN AULA CAD-CAE**

ÁREA : Energía # 306

PROPUESTO POR : Ing. Enrique J. Barrantes P.

ASESOR : Ing. Enrique J. Barrantes P.

TESISTA : Martin Javier Kutsuma Ogata

CÓDIGO : 2005.0253

FECHA : 29 de agosto de 2011



DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

La Sección Ing. Mecánica del Dpto. Ingeniería PUCP, cuenta con una aula en la cual se imparten clases de CAD-CAE, y dada la cantidad de equipos y personas confinadas al aula, se requieren condiciones adecuadas del ambiente interior. Por ello se deben evaluar distintas alternativas considerando los requerimientos de confort específicos y las características tanto técnicas como económicas de dichas alternativas.

Por lo tanto se plantea el presente trabajo de tesis en Ingeniería Mecánica, cuyo objetivo es desarrollar una propuesta técnico económica para el sistema de acondicionamiento ambiental interior (climatización) requerido en base a las cargas térmicas existentes durante el uso del ambiente CAD-CAE, presentando adicionalmente el equipamiento principal, los costos del proyecto, así como los planos de ensamble, de principio y de conductos.



TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

DISEÑO DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN EN AULA CAD-CAE

Introducción

1. Características del proyecto
2. Metodologías de análisis térmico
3. Selección de equipos
4. Propuesta técnico económica

Conclusiones

Bibliografía

Anexos

Máximo: 100 páginas

Ing. Enrique J. Barrantes P.
Asesor

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a mis compañeros, familia y amigos por su apoyo y en especial a Arq. Luis Espinoza, Ing. Enrique Barrantes, Ing. Jorge Nakamura y Ing. Luis Yamada por su aporte.



ÍNDICE

RESUMEN	iii
TEMA DE TESIS	iv
AGRADECIMIENTOS	vi
ÍNDICE	vii
LISTA DE SIMBOLOS	viii
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 1	3
CARACTERÍSTICAS DEL PROYECTO	3
1.1. CARACTERÍSTICAS DEL LOCAL	3
1.1.1. Locación y distribución	4
1.1.2. Equipamiento y usos del aula	5
1.2. NECESIDADES DEL AMBIENTE	8
1.3. TIPOS DE SISTEMAS	12
1.3.1 Clasificación según tipo de acondicionamiento	12
1.3.2 Clasificación según equipo de aire acondicionado	16
1.3.3 Clasificación según método de refrigeración	20
1.4. EVALUACIÓN DE LA PROPUESTA DEL SISTEMA	27
CAPÍTULO 2	30
METODOLOGÍAS DE ANÁLISIS TÉRMICO	30
2.1. CARGAS TÉRMICAS	30
2.1.1. Cargas internas	34
2.1.2. Cargas externas	38
2.1.3. Ventilación e infiltración	54
2.2. CÁLCULO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL	60
2.3. DISEÑO DE LA INSTALACIÓN	62
CAPÍTULO 3	65
SELECCIÓN DE EQUIPOS	65
3.1. DIFUSORES	67
3.2. DUCTOS	72
3.3. UNIDAD EVAPORADORA	76
3.4. UNIDAD CONDENSADORA	76
3.5. CONTROLES	77
3.6. EQUIPOS SELECCIONADOS	77
CAPÍTULO 4	78
EVALUACIÓN TÉCNICO-ECONÓMICA	78
4.1. COSTO DE LOS EQUIPOS	78
4.2. COSTO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN	81
4.3. COSTO DEL SERVICIO DE INSTALACIÓN	82
4.4. COMPARACIÓN CON EL SISTEMA ACTUAL	82
CONCLUSIONES	86
BIBLIOGRAFÍA	88
GUÍAS DE CLASE	88
INTERNET	88
IMÁGENES	92
LIBROS	92
MULTIMEDIA	93
SOFTWARE	94

LISTA DE SIMBOLOS

Símbolo	Descripción
$(T_{0.25}/L)$	Ratio de rango de tiro
A	Área
a	Longitud de un lado del ducto
A_L	Área efectiva de infiltración
AST	Apparent Solar Time - Tiempo solar verdadero
A_z	Área del espacio ocupado
b	Longitud del lado adyacente del ducto
C	Factor de cielo difuso
cfm	Pies cúbicos por minuto
cm^2	Centímetros cuadrados
CN	Clearness Number - Número de claridad
c_n	Factores de tiempo de conducción
c_p	Calor específico del aire
C_s	Coefficiente de estancamiento
C_w	Coefficiente del aire
D_h	Diámetro hidráulico
dm^3	Decímetro cúbico
E_d	Irradiancia difusa
E_D	Irradiancia directa de la superficie
E_{DN}	Irradiancia directa normal
E_r	Irradiancia por reflejo del suelo
ET	Equation of Time - Ecuación del tiempo
E_t	Radiación solar incidente total
f	Factor de fricción
FCS	Factor de calor sensible
F_{sa}	Factor especial de balastro
F_{ul}	Factor de uso de luz
h	Entalpía
H	Hour angle - ángulo horario
h_o	Coefficiente de transferencia de calor por radiación de onda larga y convección en el exterior
I	Ratio de intercambio de aire
IAC	Inside Shading Attenuation coefficient - Coeficiente de sombra de atenuación interior
J	Joules
K	Grados Kelvin
kg	Kilogramo
l	Litros
L	Longitud
Lat	Latitud
LON	Local Longitude - Longitud local

Símbolo	Descripción
LSM	Local Standard Time Meridian -longitud del meridiano local estándar
LST	Local Solar Time - Hora local
m/s	Metros por segundo
m ³	Flujo másico
m ²	Metros cuadrados
m ³	Metro cúbico
°	Grados
°C	Grados centígrados
p	Presión
P _z	Cantidad de personas en la zona de ventilación
Q	Calor transferido
q _b	Ganancia de calor por rayos directos
q _{bxxx}	Ganancia de calor lado xxx
q _c	Ganancia de calor por conducción
q _d	Ganancia de calor solar difuso
q _{el}	Calor ganado por iluminación
q _{i,q}	Calor para la hora actual
q _{i,q-n}	calor hace n horas
q _l	Carga térmica latente
q _q	Ganancia de calor horaria en la superficie por conducción
q _{r,0}	calor para la hora actual
Q _{r,0}	ganancia horaria de calor en la superficie por radiación
q _{r,0-n}	calor hace n horas
q _s	Carga térmica sensible
R _a	Flujo de aire exterior requerido por unidad de área
Re	Número de Reynolds
r _n	factores de tiempo de radiación
R _p	Flujo de aire exterior requerido por persona
s	Segundo
SGHC(θ)	Direct Solar Heat Gain Coefficient - Coeficiente de ganancia de calor directo
SHGC _D	Direct Solar Heat Gain Coefficient - Coeficiente de ganancia de calor difuso
T	Promedio de las temperaturas interior y exterior
t	Temperatura
T _{0.25}	Tiro o la distancia para tener 0.25m/s de velocidad de aire
t _e	Temperatura sol-aire
t _{e,q-n}	Temperatura sol-aire n horas atrás
T _{ext}	Temperatura exterior
T _{int}	Temperatura interior
t _o	Temperatura exterior
t _{re}	Temperatura de la habitación
t _s	Temperatura de superficie

Símbolo	Descripción
U	Coefficiente global de transferencia de calor
V	Velocidad
V'	Velocidad promedio del aire para el intervalo de cálculo
V'	Flujo volumétrico o caudal
V _{bz}	Ventilación en la zona de respiración
Vol	Volumen
w	Humedad absoluta
W	Watts
X	Irradiación solar aparente
Y	Sensación térmica
Z	Coefficiente de extinción de la atmósfera
α	Absorbidad
β	Altitud solar
γ	Acimut solar de superficie
δ	Declinación solar
Δp_f	Pérdida de presión del fluido
ΔR	Diferencia entre la radiación incidente de onda larga en la superficie con la radiación emitida por un cuerpo negro a la temperatura exterior
Δt	Diferencia de temperatura
ΔW	Diferencia de la humedad entre el aire interior y exterior
ε	Emisividad
ε'	Rugosidad
θ	Ángulo de incidencia
θ_H	Ángulo de incidencia horizontal
θ_V	Ángulo de incidencia vertical
ρ	Densidad del aire
ρ_g	Reflectividad del suelo
Σ	Inclinación de la superficie con la horizontal
Y	Ratio de cielo difuso en superficie vertical con cielo difuso en superficie horizontal (letra griega Ipsilon)
v	Volumen específico
Φ	Acimut solar
ψ	Acimut de superficie

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo es el diseño de un sistema de climatización para el aula CAD-CAE de la sección de Ingeniería Mecánica de la Pontificia Universidad Católica del Perú.

Un sistema de climatización es un sistema de acondicionamiento de aire, que proporciona condiciones de comodidad tales como temperatura, humedad relativa, renovación de aire y velocidad; brindando así bienestar dentro del área acondicionada.

El ambiente antes de ser un laboratorio era el auditorio de la sección. El laboratorio en sí se encontraba al costado en un área más reducida. Por motivos de espacio y comodidad se decidió trasladarla al lugar que hoy ocupa. Debido al tamaño del auditorio, se aprovechó también en equipar no solo lo que sería el Laboratorio CAD-CAE, sino también el aula de INACOM (Investigación Asistida por Computadora), así como las oficinas de los profesores encargados del área. La reubicación ha sido reciente; fue a mediados del año 2009 (para el ciclo 2009-2 ya se tenía la nueva ubicación).

Actualmente el salón es más cómodo por el espacio disponible, sin embargo el problema seguía siendo las condiciones ambientales. En verano, el aula tiene una temperatura elevada. El sol calienta la habitación durante todo el día y las ventanas abiertas y los ventiladores existentes no se daban abasto. Por ello era necesario un sistema que brinde aire dentro de los rangos de confort de manera constante.

Un sistema de climatización no solo garantizaría un ambiente con condiciones controladas para el confort de los ocupantes, sino también proveería un ambiente más limpio. Se controlarían las condiciones de limpieza de aire y humedad lo que beneficiaría a los equipos del aula dándoles una mayor vida útil. Igualmente las personas presentes tendrían aire más limpio que les permitiría trabajar mejor.

Para diseñar un sistema, se necesita conocer las características del local a climatizar así como también conocer las actividades que se realizan dentro del mismo. Para fundamentar las selecciones se necesita conocer de refrigeración y aire acondicionado. Se tomarán en cuenta para el desarrollo del proyecto los conceptos de cargas térmicas, sistemas de aire acondicionado, sistemas de refrigeración, tratamiento de aire, etc. Esto ayudará y guiará a una selección adecuada de equipos y su respectiva evaluación económica. Para ilustrar mejor los conceptos y selecciones se utilizarán planos, tablas y esquemas. De esta forma se podrá tener una mejor visión del trabajo y del lugar. Por último se darán conclusiones indicando la mejor solución con la respectiva fundamentación.

Por lo tanto el objetivo es:

- Proponer y evaluar distintas alternativas técnico-económicas para un sistema de climatización en el aula CAD-CAE.

Además se pretende:

- Verificar distintas opciones para la implementación del sistema.
- Evaluar equipos de refrigeración, ventilación y control.
- Elaborar planos detallando la ubicación de los equipos y ductos del sistema.

CAPÍTULO 1

CARACTERÍSTICAS DEL PROYECTO

En el 2010, el aula CAD/CAE solo disponía de los ventiladores en el techo y el viento que entraba por las ventanas para su ventilación. Lo único que se lograba con esto era remover el aire para evitar la sensación de bochorno en los meses de verano principalmente. Sin embargo, esto no era suficiente, ya que a pesar de todo se seguía sintiendo el bochorno y no era agradable trabajar bajo esas condiciones. Asimismo, por las ventanas entraban partículas y polvo que afectaban no solo a las personas sino también a los equipos. Por otra parte, en los meses de invierno, por el frío, se cerraban las ventanas, lo que generaba que el aire no se renueve adecuadamente. Esto daba lugar a que el oxígeno al interior del ambiente disminuya y afecte el rendimiento de las personas. Para implementar un adecuado sistema de climatización, seleccionar correctamente los equipos, hace falta considerar parámetros como:

- Utilización del ambiente.
- Dimensiones del local.
- Cargas térmicas involucradas.

1.1. CARACTERÍSTICAS DEL LOCAL

La Pontificia Universidad Católica del Perú se encuentra en el distrito de San Miguel en la ciudad de Lima. Este terreno es conocido como fundo Pando. Debido a la

ubicación de la universidad (mapa PUCP A.3.), el clima es bastante húmedo (principalmente por su cercanía al mar) y árido con algunas lloviznas ligeras entre abril y diciembre. A su vez es polvoroso (Lima se encuentra ubicado en un desierto). La temperatura media anual de la ciudad es de 20°C, con una máxima promedio de 23°C y una mínima promedio de 17°C. La temperatura máxima registrada en los últimos años ha sido de unos 32°C y la mínima ha sido de 8.8°C (El Comercio, 2010). La humedad relativa máxima promedio durante el año varía entre 72% y 90%, dependiendo de la hora del día (TuTiempo, 2010). Las coordenadas del salón son: 12°04'20.5" S y 77°04'52.5" O (Google Earth).

1.1.1. Locación y distribución

La sección de Ingeniería Mecánica está localizada en el pabellón U de la universidad, al extremo sur del campus. El aula CAD se encuentra en el segundo piso de la sección, frente a las oficinas del Área de Materiales e Ingeniería de Soldadura.



Figura 1.1. Ubicación del pabellón U (sección de Ingeniería Mecánica) dentro del campus. (www.pucp.edu.pe)

A continuación se describen las diferentes zonas con sus respectivas características:

Tabla 1.1. Dimensiones de las zonas del aula.

Zona	Área (m ²)	Volumen (m ³)	Aforo
Laboratorio CAD-CAE	103.5	384.5	40
INACOM	28.7	107	16
Oficina	17	63.4	4
Pasillo	7.3	27.2	2

En los planos adjuntos (Anexo A.3 y B.1) se pueden apreciar las dimensiones y distribución de los ambientes¹. Las áreas no incluyen el espacio ocupado por las columnas.

La zona de mayor afluencia de personas es el laboratorio de CAD/CAE, seguido por el INACOM y por último la oficina. Básicamente por las actividades que se realizan y el tamaño del área asignada a las mismas.

1.1.2. Equipamiento y usos del aula

El equipamiento de dichos ambientes está distribuido según la tabla 1.2. Gran parte de estos equipos se pueden considerar cargas internas, además de las personas que ocupan el lugar.

Entre los principales usos del aula se pueden destacar los que se detallan a continuación:

Laboratorio CAD-CAE

Se emplea mayormente para los cursos de Dibujo Mecánico Asistido para Computadora (DMAC) 1 y 2, del plan de estudios de Ingeniería Mecánica; cursos de maestría, los cuales varían dependiendo del semestre académico (pueden ser 1 o 2 cursos); cursos de extensión, éstos son los cursos que dicta la universidad de manera complementaria al plan de estudios; cursos de la especialidad que piden permiso para

¹ Las dimensiones de las paredes internas no se detallan pues no se considera que habrá transferencia de calor, ya que la temperatura dentro de todos los ambientes del aula será la misma.

realizar la clase con las computadoras; y también se utiliza como aula libre. Este último es la mayor parte del tiempo. Durante este periodo los alumnos aprovechan en usar los equipos para trabajos académicos y revisión de correo básicamente. Es frecuente observar que durante estas horas algunos alumnos traen sus computadoras personales para desarrollar sus trabajos. La figura 1.2 muestra los horarios del aula (correspondiente al año 2010). En las horas libres se programan los demás cursos.

	Lunes	Martes	Miércoles	Jueves	Viernes	Sábado
8:00-9:00						
9:00-10:00						
10:00-11:00					Clases DMAC 1	
11:00-12:00						
12:00-13:00				Jueves Cultural		
13:00-14:00						
14:00-15:00			Clases DMAC 2		Clases DMAC 1	
15:00-16:00	Clases DMAC 1					
16:00-17:00						
17:00-18:00					Clases DMAC 2	
18:00-19:00						
19:00-20:00						
21:00-22:00						

	Uso libre
--	-----------

Figura 1.2. Horario Laboratorio CAD-CAE

INACOM

Es un ambiente especial para los alumnos que están realizando trabajos de investigación para la universidad así como también para aquellos que están trabajando en sus tesis. Lo utilizan tanto alumnos como egresados y profesores, y como se mencionó antes, también es frecuente ver a alumnos con sus propias computadoras personales. El horario es de lunes a viernes de 8am a 10pm y los sábados de 9am a 6pm.

Oficina

En esta área trabaja el Jefe del Laboratorio, también es donde está ubicado el servidor del aula. Los profesores que ocupan estas oficinas entran y salen indistintamente a lo largo del día, dependiendo de sus compromisos. La oficina por lo general están ocupadas dentro del mismo horario que el INACOM.

Tabla 1.2. Equipamiento aula CAD-CAE

Zona	Cantidad	Equipo	Descripción
Laboratorio CAD-CAE	39	Computadoras	Cada computadora cuenta con un monitor, CPU, teclado y Mouse. Ésta está conectada a un estabilizador (600W) y este a un múltiple de corriente. Además está colocado sobre un escritorio y tiene una silla asignada.
	16	Lámparas de techo	Cada lámpara cuenta con dos focos fluorescentes.
	1	Proyector	Colocado sobre su respectivo soporte en el techo.
	2	Lámparas	Ubicados sobre la pizarra.
	1	Video cámara	Cámara de seguridad colocada en una de las esquinas de la sala.
	1	Écran	
	1	Pizarra de plumón	
Oficina	4	Computadoras	Con sus respectivos accesorios, antes mencionados. Una de estas computadoras es el servidor de las demás que se encuentran en el aula.
	1	Impresora	
	1	Equipo de sonido	
	2	Lámparas de techo	Con dos fluorescentes cada una.
	2	Aparadores	En uno de los aparadores se encuentra el servidor.
INACOM	10	Computadoras	Con los mismos componentes de las computadoras del laboratorio de CAD/CAE, con la excepción que no tienen el múltiple de corriente y colocadas sobre un modelo de escritorio diferente.
	4	Lámparas de techo	Con dos fluorescentes cada una.
	1	Ploter	
	1	Teléfono	
	1	Bidón de agua	El bidón cuenta con su dispensador y está colocada sobre una mesita. La capacidad es de 20 litros.
	1	Mesa de centro	En esta mesa los ocupantes colocan por lo general sus computadoras portátiles para trabajar. Esta mesa cuenta con 6 sillas.
	1	Aparador	Donde está ubicado el ploter y el teléfono.
	1	Video cámara	
Pasillo	2	Lámparas de techo	Con dos fluorescentes cada una.
	1	Tablero eléctrico	Desde donde se distribuye la energía eléctrica del aula.
	1	Panel informativo	
	1	Armario	

Las paredes son de ladrillo y concreto de aproximadamente 15cm de espesor. No están tarrajeadas ni pintadas. El techo es de concreto reforzado y ladrillo y tiene aproximadamente 30cm de espesor. La tabla 2.4 detalla las dimensiones y orientación de las ventanas del ambiente. Todas son ventanas simples transparentes de unos 3mm de espesor.

1.2. NECESIDADES DEL AMBIENTE

El ambiente necesita buena ventilación y acondicionamiento. Sin climatización las condiciones ambientales no permiten a los alumnos y profesores desempeñarse adecuadamente. Es por esto que el aula necesitaba ser climatizada. Lo que se busca es mantener el ambiente en condiciones óptimas que permitan el buen desempeño de los alumnos y profesores. Estos parámetros se deben mantener no solo en el transcurso del día, sino también a lo largo del año. De esta forma, no solo se garantiza lo anteriormente señalado, sino que también ayuda a la conservación de los equipos (mayor vida útil) y evita el cansancio innecesario de las personas que se encuentren dentro. Para Carnicer, la “zona de confort”, donde se encuentran cómodas la mayoría de personas, fluctúa entre 22°C y 27°C de temperatura y 40% a 60% de humedad relativa. Por otro lado, el Manual de Carrier establece distintas condiciones de proyecto, dependiendo de la época del año y el tipo de aplicación. Estas recomendaciones se pueden ver en la figura 1.3.

TIPO DE APLICACIÓN	VERANO					INVIERNO				
	DE LUJO		PRÁCTICA COMERCIAL			CON HUMECTACIÓN			SIN HUMECTACIÓN	
	Temperatura seca (°C)	Hum. rel. %	Temperatura seca (°C)	Hum. rel. %	Variación de temperatura (°C) **	Temperatura seca (°C)	Hum. rel. %	Variación de *** temperatura (°C)	Temperatura seca (°C)	Variación de temperatura (°C) ***
CONFORT GENERAL Apartamento, Chalet hotel, Oficina, Colegio, Hospital, etc.	23-24	50-45	25-26	50-45	1 a 2	23-24	35-30	- 1,5 a - 2	24-25	- 2
TIENDAS COMERCIALES (Ocupación de corta duración) Bancos, Barbero y peluquería, Grandes almacenes, Supermercados, etc.	24-26	50-45	26-27	50-45	1 a 2	22-23	35-30 ****	- 1,5 a - 2	23-24	- 2
APLICACIONES DE BAJO FACTOR DE CALOR SENSIBLE (Carga latente elevada) Auditorio, Iglesia, Bar, Restaurante, Cocina, etc.	24-26	55-50	26-27	60-50	0,5 a 1	22-23	40-35	- 1 a - 2	23-24	- 2
CONFORT INDUSTRIAL Secciones de montaje, Salas de máquinas, etc.	25-27	55-45	26-29	60-50	2 a 3	20-22	35-30	- 2 a - 3	21-23	- 3

- * La temperatura seca de proyecto para el ambiente interior debería ser reducida cuando hay paneles radiantes calientes, adyacentes a los ocupantes, e incrementada cuando aquéllos son fríos, a fin de compensar el incremento o disminución con el calor radiante intercambiado desde el cuerpo. Un panel frío o caliente puede ser un cristal sin sombras o muros exteriores acristalados (calientes en verano, fríos en invierno), o tabiques delgados con espacios adyacentes calientes o fríos. Un suelo directamente sobre tierra y muros por debajo del nivel del suelo son paneles fríos durante el invierno y con frecuencia también durante el verano. Tanques calientes, hogares y máquinas son paneles calientes.
- ** La variación de temperatura es por encima de la posición del termostato durante la máxima carga térmica en verano.
- *** La variación de temperatura es por debajo de la posición del termostato durante la máxima carga térmica en invierno (sin luces, ocupantes o aportaciones solares).
- **** La humectación durante el invierno se recomienda para tiendas de confección, para conservar la calidad del género.

Figura 1.3. Condiciones de proyecto recomendadas para ambiente interior* - Invierno y verano. (Carrier 1980:1-15)

Asimismo, mediante estudios, se determinaron correlaciones entre nivel de confort, temperatura, sexo, humedad y tiempo de exposición. Estas correlaciones se detallan en la tabla 1.3. Se desarrolló para estos estudios la escala de sensación térmica ASHRAE, donde a continuación se detallan los valores y sus equivalencias:

+3	caliente
+2	cálido
+1	ligeramente cálido
0	neutral
-1	ligeramente fresco
-2	fresco
-3	frío

Tabla 1.3. Ecuaciones para predecir la sensación térmica (Y) de hombres, mujeres y hombres y mujeres combinados

Tiempo de exposición, h	Sujetos	Ecuaciones ^{a,b}
		t=temperatura de bulbo seco, °C p=presión de vapor de agua, kPa
1	Hombres	$Y = 0.220t + 0.233p - 5.673$
	Mujeres	$Y = 0.272t + 0.248p - 7.245$
	Ambos	$Y = 0.245t + 0.248p - 6.475$
2	Hombres	$Y = 0.221t + 0.270p - 6.024$
	Mujeres	$Y = 0.283t + 0.210p - 7.694$
	Ambos	$Y = 0.252t + 0.240p - 6.859$
3	Hombres	$Y = 0.212t + 0.293p - 5.949$
	Mujeres	$Y = 0.275t + 0.255p - 8.622$
	Ambos	$Y = 0.243t + 0.278p - 6.802$

^aLos valores de Y se refieren a la escala de sensación térmica de ASHRAE

^bPara adultos jóvenes realizando una actividad sedentaria y usando ropa con una resistencia térmica de aproximadamente 0.5 clo, $t_r \approx t_a$ y velocidades del aire <0.2m/s

Fuente: ASHRAE Handbook of Fundamental 2005:8.12

La figura 1.4 muestra las zonas de confort que propone ASHRAE. Existe una zona para invierno y otra para verano. Estas zonas se determinan combinando efectos, según los cuales al menos el 80% de los ocupantes (sedentarios o ligeramente activos) opinaría que el ambiente es confortable. Además como la gente usa una determinada vestimenta

de acuerdo con la estación del año, para la zona de verano se estimó un nivel de 0.5clo^2 de aislamiento térmico de la ropa y un nivel de 0.9clo para invierno.

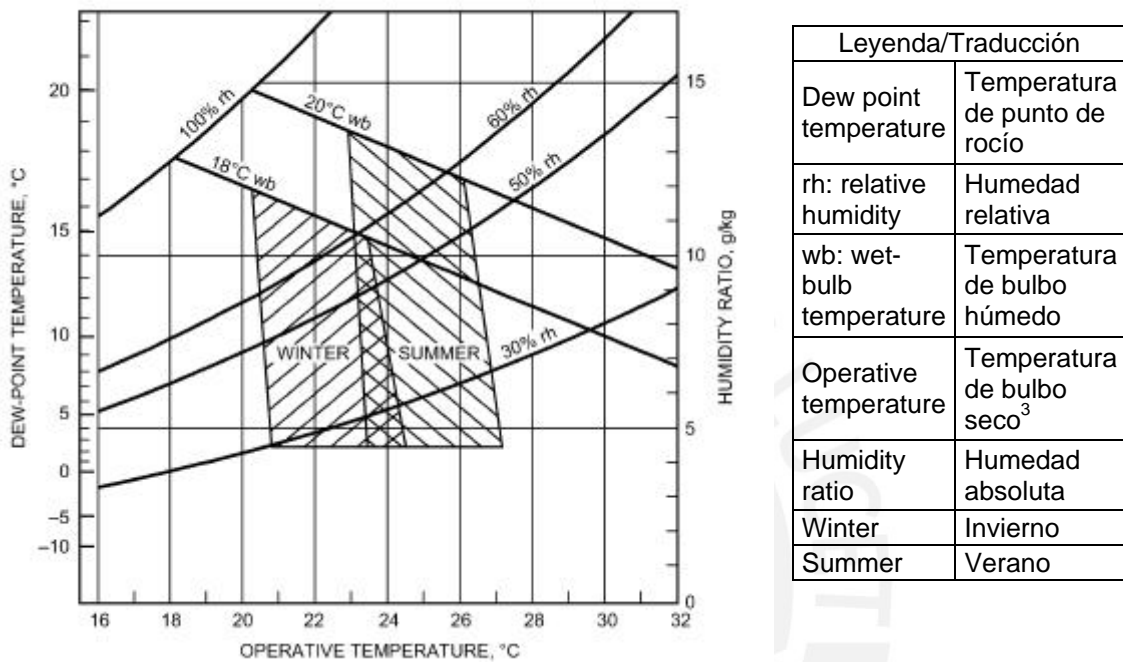


Figura 1.4. Zonas de confort de invierno y verano. (ASHRAE 2005:8.12)

También es necesaria una buena renovación del aire. El ambiente se encuentra lleno de personas, las cuales al respirar consumen oxígeno. De nada sirve tener una temperatura agradable sin aire nuevo, ya que sin oxígeno, es natural que las personas dentro se duerman y disminuyan su capacidad de comprensión. Lo recomendado según Pita (2002:160) para salones de clases es de 10 a 15cfm (pies cúbicos por minuto) de aire de ventilación por persona. Lo mínimo es de 10cfm. Carnicer (2008:57), por otro lado, recomienda de 5 a 7 dm^3/s (decímetros cúbicos por segundo) lo que equivale a 10.6cfm-14.8cfm, valores muy próximos a los de Pita.

² El clo es una unidad numérica (derivada de la palabra inglesa clothing, vestimenta), que representa al aislamiento térmico de un conjunto de ropa. (Pita 1994:9). Para distintos valores de clo de la ropa ver la tabla 8 del octavo capítulo del ASHRAE Fundamentals Handbook 2005.

³ La temperatura operativa es un parámetro del confort térmico humano y equivale a la temperatura media radiante promediada con la temperatura del ambiente y dividida entre sus respectivos coeficientes de transferencia de calor, se podría decir que equivale a la temperatura de bulbo seco. (ASHRAE 2005:8.3)

Al haber una buena climatización y renovación de aire, se garantiza un ambiente fresco y agradable con oxígeno para el confort y mejor rendimiento de las personas dentro. Considerando las recomendaciones anteriores y las condiciones climáticas en la ciudad de Lima, específicamente en el aula CAD, se optará por establecer los parámetros dentro del aula como se indica a continuación:

Tabla 1.4. Consideraciones del proyecto

Parámetro	Valor
Temperatura	20-22°C
Humedad relativa	60%
Renovación de aire	10cfm por persona ⁴

El único parámetro que varía ligeramente en relación a las recomendaciones indicadas corresponde a la temperatura. Se opta por mantener el ambiente a una temperatura de 20°C en verano y 22°C en invierno debido a que el clima en la ciudad de Lima es bastante templado, mayores variaciones durante el año. La temperatura máxima promedio es de 23°C por lo cual no tiene sentido establecer la temperatura interior del local igual al exterior pues no se apreciaría diferencia alguna. Solo se detectaría un cambio en la humedad relativa.

Para prevenir incomodidad, Nevins et al. (1975) (ASHRAE 2005:8.12) recomienda que la humedad relativa no exceda de 60%.

⁴ Valor referencial. Ver Capítulo 2, sección 2.1, acápite 2.1.3 para el cálculo de la renovación del aire.

1.3. TIPOS DE SISTEMAS

Los sistemas de climatización o acondicionamiento de aire, pueden ser clasificados de tres maneras. Una de ellas es según el tipo de acondicionamiento. En decir, cómo se obtiene el acondicionamiento del aire. La otra manera es según la configuración de los componentes del equipo (compresor, evaporador, condensador, etc.) dentro del mismo y también de acuerdo ha cómo va instalado el equipo. Por último, la otra forma de clasificar los sistemas sería por el método de refrigeración del aire. Existen varios métodos de refrigeración que funcionan con distintos principios.

1.3.1 Clasificación según tipo de acondicionamiento⁵

- Expansión directa

Este es el sistema más elemental de los sistemas de acondicionamiento para enfriar. El intercambio de calor entre el aire y el agente refrigerante es inmediato. La unidad autónoma está situada en el espacio acondicionado o próximo a él. Por lo general es para habitaciones pequeñas pero si se agregan conductos y una batería de precalentamiento puede servir para habitaciones más grandes, aunque no es muy eficiente. La unidad enfriadora consiste básicamente en un compresor, un evaporador, un condensador y un dispositivo de expansión (figura 1.5); el medio enfriador es el refrigerante el cual sigue un ciclo de refrigeración. El acondicionamiento ocurre con un ventilador que impulsa el aire frío que se encuentra alrededor del evaporador a la habitación. Puede que el condensador junto con el compresor se encuentre en una zona alejada de la habitación, sin embargo, el evaporador tiene que estar cerca o en la habitación. Si se agrega una batería de calefacción o se convierte en una bomba de calor, puede servir para el acondicionamiento durante todo el año, es decir que enfría y calienta.

⁵ Clasificación tomada y adaptada del Manual de Aire Acondicionado (Handbook of Air Conditioning System Design) por Carrier Air Conditioning Company.

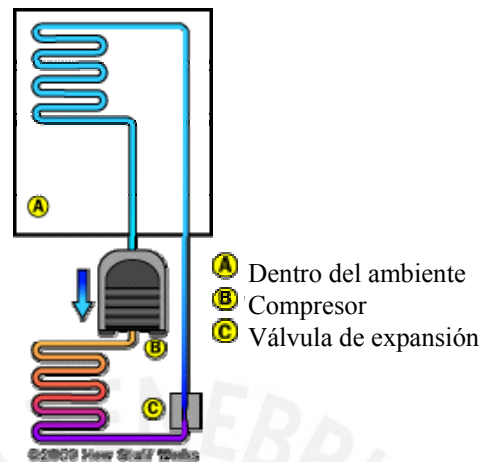


Figura 1.5. Ciclo de Refrigeración (Discovery Communications)

- Sistemas todo-agua

El refrigerante (en este caso agua fría producida en un equipo de refrigeración) es suministrado desde una fuente alejada. Mediante bombas se impulsa el agua por tuberías y se hace circular por serpentines de una unidad terminal (evaporador). Es un sistema ventilador-serpentín (fan-coil) con suministro de aire exterior, aire tomado del ambiente. Se utiliza en lugares donde se desea un control individual de temperatura sin necesidad de una estación central de ventilación porque el costo de un sistema de conductos de aire es muy elevado. Se clasifican en: sistemas de tubería simple (dos tuberías), cada unidad recibe una entrada de agua fría o caliente, y termina en una tubería de retorno; y en sistemas de varias tuberías, cada unidad tiene una entrada de agua fría y otra de agua caliente y una tubería de retorno (tres tuberías) o dos tuberías de retorno (cuatro tuberías).

Sistema de tubería simple

La temperatura se controla ajustando la velocidad del ventilador (o arrancando y parando el mismo) y modulando el caudal de agua (o interrupción y apertura del

mismo). Para mejorar el rendimiento se añaden resistencias eléctricas de calefacción, para los meses más fríos.

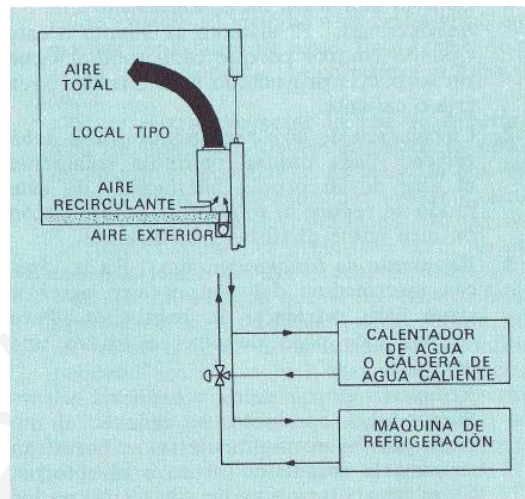


Figura 1.6. Sistema de tubería simple (Carrier 1980:12-3)

Características:

- Control individual de la temperatura en las habitaciones.
- Circulación de aire restringido a una habitación.
- Economía de funcionamiento.
- Reducción de obras de albañilería y conductos.
- Distribución de aire bajo las ventanas.

Sistema de varias tuberías

El sistema de varias tuberías proporciona agua fría y caliente a cada fan-coil durante todo el año. Su válvula de control selecciona el agua según la necesidad del local (refrigeración o calefacción).

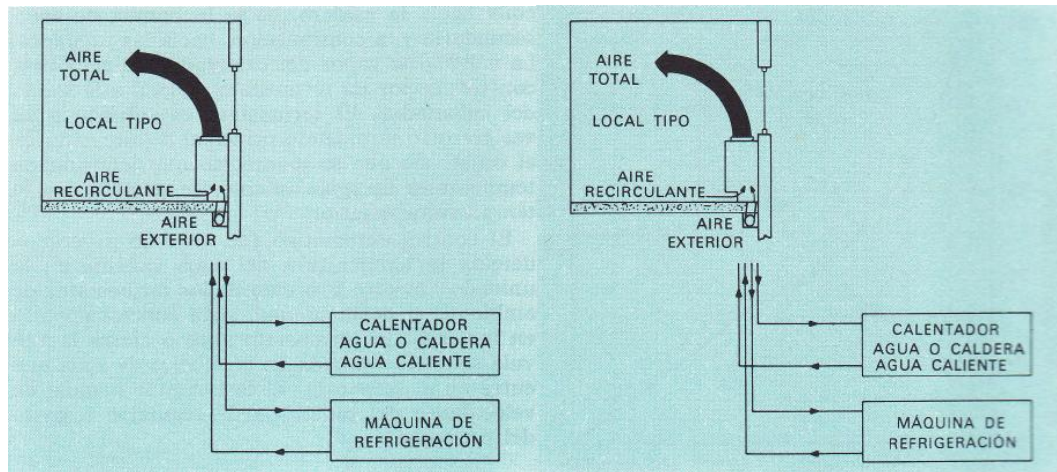


Figura 1.7. Sistema de tres tuberías
(Carrier 1980:12-10)

Figura 1.8. Sistema de cuatro tuberías
(Carrier 1980:12-10)

Además de las características del sistema de tubería sencilla están:

- Rápida respuesta a los ajustes del termostato.
- Se evita la división en zonas del local.
- Supresión de las dificultades operativas del cambio de invierno a verano.
- Control de la temperatura durante todo el año.

- Sistemas todo-aire

Tienen la unidad de tratamiento de aire alejada del espacio que se acondiciona. Está montada en forma de central. De esta manera, lo único que llega al espacio acondicionado es el aire, el cual circula por un sistema de conductos refrigerando o calentando.

Por lo general se utilizan en áreas con condiciones constantes donde no se requiere un control preciso de temperatura de humedad, aunque pueden utilizarse con ciertas condiciones variables y requisitos exactos. Se clasifican en dos categorías: de volumen constante y temperatura variable, y de volumen variable y temperatura constante.

Aspectos destacables:

- Simplicidad.
- Coste inicial bajo.
- Economía de funcionamiento.
- Funcionamiento silencioso.
- Mantenimiento centralizado.

Entre los aspectos negativos está el hecho que, debido al tamaño del equipo (es bastante grande además de pesado), necesita un ambiente adecuado. Por ejemplo si se instala en el techo, este tiene que ser reforzado para aguantar el peso. También su instalación es algo difícil pues se necesitan grúas para su manipulación. Por otro lado, si el equipo se encuentra muy alejado de la zona a climatizar, los costos de operación aumentan pues cuesta llevar el aire por los conductos.

- Sistemas aire-agua

Es básicamente un sistema todo-agua pero en este caso el suministro de aire de ventilación está centralizado. De esta manera se elimina la entrada de aire exterior de cada unidad individual y se reúnen en un sistema central. Existen varias variantes en cuanto a la instalación del sistema, dependiendo la necesidad del ambiente.

1.3.2 Clasificación según equipo de aire acondicionado⁶

- Equipo de ventana

Se instalan en las ventanas (o balcón o en un muro de la habitación) con el objetivo de enfriar el área inmediata y con la posibilidad de cambiarlo de sitio (fácil adaptación). Son de condensación por aire, en otras palabras el condensador es refrigerado por aire que es tomado del exterior (esta parte está en el lado que da al exterior). El evaporador

⁶ Adaptado del “Manual de Refrigeración y Aire Acondicionado” de ARI (Air-Conditioning & Refrigeration Institute) y de “Aire Acondicionado” por Enrique Carnicer Royo.

se dispone en la parte interior de la habitación a acondicionar. Es prácticamente una unidad paquete pero debido a que se instala en la pared (no dentro ni fuera del lugar a acondicionar) y a su configuración se le considera como un tipo de sistema aparte de las unidades paquetes o compactas.

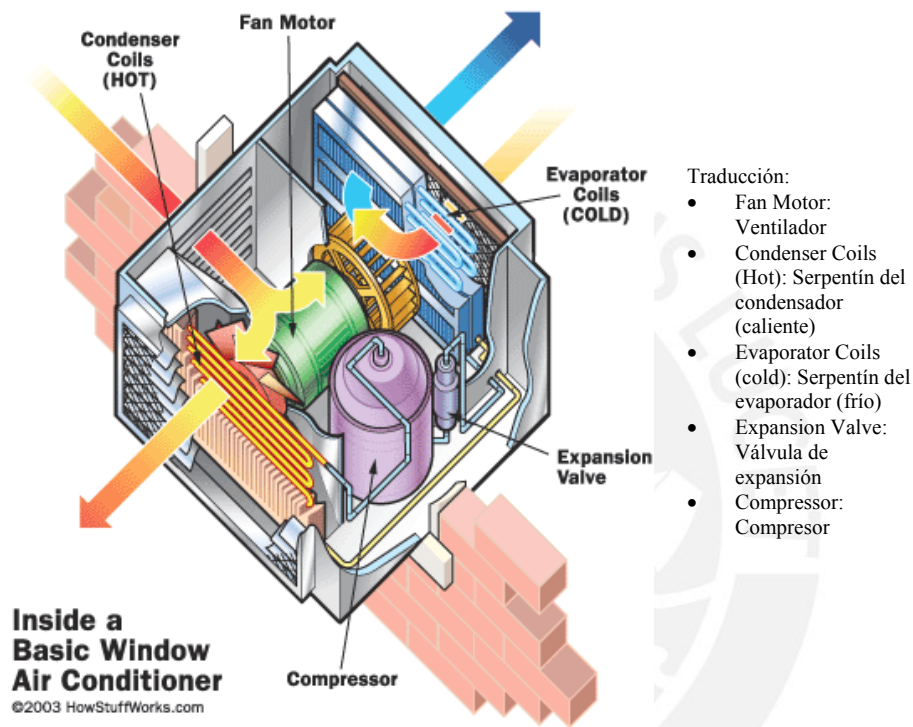
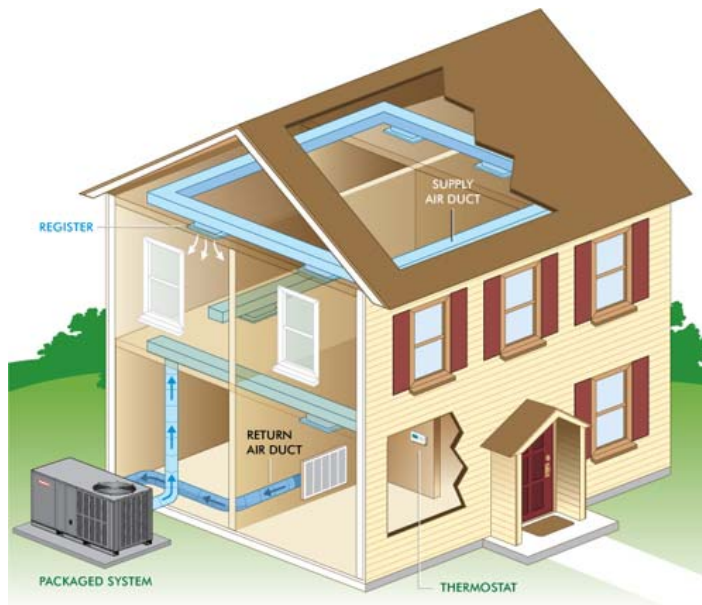


Figura 1.9. Vista interior de un equipo de ventana (Discovery Comunications)

- Unidades paquete

Son unidades que tienen todos sus componentes en un solo equipo. Pueden ser equipos interiores o exteriores así como también enfriados por agua o aire. Los que condensan por aire necesitan una toma de aire exterior. En el caso de los de condensación por agua basta conectar las tuberías a la red general de agua. Cuenta con sistema de ductos de suministro y retorno de aire. Pueden ser colocados sobre una losa a nivel del suelo con ductos que van por el sótano o subsuelo; también pueden estar en el ático, garaje o antejardín. Otra posibilidad es sobre el techo siempre y cuando resista el peso del equipo. También está la opción de colocarlo a través de una pared exterior, de esta

manera se pueden poner rejillas en la parte superior de las paredes de modo que se eliminan los ductos.



Traducción:

- Supply air duct: Ducto de aire de suministro
- Return air duct: Ducto de aire de retorno
- Register: Difusor
- Packaged System: Sistema paquete
- Thermostat: Termostato

Figura 1.10. Unidad paquete exterior enfriado por aire. (Imperial)

- Sistema dividido

Consiste en una sección enfriadora interior (evaporador) y una unidad condensadora exterior (compresor y condensador), interconectadas por líneas de refrigerante. Se puede instalar con distribución de aire por conductos y rejillas o con varias unidades interiores, para cada habitación. También puede incorporar bomba de calor de modo que también calienta el ambiente.

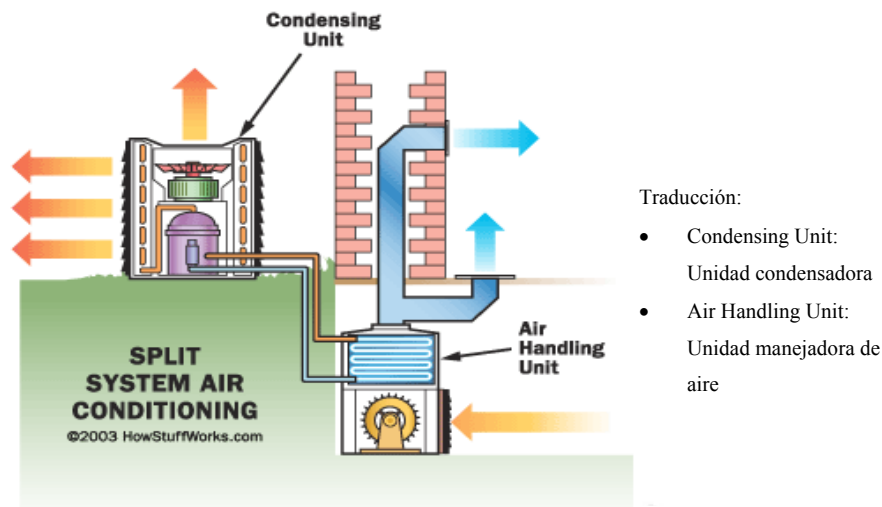


Figura 1.11. Vista interior de un sistema dividido. (Discovery Communications)

- Instalación centralizada

Es una instalación central donde se agrupan los sistemas frigoríficos (para producir agua fría) y otro calorífico (para el agua caliente), de este modo se enfría o calienta el aire, respectivamente, enviando el agua a la zona a acondicionar. El aporte de frío, calor, humidificación y deshumidificación es realizado por el aire. En la central existe un ventilador de extracción de aire y otro de impulsión para la circulación del mismo. Pueden ser unizona o multizona, y existen para diferentes caudales. Son sistemas aire-agua con los siguientes componentes principales:

- Enfriador de agua
- Caldera
- Unidad manejadora de aire
- Torre economizadora de agua
- Sistema de control

- Sistema con volumen de refrigerante variable (VRV)

Es un sistema que envía refrigerante a los evaporadores de acuerdo con la demanda del local. Esta demanda puede ser de enfriamiento, calefacción o ambos; lo cual quiere decir que puede trabajar con distintas cargas en distintos ambientes. La capacidad del

compresor esta modulada automáticamente para mantener la presión de succión constante mientras varía el volumen de refrigerante a ser enviado de acuerdo a las necesidades de calefacción o enfriamiento. (Daikin Industries)

1.3.3 Clasificación según método de refrigeración

- Por compresión

Es el sistema más común para enfriar. Consta básicamente de cuatro elementos: compresor, evaporador, condensador y dispositivo de expansión. El compresor comprime el refrigerante que se encuentra en estado gaseoso, luego va hacia el condensador donde pasa de gas (a alta presión y temperatura) a un estado líquido eliminando el calor al exterior. Posteriormente pasa por el dispositivo de expansión el cual (de manera adiabática) expande el refrigerante (baja la presión). El refrigerante se vuelve una mezcla de gas y líquido pero a una menor temperatura. Finalmente ingresa al evaporador donde termina de pasar a gas absorbiendo calor de su alrededor. Una vez que sale del evaporador se repite el ciclo. Junto al evaporador se coloca un ventilador. Este ventilador circula el aire frío que se encuentra alrededor del evaporador dentro de la habitación o lo impulsa mediante ductos a la zona deseada. Para controlar la temperatura del aire se utilizan otros elementos como resistencias eléctricas, válvulas reguladoras, entre otros.

- Absorción

Funciona de manera parecida al ciclo por compresión. La diferencia es que no utiliza un compresor para elevar la presión del gas (ver figura 1.12). En vez de ello, utiliza un método que solo necesita calor y no consta de partes móviles; utiliza un absorbedor, un separador y un generador. Por lo general se utiliza amoníaco. El amoníaco líquido ingresa al evaporador, en donde hay hidrógeno. Lo que hace el hidrógeno es disminuir la presión parcial del amoníaco (la presión total permanece igual). De esta forma el punto de ebullición del amoníaco cambia y se evapora. Al evaporarse se produce el

enfriamiento. Luego la mezcla de amoníaco con hidrógeno pasa al absorbedor. En el absorbedor el amoníaco se mezcla fácilmente con el agua y se separa del hidrógeno. Este dispositivo es básicamente una serie de tubos inclinados donde los gases van subiendo mientras el agua va cayendo. En la parte superior queda solo hidrógeno que regresa al evaporador y en la parte inferior el amoníaco gaseoso con el agua pasan al generador. En el generador se agrega calor, esto hace que la mezcla agua-amoníaco se caliente y burbujee. Las burbujas que se forman contienen amoníaco pero estas están hechas de agua. Estas burbujas pasan por tubos doblados, los obstáculos hacen que las burbujas se revienten y el gas sigue su curso mientras el agua cae. El agua que cae va hacia los tubos del absorbedor. Estos tubos, donde el agua cae y el amoníaco sigue su rumbo, se llama separador. Finalmente el amoníaco gaseoso caliente va hacia el condensador donde se enfría y vuelve a estado líquido para repetir el proceso nuevamente. (Discovery Communications, Wikipedia)

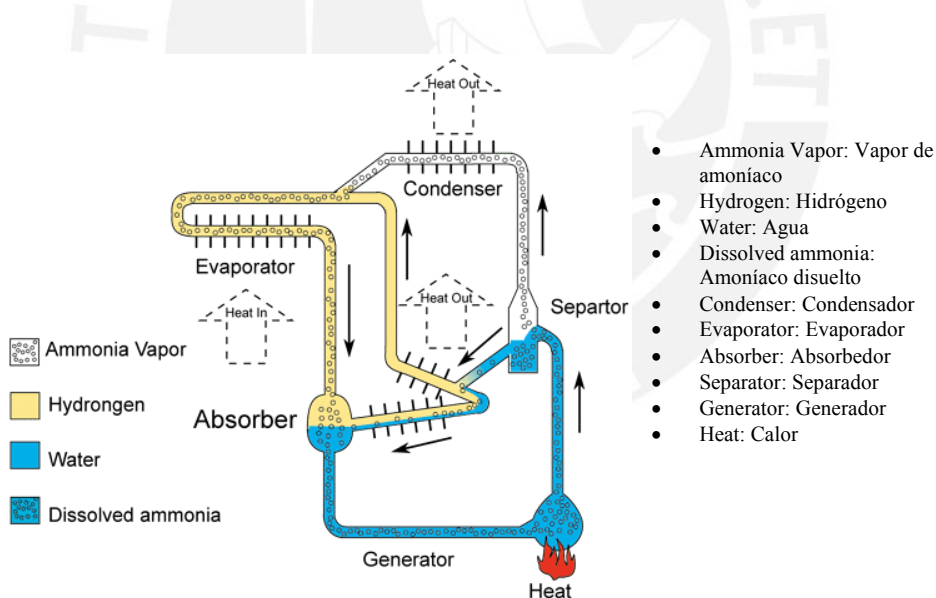


Figura 1.12. Refrigeración por absorción. (PolarPower)

- Evaporativo

Los enfriadores evaporativos en vez de utilizar refrigerantes utilizan el efecto refrigerante de la evaporación del agua. No utilizan mucha energía, no obstante, su mantenimiento es algo complicado. A diferencia de los equipos regulares de

acondicionamiento, este necesita dejar las ventanas abiertas mientras funciona debido a la gran cantidad de aire que ingresa al lugar. Existen dos tipos de enfriadores evaporativos, directos e indirectos. En los directos, un ventilador envía aire a través de un pad (alfombrilla) húmedo y permeable. Mientras el aire pasa, este se va enfriando, filtrando y humedeciendo y finalmente ingresa a la habitación. Un enfriador indirecto envía este aire frío y húmedo a un intercambiador de calor el cual enfría el recinto sin la humedad inicial del aire. (Toolbase Services)

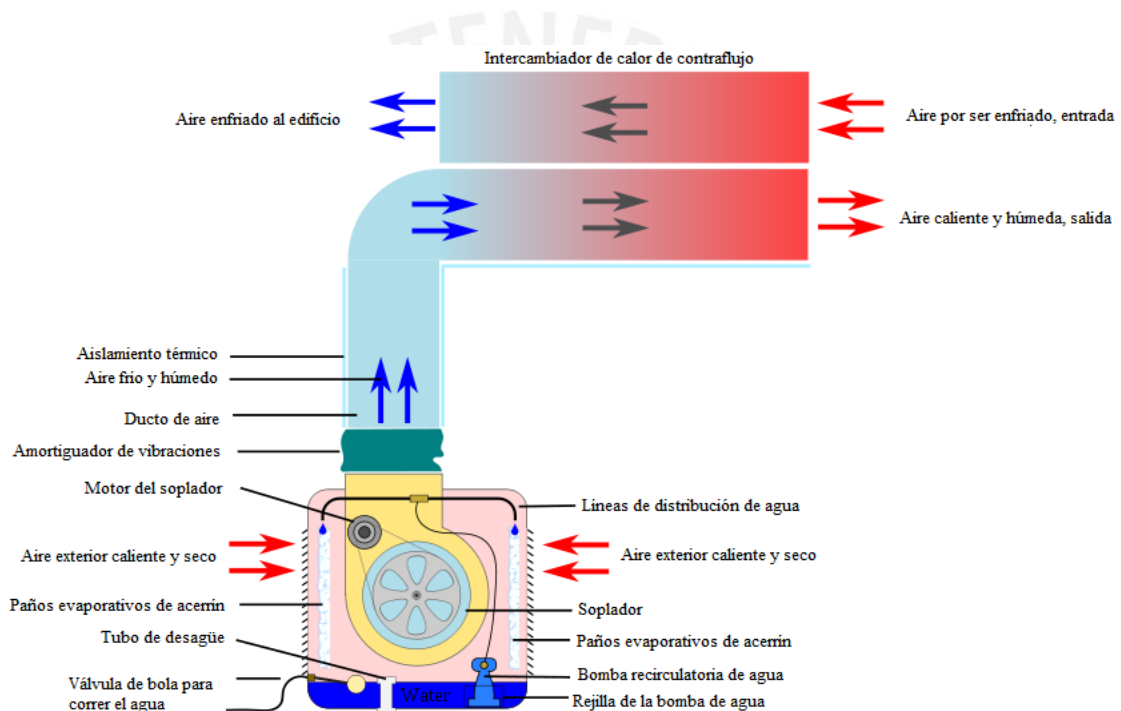


Figura 1.13. Enfriador evaporativo indirecto. (Wikipedia)

- Sistemas con hielo

El sistema produce hielo durante la noche, cuando la energía es más barata y la temperatura exterior es más baja (de esta forma se utiliza menos energía para congelar el agua). Mientras mayor sea la diferencia entre las temperaturas del día y la noche, mayores serán los ahorros en energía. Durante el día el hielo se va derritiendo, a su vez, ventiladores envían aire frío al sistema que enfría el edificio. Al final del día varios galones de agua se depositan en tanques y nuevamente en la noche se congelan. El sistema de bloques de hielo puede usarse en paralelo con un sistema tradicional de aire acondicionado. El sistema tiene menores probabilidades que se malogre en comparación

con sistemas tradicionales de climatización. Sin embargo, se necesita grandes espacios para almacenar el hielo además la inversión inicial es alta. (Discovery Communications). En este caso el hielo es el refrigerante pues enfría el aire directamente, es como un sistema todo-aire.

Una variación de este sistema puede ser el 'Ice Bear' (figura 1.14) de la compañía Ice Energy, Inc, el cual es un equipo que se anexa a un equipo convencional de aire acondicionado. Lo que hace es fabricar hielo durante las noches. Durante el día, en las horas punta de calor, el sistema apaga el compresor del sistema convencional. Previamente se instala un evaporador (que está conectado al Ice Bear) junto al evaporador del sistema convencional. Una vez que se apaga el compresor, una bomba envía refrigerante frío del Ice Bear al evaporador instalado enfriando el aire del lugar (el ventilador del equipo de aire acondicionado sigue funcionando). El calor es retirado mediante este refrigerante y absorbido por el hielo. Luego de que el hielo se derrite completamente (en aproximadamente seis horas) se vuelve a prender el compresor del sistema convencional y este trabaja normalmente. En otras palabras se agrega un sistema todo-agua al sistema existente pero que enfría el refrigerante con hielo, de modo que se ahorra costos en la operación. (Ice Energy)

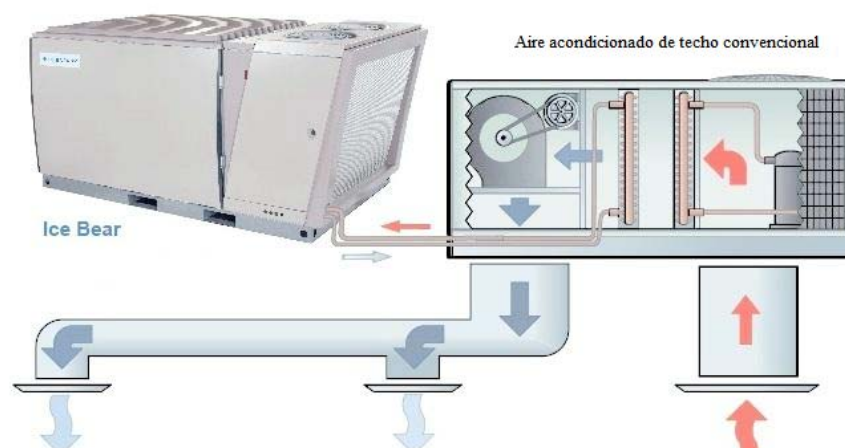


Figura 1.14. Sistema de almacenamiento de energía Ice Bear (Ice Energy)

- Termoeléctrico

Utiliza el efecto Peltier, el cual consiste en la creación de una diferencia de temperatura a partir de una diferencia de potencial eléctrico. Esta diferencia de temperatura ocurre cuando una corriente pasa a través de dos metales diferentes o semiconductores que están conectados entre sí en dos soldaduras (juntas de Peltier). La corriente produce una transferencia de calor desde una unión hasta la otra. Para entenderlo mejor, este efecto enfría una junta cuando los electrones fluyen de una región de alta densidad a una de baja densidad, se expanden (de la manera en que lo hace un gas ideal) y se enfría la región (Wikipedia). Se aplica para enfriamiento en zonas muy puntuales por lo que no es viable para el acondicionamiento de aire.

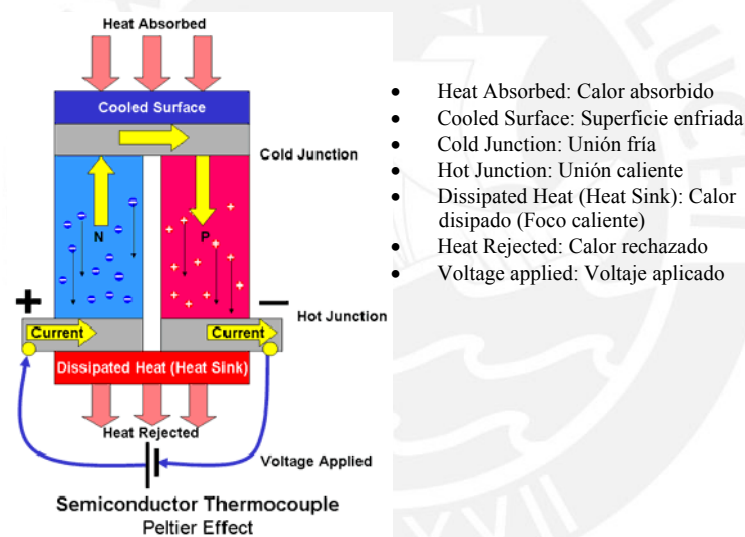


Figura 1.15. Termocupla semiconductor - Efecto Peltier (The Electropaedia)

- Por ciclo de aire

Un compresor toma aire del ambiente. El aire comprimido se enfría por medio de un ventilador que circula aire exterior en un intercambiador de calor. El aire frío comprimido ingresa a una turbina (la cual mueve el ventilador) donde se expande de manera adiabática. Esta expansión enfría aún más el aire y luego ingresa a la cabina donde se requiere el aire frío. Este es el sistema simple. Existen variaciones al sistema que aumentan la eficiencia como por ejemplo agregar un segundo compresor para una

compresión en dos etapas o volver el sistema regenerativo de modo que parte del aire que sale de la turbina enfría el aire antes que ingrese a la misma.

- Magnético

Se aplica un fuerte campo magnético al refrigerante (por lo general una sal paramagnética como el nitrato de cerio-magnesio). Esto fuerza que los dipolos magnéticos se alineen de modo que baja su entropía. Luego una ‘tina de calor’ absorbe el calor disipado por el refrigerante debido a la pérdida de entropía. Posteriormente el sistema es aislado y el campo magnético se apaga. Este proceso aumenta la capacidad de absorber calor del refrigerante. (Wikipedia, Science Daily)

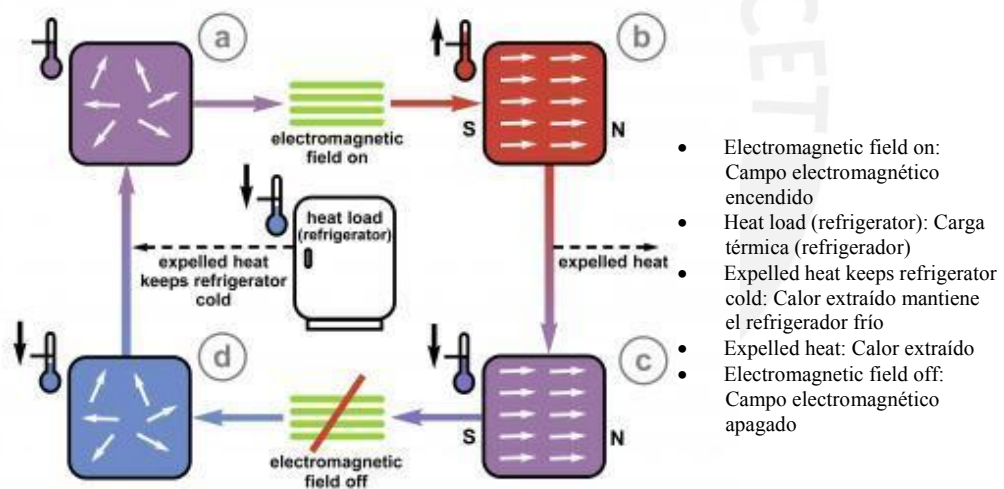


Figura 1.16. Refrigeración magnética. (Science Daily)

A.- SISTEMA SIMPLE :

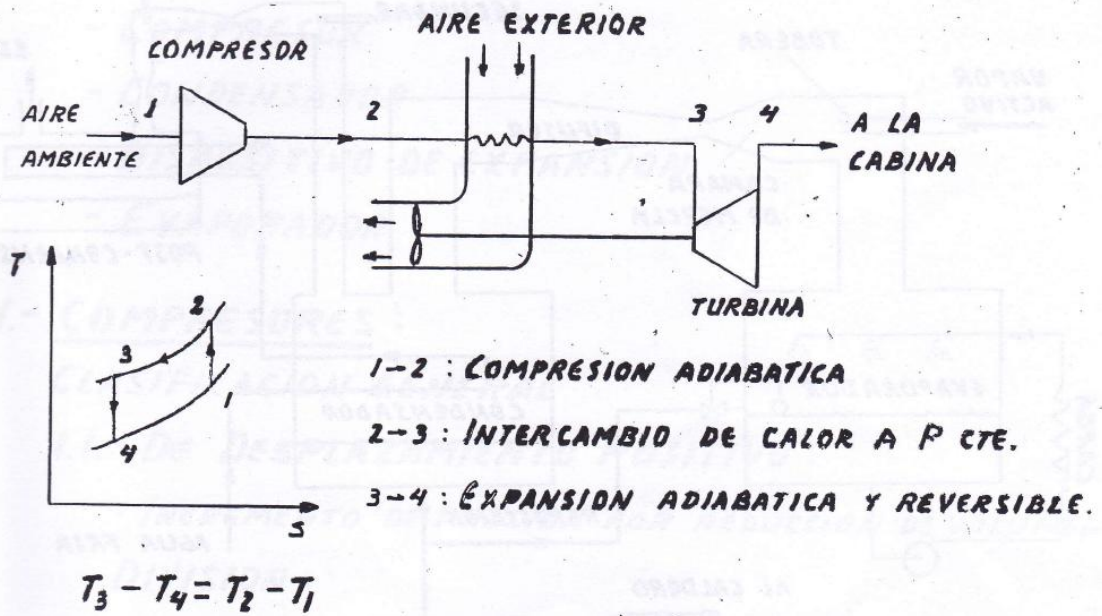


Figura 1.17. Sistema simple de ciclo de aire. (Yamada)

1.4. EVALUACIÓN DE LA PROPUESTA DEL SISTEMA

El ambiente a climatizar es relativamente pequeño, por lo que no se requiere un sistema muy grande con mucha capacidad. Además las áreas funcionan con horarios aleatorios, es decir que la carga térmica varía durante el día y los días (ver la figura 1.2). No obstante, este ciclo se repite todas las semanas. Se desperdiciaría energía si se acondicionara un área en el cual no hay personas. Es por esto que es preferible un sistema con unidades individuales por zonas.

Se podría utilizar una unidad paquete en el techo para evitar que el ruido ingrese al aula y tener los equipos fuera para ahorrar espacio dentro. El aire se llevaría a las distintas zonas mediante conductos. El problema es que si un aula se encuentra desocupada, se estaría desperdiciando energía. Para evitar este problema, se instalarían varias unidades paquetes, es decir una o dos unidades por zona, dependiendo de la carga. De esta forma, si un espacio se encuentra desocupado, se apaga la unidad correspondiente y no se desperdicia energía. Para esta opción se podría agregar un equipo como el Ice Bear para mejorar el rendimiento.

Otra opción consiste en un sistema dividido (splits, split ducto o un sistema multi-split, el cual es un sistema dividido con varias unidades evaporadoras). La ventaja del sistema dividido es que al tener el compresor y el condensador por separado, prácticamente el ruido desaparece dentro del aula. La desventaja es que si se tiene la unidad evaporadora dentro del aula, ésta puede gotear (debido a la condensación del agua) y puede dañar los equipos. En este caso, el evaporador se colocaría fuera del recinto, por lo que el sistema se convertiría en un split ducto, es decir, un sistema dividido con distribución del aire por ductos. Se podría colocar un sistema multi-split con ductos para toda el aula o varios splits ducto, de acuerdo con la carga existente. El problema de colocar una sola unidad multi-split es que si se necesita mantenimiento, ninguna zona tendrá climatización.

El más sencillo de implementar es un equipo de ventana o una unidad compacta. En el primer caso, el problema es que se requiere instalar un agujero relativamente grande en la pared o retirar una de las ventanas, además que siempre que esté prendido se generaría ruido. En el caso de una unidad compacta, la desventaja es que ocupa espacio en el interior además del ruido que genera, sin embargo, no hay necesidad de abrir un agujero, solamente habría que instalar una tubería de agua (con su respectivo retorno) para enfriar el condensador (en el caso que sea refrigerado por agua); o habría que abrir una toma de aire para refrigerar el equipo (en el caso que sea refrigerado por aire).

Un sistema VRV no se justifica pues el área a acondicionar no es muy grande y por lo general el VRV funciona con grandes cargas. Por otro lado, enfriar con hielo el aula, si bien no es tan caro, el problema sería el lugar donde almacenar el agua que se derrite, además no hay espacio para el hielo, pues tenerlo en el techo, no resulta muy eficiente porque el sol caería directamente sobre este.

Un sistema evaporativo podría ser una solución. El problema radica en que si se utiliza un equipo directo, la humedad del aire que ingresa al local es alta, lo que puede acelerar el daño en los equipos. Utilizar un equipo indirecto sería más costoso porque se requerirá de un sistema para llevar el aire al aula. Descartando estos inconvenientes este sistema es bastante factible, porque además no utiliza refrigerantes, lo cual significa menos contaminación y no consume mucha energía.

Operar un sistema que funcione por absorción será un problema en cuanto a la fuente de calor. Este sistema se utiliza por lo general cuando la electricidad no está disponible o es muy cara, no en este caso. Por otro lado, contar con un sistema de gas (es el elemento más asequible en cuanto a fuente de calor), significa un riesgo pues un sismo o algún accidente, se podría convertir en un incendio.

El problema de instalar un sistema magnético es que el refrigerante no es muy comercial, además los equipos son equipos especiales que no se encuentran fácilmente

en el mercado. Un sistema por ciclo de aire es atractivo, pero no se tiene el flujo de aire necesario, es por esto que este sistema por lo general se utiliza en los aviones.

De acuerdo a las características del lugar, el sistema más adecuado para el aula puede ser cualquiera de los siguientes:

- Sistemas divididos con distribución por ductos.
- Unidades paquete sobre el techo del aula.
- Sistema evaporativo.

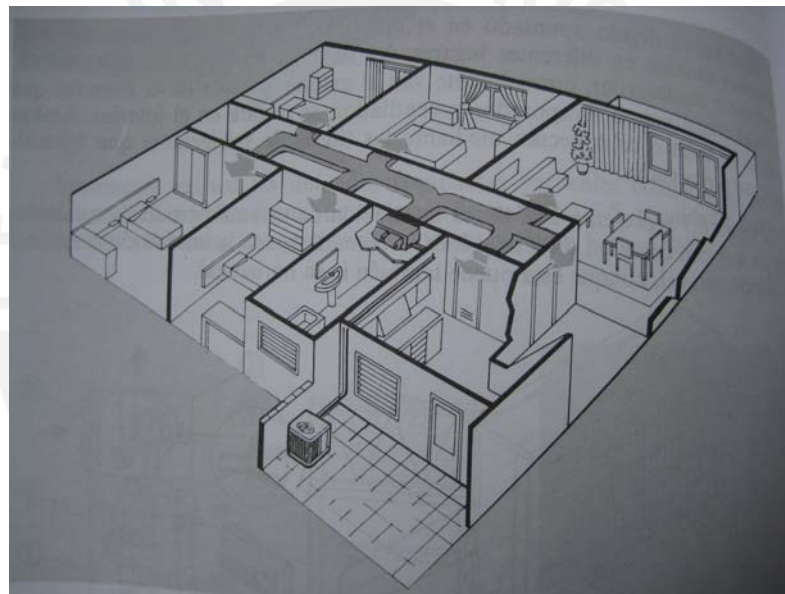


Figura 1.18. Sistema partido. Distribución del aire por conductos.
(Carnicer 2008:76)

CAPÍTULO 2

METODOLOGÍAS DE ANÁLISIS TÉRMICO

Este capítulo trata sobre el cálculo de la carga de enfriamiento que el equipo de aire acondicionado necesita disipar. No es lo mismo carga de enfriamiento que ganancia de calor. La ganancia de calor es la razón por la cual el calor ingresa o se genera en un espacio. Esta ganancia se clasifica por la manera en que ingresa al ambiente (radiación a través de ventanas, conducción a través de paredes y techos, calor generado internamente por iluminarias o personas, ventilación o infiltración) y si es sensible o latente. El calor sensible se suma directamente al espacio y el calor latente es aquel que agrega humedad. La carga de enfriamiento es la razón por la cual el calor debe ser retirado del ambiente para mantener una temperatura adecuada. La ganancia de calor y la carga de enfriamiento no necesariamente son iguales debido a que existe un retardo en la transmisión de calor. La principal razón de este retardo se debe a que muchas veces la energía primero es absorbida por los materiales dentro del ambiente y una vez que la temperatura de las superficies de estos materiales es mayor a la temperatura del ambiente, se transmite calor por convección al espacio.

2.1. CARGAS TÉRMICAS

Una carga térmica es un elemento que contribuye a variar la temperatura del interior de un ambiente determinado. Para el cálculo del calor aportado por cada una de las diferentes cargas térmicas se utilizarán las ecuaciones de transferencia de calor por

conducción, convección o radiación según sea el caso. Las ecuaciones de conducción y convección provienen de una sola fórmula general, la ecuación global de transferencia de calor:

$$Q = U * A * \Delta T \quad [2.1]$$

Q: es el calor transferido

U: es el coeficiente global de transferencia de calor

A: es el área superficial externa

ΔT : es la diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior del aula

No obstante, dependiendo del tipo de transferencia de calor, el valor del coeficiente U, varía según distintas consideraciones. Entre las consideraciones se puede notar las características del material (composición, geometría, disposición), fluido circulante (densidad, velocidad, viscosidad), entre otras.

La radiación puede expresarse de una manera análoga, en donde U es reemplazado por h_r (coeficiente equivalente de radiación), que depende de la constante de Stefan-Boltzmann, la emisividad de los cuerpos, su temperatura, factor de forma y área de superficie del radiador.

El procedimiento que se va a utilizar para determinar las distintas cargas térmicas, es el mismo que se utiliza en el Handbook-Fundamentals de ASHRAE (American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers)⁷.

El manual de ASHRAE propone varios métodos de cálculo para determinar la carga de enfriamiento del lugar a acondicionar. El principio de cálculo del balance de cargas térmicas para un espacio dado no es nuevo. En donde difieren los distintos métodos es

⁷ Se utilizará el ASHRAE Handbook como texto base, sin embargo, las referencias puntuales se detallarán debidamente.

en el cálculo de los factores que afectan la ecuación de la transferencia de calor. En este caso, voy a utilizar el método de Radiant Time Series (RTS) o Series de Tiempo Radiante, el cual está basado en el método Heat Balance (HB) o Balance Térmico.

- Método de balance térmico (ASHRAE 2005:30.15)

La estimación de las cargas de enfriamiento requiere calcular un balance térmico conductivo, convectivo y radiactivo superficie a superficie para cada superficie de la habitación y un balance térmico convectivo para el aire del cuarto. Este método resuelve el problema directamente. No contiene parámetros arbitrarios. Sin embargo, los cálculos requieren el uso de computadoras para este enfoque riguroso.

Se asume:

- El aire dentro de la zona a calcular se considera con temperatura homogénea.
- Temperaturas de superficies uniformes.
- Radiación de onda larga y corta uniforme.
- Superficies radiantes difusas.
- Conducción de calor unidimensional.

El método se puede considerar como cuatro procesos distintos:

- Balance térmico en la cara exterior de la superficie.
- Proceso de conducción por la pared.
- Balance térmico en la cara interior de la superficie.
- Balance térmico del aire.

- Método de tiempo radiante (RTS) (ASHRAE 2005:30.20)

Este método fue desarrollado para ofrecer un método riguroso, que además no requiera de cálculos iterativos y que cuantifique cada contribución de los componentes al cálculo total de carga de enfriamiento. Asimismo, es deseable para el usuario que este pueda analizar y comparar los coeficientes para cada tipo de construcción y tipos de zonas de una forma que pueda determinar su

efecto relativo en cada resultado. Esta característica del método RTS facilita la aplicación de un análisis de ingeniería durante el proceso del cálculo de las cargas de enfriamiento. (ASHRAE 2005:30.20)

El método RTS es aplicable para el cálculo de carga máxima o pico, pero no debería ser usada para el cálculo de energía anual debido a los principios que se asumen. Se asume que las cargas de diseño de enfriamiento están en condiciones estables periódicas. Existen dos efectos de retardo: primero, un retardo en la ganancia de calor por conducción (la radiación solar es absorbida por las superficies externas y luego es transferida al interior por conducción); segundo, retraso en la conversión a carga de enfriamiento del calor absorbido por radiación. La mayoría de fuentes de calor en una habitación transmiten su energía por radiación y por convección. La parte convectiva se transforma rápidamente en carga térmica. La parte radiactiva primero tiene que absorberse por las superficies internas y luego ser transferida por convección de dicha superficie al aire del lugar.

En los puntos que difiere este método de otros es en el cálculo de:

- Carga térmica por conducción.
- División de las cargas térmicas en carga radiante y carga convectiva.
- Conversión de las cargas radiantes en cargas de enfriamiento.

Al multiplicar las cargas horarias en periodos de 24 horas, se incluye el retraso por conducción y por radiación, explicados anteriormente. Lo que se hace es distribuir la carga térmica a lo largo del tiempo.

Procedimiento:

- i. Calcular el perfil de 24 horas de cargas térmicas para el día de diseño.
- ii. Dividir las cargas en parte radiante y conductiva. (Ver anexo A.14)

- iii. Aplicar adecuadamente series de tiempo radiante a la parte radiante de las cargas térmicas para considerar demora de tiempo en la conversión a carga de enfriamiento.
- iv. Sumar la parte convectiva y la parte radiativa retrasada de las cargas térmicas para determinar la carga de cada hora y para cada componente de la carga de enfriamiento.

Luego de calcular las cargas por cada componente, se suman todas las cargas de cada hora y se determina la hora pico. Posteriormente se hace lo mismo en cada mes para hallar el mes pico. Especialmente en las habitaciones con ventanas que dan al norte pues podría ocurrir que la carga sea mayor en los meses de invierno (ver tabla 2.4).

2.1.1. Cargas internas

Son todas aquellas cargas que se encuentran dentro del aula. Estas pueden ser las personas dentro del lugar o los equipos que generan calor (motores, lámparas, computadoras). Para simplificar el cálculo, se determina el calor transferido por cada uno de estos elementos y luego se suma para obtener un calor total. Los diferentes factores como conductividad térmica, coeficiente convectivo, entre otros, se hallan tomando distintas consideraciones.

- Personas

Los datos sobre la carga que representan las personas dentro del aula son tomados del anexo A.5 que fue extraído del manual de ASHRAE. Se considerará una actividad moderada de oficina, ya que los alumnos se paran y conversan para consultar al profesor alguna duda, además se puede dar el caso que alguien está caminando alrededor de la habitación (jefe de práctica por ejemplo).

Tabla 2.1. Calor aportado por las personas

Ambiente	Personas	Calor sensible (W)	Calor Latente (W)	Total calor sensible (W)	Total calor latente (W)	Calor sensible radiante (%)	Calor sensible radiante (W)	Calor convectivo (W)
Laboratorio								
Actividad moderada	38	75	55	2850	2090	0.48	1368	3572
Caminando/parado	2	75	70	150	140	0.48	72	218
INACOM								
Actividad moderada	10	75	55	750	550	0.48	360	940
Caminando/parado	6	75	70	450	420	0.48	216	654
Oficina								
Actividad moderada	2	75	55	150	110	0.48	72	188
Caminando/parado	2	75	70	150	140	0.48	72	218

Para la división de la carga radiante y la convectiva, se asumió que la velocidad de aire dentro del local era moderada (0.2m/s aproximadamente).

- Iluminación

La ganancia de calor por iluminación se determina por la siguiente ecuación (ASHRAE 2005:30.3):

$$q_{el} = WF_{ul}F_{sa} \quad [2.2]$$

Donde:

q_{el} : calor ganado [W]

W : potencia de la iluminación

F_{ul} : factor de uso de luz

F_{sa} : factor especial de balastro (special allowance factor)

Se utilizan focos fluorescentes T8 de 36W y 1200mm. El modelo de estos fluorescentes es TL-D 36W/54-765 1SL. El factor de utilización (F_{ul}) se considera 1 ya que todo el día están prendidas las lámparas. Debido a las características del balastro (electrónico) y la configuración (dos fluorescentes por lámpara) se considera un factor especial de balastro (F_{sa}) de 0.94 (anexo A.6). En la tabla 2.2 se puede apreciar los valores de las cargas por iluminación. Los porcentajes de calor radiante (67%) y calor convectivo (33%) son considerados de acuerdo al anexo A.7.

Tabla 2.2. Calor aportado por las luminarias

Ambiente	Lámparas	Calor total (W)	Calor radiante (W)	Calor convectivo (W)
Laboratorio	16	541.44	362.76	178.68
INACOM	4	135.36	90.69	44.67
Oficina	2	67.68	45.35	22.33

- Equipos de oficina

Por lo general los datos de placa no reflejan el consumo real de energía del equipo de oficina (computadora, monitor, impresora, entre otros). También se asume que lo que se consume equivale a la ganancia de calor total (radiante y convectivo) que aporta dicho equipo. Para equipos que tienen un consumo menor a 1000W según los datos de placa, se asume que consume entre 25% a 50% de la energía que detalla. Tomaremos que lo que se consume, y por ende, se emite, será el 50% de lo que detalla la placa. (ASHRAE 2005:30.8)

Tabla 2.3. Consumo de los equipos de oficina

Zona	Cantidad	Equipo	Consumo unitario* (W)	Consumo total (W)	Calor radiante (%)	Calor radiante (W)	Calor convectivo (W)
Laboratorio CAD-CAE	39	Computadoras	75	1462.5	15%	219.38	1243.13
	39	Monitores	80	1560	30%	468.00	1092.00
	1	Proyector	330	165	15%	24.75	140.25
	1	Video cámara	50	25	15%	3.75	21.25
Oficina	4	Computadoras	75	150	15%	22.50	127.50
	4	Monitores	80	160	30%	48.00	112.00
	1	Impresora	200	100	20%	20.00	80.00
	1	Equipo de sonido	200	100	20%	20.00	80.00
INACOM	10	Computadoras	75	375	15%	56.25	318.75
	10	Monitores	80	400	30%	120.00	280.00
	6	Laptops	90	270	30%	81.00	189.00
	1	Ploter	300	150	20%	30.00	120.00
	1	Impresora	300	150	20%	30.00	120.00
	1	Video cámara	50	25	15%	3.75	21.25

*Según datos de placa

Los porcentajes de calor radiante son tomados del anexo A.7.

2.1.2. Cargas externas

Las cargas externas son todas aquellas cargas que aportan calor al aula desde el exterior. Los ejemplos más significativos son: el calor radiante del sol y un ambiente exterior a mayor temperatura. Los cálculos se realizan con las fórmulas de transferencia de calor entre el exterior y el interior, pasando por techo, ventanas, paredes y piso. De igual forma que en el cálculo de cargas internas se determina el calor transferido por cada uno de estos elementos y luego se suma para obtener un calor total.

- Radiación solar a través de las ventanas (cálculo de fenestración)

La latitud del aula es de $-12^{\circ}04'20.5''$, es decir, aproximadamente 12.072° latitud sur. Los vidrios poseen marcos de aluminio, los cuales debido a su alta conductividad térmica permite que la energía absorbida sea transferida rápidamente; por lo tanto, la radiación que ingresa por las ventanas se considerará como si toda la ventana fuese de vidrio. La orientación de las paredes y ventanas se puede considerar que están alineadas con los puntos cardinales.

Según ASHRAE (ASHRAE 2005:31.1), la fenestración es un término arquitectónico que se refiere al arreglo, la proporción y el diseño de ventanas, tragaluz y puertas en la construcción. Los componentes de este incluyen materiales acristalados (vidrio o plástico), marcos, divisores y sombreados internos o externos (aleros, tapasoles, cortinas). La fenestración sirve como un medio físico y/o visual que conecta con el exterior, a su vez, es un medio que admite la radiación solar. Esta última provee de iluminación natural y carga térmica a un espacio. La fenestración afecta el uso de energía de un edificio básicamente por transferencia de calor, radiación solar, fugas de aire e iluminación.

Tabla 2.4. Área de ventanas por ambiente y orientación (m²)

Ambiente	Sur	Este	Norte	Total
Laboratorio	23.44	0	16.56	40
INACOM	0	4.33	0	4.33
Oficina	11.51	6.42	0	17.93
Pasillo	0	0	2.07	2.07
Total	34.95	10.75	18.63	64.33

Para el cálculo de la fenestración, primero se necesitan determinar ciertas variables relacionadas al sol (López, L. M., Santigosa, L. M. L. y. L. R. 2009 y ASHRAE 2005:31.13-31.16) y los materiales involucrados.

El tiempo solar se basa en el movimiento aparente del sol sobre el horizonte del lugar. El tiempo solar verdadero, el cual se puede medir con un reloj solar, es el intervalo entre dos regresos sucesivos del sol al meridiano. El meridiano es el punto más alto en el cielo por el cual pasa el sol, es también denominado mediodía. Debido a la órbita elíptica de la Tierra con respecto al Sol, los días varían en duración a lo largo del año. El tiempo solar medio, está basado en un sol ficticio el cual viaja a una velocidad constante a lo largo del año. La diferencia entre el tiempo solar verdadero y el medio, da como resultado la ecuación del tiempo. Esta diferencia puede llegar a valores como de hasta 16 minutos de adelanto y 14 minutos de retraso, dependiendo del día. La hora local estándar es la hora del lugar, la cual varía según la ubicación en el huso horario, sin considerar correcciones para el ahorro de energía, conocido también como horario de verano. La hora local y el tiempo solar se relacionan en dos pasos: la ecuación del tiempo se suma a la hora local estándar y luego se le suma una corrección por longitud. Esta corrección por longitud es de cuatro minutos por grado de diferencia entre la longitud del lugar y la longitud del meridiano local estándar. Para el caso de Lima, la longitud del meridiano local estándar es 75° ya que según el huso horario, estamos a GMT -05:00. Para determinar el tiempo solar verdadero utilizamos la siguiente fórmula: (ASHRAE 2005:31.13)

$$AST = LST + \frac{ET}{60} + \frac{LSM - LON}{15} \quad [2.3]$$

Donde,

AST: apparent solar time (tiempo solar verdadero) [horas decimales]

LST: local standard time (hora local estándar) [hora decimales]

ET: equation of time (ecuación del tiempo) [minutos decimales]

LSM: local standard time meridian (longitud del meridiano local estándar) [grados]

LON: local longitude (longitud local) [grados]

Por ejemplo, el 21 de mayo a las 3pm.

$$AST = 15 + \frac{3.3}{60} + \frac{75 - 77.081}{15} = 14.92$$

Esto significa que realmente en la longitud señalada, cuando el reloj marca las 3pm, son las 2pm con 55 minutos y 11 segundos. Si me muevo un grado al este o al oeste la hora cambia.

El ángulo solar es una manera de expresar el tiempo solar verdadero. Es el arco que se forma desde el meridiano del observador con el sol (ver imagen). Los ángulos negativos (ángulos al lado este del meridiano) indican el tiempo que falta para llegar al meridiano y los positivos (ángulos al oeste del meridiano) el tiempo que pasó desde que cruzó el meridiano. 24 horas corresponden a 360° por lo que una hora equivale a 15°. Los ángulos horarios para distintas horas del día son obtenidos por lo siguiente ecuación:

$$H = 15(AST - 12) \quad [2.4]$$

Donde,

H: ángulo horario [grados]

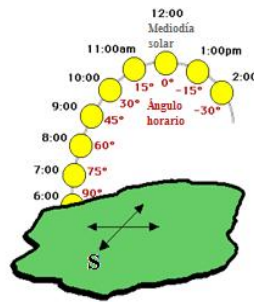


Figura 2.1. Determinación del ángulo horario H

Siguiendo con el ejemplo anterior.

$$H = 15(14.92 - 12) = 43.74$$

Un ángulo horario de 43.74° (nótese que es positivo) quiere decir que hace poco menos de tres horas pasó el sol por el meridiano.

Una vez que se obtiene la posición del sol con respecto al meridiano se puede calcular su altura y su acimut. La altura refleja la altura con respecto a la horizontal expresada en grados y el acimut la proyección sobre la horizontal medido (en grados) desde el norte. Estos ángulos se obtienen de la siguiente manera:

$$\text{sen}\beta = \cos L * \cos \delta * \cos H - \text{sen}L * \text{sen}\delta \quad [2.5]$$

$$\cos\phi = \left(\frac{\text{sen}\beta * \text{sen}L - \text{sen}\delta}{\cos\beta * \cos L} \right) \quad [2.6]$$

Sin embargo, debido a que coseno siempre es positivo, los valores de Φ deberían interpretarse como el ángulo que falta para llegar a 180° (para valores de H negativo, en las mañanas) o como el ángulo por el que se pasa 180° (para valores de H positivo, en las tardes). Entonces:

Si $H < 0^\circ$

$$\phi = 180^\circ - \arccos\left(\frac{\text{sen}\beta * \text{sen}(Lat) - \text{sen}\delta}{\cos\beta * \cos(Lat)} \right) \quad [2.7]$$

$$\text{Si } H > 0^\circ \quad \phi = \arccos\left(\frac{\text{sen}\beta * \text{sen}(Lat) - \text{sen}\delta}{\cos\beta * \cos(Lat)}\right) - 180^\circ \quad [2.8]$$

Donde:

β : altitud solar [grados]

Φ : acimut solar [grados]

δ : declinación solar [grados]

Lat: latitud [grados]

H: ángulo horario [grados]

Para la hora del ejemplo se obtiene:

$$\text{sen}\beta = \cos 12.072 * \cos 20 * \cos 43.74 - \text{sen} 12.072 * \text{sen} 20$$

$$\beta = 36.32^\circ$$

$$\cos\phi = \frac{\text{sen} 36.32 * \text{sen} 12.072 - \text{sen} 20}{\cos 36.32 * \cos 12.072}$$

$$\phi = 126.25^\circ$$

Como son las 3pm, $H=43.74^\circ > 0$; entonces el acimut es -53.75° .

Debido a que la Tierra está inclinada con respecto al plano de la órbita que realiza en torno al sol, existen variaciones en cuanto a los periodos de luz durante los días del año. La declinación solar, que es el ángulo que se forma entre este plano y la línea ecuatorial de la Tierra, varía con respecto al día del año a causa del movimiento a lo largo de la órbita.

Cada ventana está orientada en distintas direcciones con respecto a los puntos cardinales, por lo que cada superficie tendrá un acimut distinto.

Tabla 2.5. Orientación de superficie y acimut, medidos desde el sur

Orientación	N	NE	E	SE	S	SO	O	NO
Acimut de superficie ψ	0°	45°	90°	135°	180°	-135°	-90°	-45°

El acimut solar de superficie está dado por la fórmula

$$\gamma = \phi - \psi \quad [2.9]$$

Donde:

γ : acimut solar de superficie [grados]

Φ : acimut [grados]

ψ : acimut de superficie [grados]

Si γ es mayor a 90° o menor a -90° , la superficie está en la sombra.

Siguiendo con el ejemplo, para calcular el acimut solar de superficie para la pared sur tenemos:

$$\gamma = \phi - \psi = -53.75^\circ - 180^\circ = -233.75^\circ \equiv 126.25^\circ$$

$\gamma = 126.25^\circ > 90^\circ$, por lo que aquella pared estará en la sombra a las 3pm del día 21 de mayo.

Por otro lado, el ángulo de incidencia está definido por el ángulo entre los rayos del sol y la línea normal a la superficie de incidencia.

$$\theta = \cos \beta * \cos \gamma * \text{sen} \Sigma + \text{sen} \beta * \cos \Sigma \quad [2.10]$$

Donde:

θ : ángulo de incidencia [grados]

Σ : inclinación de la superficie con la horizontal [grados]

Para superficies verticales $\Sigma = 90^\circ$, por lo que $\cos \Sigma = 0$ y $\text{sen} \Sigma = 1$, entonces queda:

$$\cos \theta_v = \cos \beta * \cos \gamma \quad [2.11]$$

De igual manera para superficies horizontales $\Sigma=0^\circ$

$$\cos \theta_H = \text{sen} \beta \quad [2.12]$$

Para el ejemplo, tomamos la fórmula para superficies verticales ya que la pared sur es totalmente vertical.

$$\cos \theta_v = \cos \beta * \cos \gamma = \cos(36.32^\circ) * \cos(126.25^\circ)$$

$$\theta_v = 118.45^\circ$$

Este resultado demuestra que efectivamente la pared en dicho momento se encuentra en la sombra, pues si el ángulo de incidencia vertical es mayor a 90° , quiere decir que el sol se encuentra detrás de la superficie externa de la pared sur, por lo que genera sombra.

La imagen muestra los distintos ángulos solares en el hemisferio norte (para el hemisferio sur, se invierten los puntos de norte y sur, y de este y oeste)

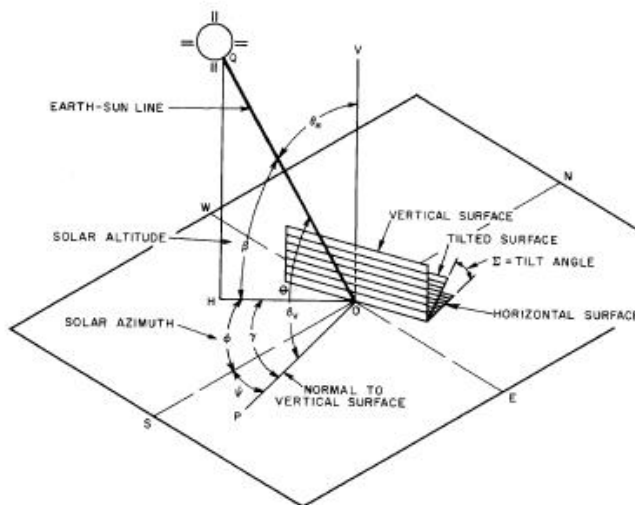


Figura 2.2. Ángulos solares (ASHRAE 2005:31.16)

Leyenda-traducción	
Earth-Sun line	Línea Tierra-Sol
Solar altitude	Altitud solar
Solar azimuth	Acimut solar
Normal to vertical surface	Normal a la superficie vertical
Horizontal surface	Superficie horizontal
Tilt angle	Ángulo de inclinación
Tilted surface	Superficie inclinada
Vertical surface	Superficie vertical

En la sección de Resultados, se encontrará todos los resultados de los cálculos realizados, explicados en este capítulo, para el día 21 de cada mes a distintas horas. Se muestran los resultados en varias tablas. Se elige el día 21 de cada mes, pues coincide con los solsticios y equinoccios del año.

La irradiancia o irradiación directa normal está dada por la siguiente fórmula:

$$E_{DN} = \left[\frac{X}{\exp\left(\frac{Z}{\text{sen}\beta}\right)} \right] CN \quad [2.13]$$

Donde

E_{DN} : irradiancia directa normal [W/m^2]

X : irradiación solar aparente [W/m^2]

Z : coeficiente de extinción de la atmósfera [adimensional]

CN : clearness number (número de claridad)

Si $\beta > 0$ se aplica la fórmula anterior, de lo contrario $E_{DN} = 0$.

Para el caso del ejemplo que venimos tratando, debido a que el sol aún se encuentra en el cielo, este genera radiación directa. Esta radiación directa está dada por el factor E_{DN} .

$$E_{DN} = \left[\frac{X}{\exp\left(\frac{Y}{\text{sen}\beta}\right)} \right] CN = \left[\frac{1106 \text{ W}/\text{m}^2}{\exp\left(\frac{0.177}{\text{sen}(36.32^\circ)}\right)} \right] * 1 = 820.31 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Los valores de X , Y y CN son constantes para el día considerado (21 de mayo). En caso estuviera nublado $CN < 1$. Se considera $CN = 1.05$ para verano y $CN = 0.95$ para invierno. Estos valores de CN corresponden a la zona nor-occidental (costa norte del Pacífico) de

Estados Unidos. Se toman aquellos valores pues la cantidad de luz solar anual que reciben es parecida a la de Lima (5 horas al día en promedio contra 4 horas al día en promedio) además que sus veranos son despejados y los inviernos mayormente nublados y húmedos, como en Lima.

La irradiancia directa normal (E_{DN}) es la cantidad de radiación solar recibida por unidad de área por una superficie. Por otro lado la irradiancia directa de la superficie (E_D) es el componente de la irradiancia directa normal que cae sobre una superficie de manera perpendicular y está dada por:

$$E_D = E_{DN} \cos \theta \quad [2.14]$$

Si $\cos \theta > 0$, de lo contrario $E_D = 0$.

En nuestro ejemplo, debido a que $\cos \theta < 0$ ($\cos \theta = -0.48$), $E_D = 0$.

Este valor de 0 (cero), quiere decir que no hay irradiancia directa a la superficie en cuestión, lo cual es obvio ya que se encuentra bajo sombra.

Para determinar la cantidad de radiación difusa y la radiación por reflejo del suelo, primero se halla el ratio Y de radiación de cielo difuso en superficie vertical con radiación de cielo difuso en superficie horizontal.

$$\text{Si } \cos \theta > -0.2 \quad Y = 0.55 + 0.437 \cos \theta + 0.313 \cos^2 \theta \quad [2.15]$$

$$\text{Si } \cos \theta \leq -0.2 \quad Y = 0.45 \quad [2.16]$$

Ejemplo:

El valor de $\cos \theta = -0.48 < -0.2$, por lo cual $Y = 0.45$

La irradiancia difusa E_d para superficies verticales está dada por:

$$E_d = CYE_{DN} \quad [2.17]$$

Donde:

C: factor de cielo difuso [adimensional]

La radiación difusa es considerada radiación indirecta, pues es la energía que se propaga por radiación pero no recae a una superficie de manera directa sino a través de la atmósfera o espacio alrededor. Para superficies horizontales este valor es 0.

En el ejemplo:

$$E_d = CYE_{DN} = 0.13 * 0.45 * 829.31 \frac{W}{m^2} = 47.99 \frac{W}{m^2}$$

La irradiancia por reflejo del suelo E_r para todo tipo de superficies está dada por:

$$E_r = E_{DN}(C + \text{sen}\beta)\rho_g \frac{1 - \cos\Sigma}{2} \quad [2.18]$$

Donde ρ_g es la reflectividad del suelo, generalmente se considera 0.2 para una combinación típica de superficies de suelo.

Esta radiación representa a la radiación que proviene de las distintas superficies de suelos que hay alrededor.

$$E_r = E_{DN}(C + \text{sen}\beta)\rho_g \frac{1 - \cos\Sigma}{2} = 829.31 \frac{W}{m^2} (0.13 + \text{sen}36.32^\circ) 0.2 \frac{1 - \cos 90}{2} = 57.04 \frac{W}{m^2}$$

El cálculo de la ganancia de calor por fenestración se realiza mediante los cálculos de ganancia de calor solar por rayos directos q_b , ganancia de calor solar difuso q_d y ganancia de calor por conducción q_c ; la suma de estos valores da la ganancia total de calor por fenestración Q .

$$q_b = AE_D SHGC(\theta) IAC \quad [2.19]$$

$$q_d = A(E_d + E_r) \langle SHGC \rangle_D IAC \quad [2.20]$$

$$q_c = UA(T_{ext} - T_{int}) \quad [2.21]$$

$$Q = q_b + q_d + q_c \quad [2.22]$$

Donde:

A: área de la ventana [m^2]

SHGC(θ): direct solar heat gain coefficient (coeficiente de ganancia de calor directo) expresado en función del ángulo de incidencia. Se obtiene por interpolación de los datos de la tabla 2.6.

SHGC_D: diffuse solar heat gain coefficient (coeficiente de ganancia de calor difuso) también conocido como SHGC hemisférico.

T_{ext} : temperatura exterior [$^{\circ}C$].

T_{int} : temperatura interior [$^{\circ}C$], $20^{\circ}C$ de acuerdo a las consideraciones del proyecto.

U: transmitancia térmica [$W/(m^2 \cdot K)$], $U=7.24 W/(m^2 \cdot K)$ para vidrio simple de 3.2mm de grosor con marco de aluminio sin barrera térmica. Anexo A.8.

IAC: inside shading attenuation coefficient (coeficiente de atenuación por sombra interior). IAC=0.82 para cortinas oscuras opacas, IAC=0.40 para cortinas translúcidas ligeras, IAC=1 sin cortinas. Anexo A.9.

Estos valores se hallan sumando los efectos que todas las ventanas del local. Por ejemplo, q_b es la suma de los calores de q_b de las ventanas que dan al sur, más las ventanas que dan al norte, este y oeste.

$$q_b = q_{b,sur} + q_{b,norte} + q_{b,este} + q_{b,oeste} \quad [2.23]$$

De igual manera para los demás valores.

Tabla 2.6. Coeficiente de ganancia de calor (SHGC) para vidrio simple transparente

Grosor (mm)	Ángulo de incidencia θ (°)						$\langle \text{SHGC} \rangle_D$ Difuso
	0	40	50	60	70	80	
3	0.86	0.84	0.82	0.78	0.67	0.42	0.78

Siguiendo con el ejemplo de cálculo:

$$q_b = q_{b,sur} + q_{b,norte} + q_{b,este} + q_{b,oeste} = 0$$

$$q_d = q_{d,sur} + q_{d,norte} + q_{d,este} + q_{d,oeste} = 1789.16W$$

$$q_c = q_{c,sur} + q_{c,norte} + q_{c,este} + q_{c,oeste} = 2316.80W$$

$$Q = q_b + q_d + q_c = 4105.96W$$

- Transmisión de calor a través de las superficies externas del edificio

Las ganancias de calor por las paredes exteriores (muros y techumbres) se calculan a la hora de máximo flujo térmico, y se deben, no sólo a la diferencia entre las temperaturas del aire que baña sus caras exteriores e interiores, sino también al calor solar absorbido por las exteriores. (...). Por lo tanto se ha recurrido al concepto empírico de «diferencia equivalente de temperatura», definida como la diferencia entre las temperaturas de aire interior y exterior capaz que resulta del flujo calorífico total a través de la estructura originada por la radiación solar variable y la temperatura exterior. (Carrier 1980:1-53)

La descripción anterior referente a “diferencia equivalente de temperatura” de Carrier concuerda casi de manera idéntica con la definición de temperatura sol-aire de ASHRAE, es por eso que consideraremos ambos términos como sinónimos.

Flujo de calor de calor en las superficies externas soleadas.

$$\frac{q}{A} = \alpha E_t + h_o(t_o + t_s) - \varepsilon \Delta R \quad [2.24]$$

Donde,

α : absorptividad de la superficie (capacidad de absorción de calor por radiación solar) [%]

E_t : radiación solar incidente total en la superficie [$W/(m^2 \cdot K)$]

h_o : coeficiente de transferencia de calor por radiación de onda larga y convección en el exterior [$W/(m^2 \cdot K)$]

t_o : temperatura exterior [$^{\circ}C$]

t_s : temperatura de superficie [$^{\circ}C$]

ε : emisividad⁸

ΔR : diferencia entre la radiación incidente de onda larga en la superficie con la radiación emitida por un cuerpo negro⁹ a la temperatura exterior [W/m^2]

Expresando la ecuación de transferencia de calor en términos de temperatura sol-aire t_e :

$$\frac{q}{A} = h_o(t_e - t_s) \quad [2.25]$$

De ambas ecuaciones (2.24 y 2.25)

$$t_e = t_o + \frac{\alpha E_t}{h_o} - \frac{\varepsilon \Delta R}{h_o} \quad [2.26]$$

Entre las consideraciones de la metodología se puede estimar que para superficies horizontales que reciben radiación del cielo solamente, un valor apropiado para ΔR es de $63 W/m^2$, de manera que si $\varepsilon=1$ y $h_o= 17 W/m^2K$, el término de corrección por onda larga ($\varepsilon \Delta R/ h_o$) sería aproximadamente 4K. Para las superficies verticales, debido a que estas reciben radiación del suelo y los alrededores además del cielo, un valor exacto de

⁸ Emisividad: capacidad o eficiencia de un material de para emitir radiación con respecto a un cuerpo negro. Todo cuerpo (cuerpo gris, $\varepsilon < 1$) por encima del cero absoluto emite radiación.

⁹ Cuerpo negro: es un cuerpo ideal considerado el “radiador perfecto”, el cual para una temperatura absoluta dada emite máxima cantidad de energía radiante. Su emisividad (ε) es igual a 1.

ΔR es difícil de estimar. Cuando la radiación solar es intensa, por lo general las superficies de los objetos en la tierra tienen temperaturas mayores a las del aire, por ende su alta radiación compensa la baja emisividad del cielo. De esta manera, es común decir que $\varepsilon\Delta R=0$ para superficies verticales. Se tomará el valor de 0.052 para el cociente α/h_0 , este valor corresponde a superficies oscuras. El cálculo de la ecuación 2.26 aplica para una superficie, cada superficie tiene un valor distinto de temperatura sol-aire.

Para el ejemplo que venimos desarrollando. En este caso se calcula la temperatura sol-aire de la pared sur.

$$t_e = t_o + \frac{\alpha E_t}{h_o} - \frac{\varepsilon\Delta R}{h_o} = 28^\circ C + 0.052 \frac{m^2 K}{W} * 137.15 \frac{W}{m^2} - 0 = 35.13^\circ C$$

Como se mencionó, en cada superficie la temperatura sol-aire es distinta. Los valores correspondientes se detallan junto con los demás resultados.

Para el cálculo de la ganancia de calor por conducción en el método RTS se utiliza series de tiempo de conducción (CTS, conduction time series). Pero antes, se calcula la ganancia de calor a la hora determinada de acuerdo con la fórmula general de transferencia de calor:

$$q_{i,q-n} = UA(t_{e,q-n} - t_{rc}) \quad [2.27]$$

Donde:

$q_{i,q-n}$: valor del calor por conducción n horas atrás [W]

U: coeficiente global de transferencia para la superficie [W/m^2K]

A: área de la superficie [m^2] Tabla 2.7.

$t_{e,q-n}$: temperatura sol-aire n horas atrás [$^\circ C$]

t_{rc} : temperatura de la habitación [$^\circ C$]

A la hora determinada (15h del 21 de marzo), el calor por conducción en la pared sur es el siguiente:

$$q_{i,q-n} = UA(t_{e,q-n} - t_{rc}) = 0.702 \frac{W}{m^2 K} * 17.87 m^2 * (35.13 - 20) K = 189.82 W$$

Este valor refleja la ganancia de calor a las 15h, pero este calor recién se transfiere luego de un tiempo por el retraso que existe debido a los materiales.

La ganancia por conducción se podrá calcular utilizando la data para la hora actual y las 23 horas anteriores y series de tiempo de conducción.

$$q_q = c_0 q_{i,q} + c_1 q_{i,q-1} + c_2 q_{i,q-2} + \dots + c_{23} q_{i,q-23} \quad [2.28]$$

q_q : ganancia horaria de calor en la superficie por conducción [W]

$q_{i,q}$: calor para la hora actual [W]

$q_{i,q-n}$: calor hace n horas [W]

c_n : factores de tiempo de conducción

Los factores c_n se obtiene del anexo A.10. Debido a las características del material en el aula, se considera la columna 24 de dicho anexo para los cálculos.

Utilizando las series de tiempo de conducción, se determina el valor real de ganancia de calor a la hora n. Para nuestro ejemplo, 15h.

$$q_q = c_0 q_{i,q} + c_1 q_{i,q-1} + c_2 q_{i,q-2} + \dots + c_{23} q_{i,q-23} = 0.01 * 189.82 W + 0.11 * 201.54 W + 0.21 * 200.12 W + \dots + 0 * 135.42 = 161.26 W$$

El calor obtenido es el calor cedido al ambiente a la hora establecida.

El techo está construido con ladrillos y vigas de concreto. Las paredes son de ladrillo perforado. El espesor del techo es de aproximadamente 25cm con un peso específico aproximado de 483kg/m^2 ; para la pared 11cm de espesor y 98kg/m^2 de peso específico. De igual forma que con las paredes, se realiza el cálculo de la ganancia por conducción con los factores CTS, obtenidos del anexo A.11.

Las series de tiempo de conducción representa la demora que existe en transferir el calor del exterior al interior (retardo térmico) además de la capacidad de absorción del material.

Tabla 2.7. Área de las estructuras del edificio

Orientación	Área	Área madera (puertas)	Laboratorio		INACOM	Oficina	Pasillo	
			Pared	Madera			Pared	Madera
Norte	34.82	8.99	20.21	4.41			14.61	4.58
Sur	27.49		17.87			9.62		
Este	25.13				14.89	4.32		
Oeste	35.88		35.88				5.925	
Techo	161.1		106.2		28.84	17	9.06	

2.1.3. Ventilación e infiltración

El intercambio del aire dentro de un edificio con el aire externo puede ser clasificado como ventilación o infiltración. El aire de ventilación es usado para proveer una calidad aceptable de aire interior y esta compuesta por ventilación natural o forzada, infiltración, aire recirculado o una mezcla apropiada de los anteriores. La ventilación es la introducción intencional del aire exterior dentro de un espacio cerrado y puede ser, como ya se dijo, natural o forzada. Ventilación natural es el flujo de aire que se da a través de ventanas abiertas, puertas, grillas u otras penetraciones planeadas de aire en el edificio; y es el resultado de diferencias de presión, naturales o artificiales. La ventilación forzada es el movimiento intencional de aire entre el exterior e interior por medio de ventiladores o extractores, también es llamado ventilación mecánica. (ASHRAE 2005:27.1). Según Carnicer: “La finalidad de la ventilación es sustituir el aire contaminado (con un elevado ingrediente de polvo, humo, bacterias y olores) por otro aire, limpio, mucho más conveniente para la respiración, y su contribución al bienestar puede ser tan importante como la que proporciona la temperatura y humedad.” (2008:55). En oficinas y aulas de clase, la ventilación o renovación de aire es fundamentalmente para eliminar el dióxido de carbono y proporcionar oxígeno. Por otro lado, la infiltración es el ingreso incontrolado del aire exterior al interior del edificio. El aire se infiltra por las grietas y otros espacios no intencionales (como bordes de puertas y ventanas) y por el uso de las puertas que se abren y cierran para la circulación de las personas. La infiltración también es conocida como filtración de aire hacia el interior de un edificio. Exfiltración es la fuga de aire del interior de la construcción al exterior, es lo contrario a infiltración. Como en la ventilación, la infiltración y la exfiltración se originan por diferencias de presiones. (ASHRAE 2005:27.1)

- Ventilación

Al introducir aire externo al edificio, este aire debe ser condicionado con la finalidad de mantener las condiciones establecidas constantes. Primero, el aire se tiene que enfriar o

calentar, dependiendo de las temperaturas internas y externas del aire. Esta ganancia de calor de ventilación no se considera dentro de las cargas térmicas del recinto; más bien, es considerada como carga de refrigeración pues el exceso de calor se elimina por lo general en el equipo de enfriamiento (Pita 2002:159) (Nota del autor: cargas térmicas del recinto se refieren a las cargas internas y externas que se generan y están en el ambiente por distintos factores. La carga de refrigeración o carga por ventilación, es aquella que se extrae del aire exterior antes de introducirlo al ambiente acondicionado). Por otro lado, el movimiento del aire puede elevar la transferencia de calor a través de las paredes. Este efecto del aire es difícil de medir, pero se debe tomar en cuenta en el diseño del sistema de climatización. (ASHRAE 1997:25.3-25.4)

El ratio de intercambio de aire compara el flujo de aire con el volumen y es

$$I = \frac{\dot{V}}{Vol} \quad [2.29]$$

I: Ratio de intercambio de aire

\dot{V} : flujo o caudal de aire que se introduce, m³/s

Vol: volumen interior del espacio, m³

La unidad es 1/tiempo, por lo que puede estar expresado en segundos, minutos, horas o días. (ASHRAE 2005:27.3)

El aire exterior representan una buena parte de la carga térmica total (carga interna, carga externa y ventilación/infiltración) del edificio, es por esto que se trata de mantener el ratio de intercambio de aire bajo. Por lo general el intercambio de aire representa del 20 al 50 % de toda la carga.

Este intercambio de aire puede afectar de tres maneras la carga térmica del edificio. (ASHRAE 2005:27.9)

Primero, debido a que el aire se tiene que calentar o enfriar, el aire exterior consume energía pues existe una variación sensible en la temperatura.

$$q_s = \dot{V} * \rho * c_p * \Delta t = 1200 * \dot{V} * \Delta t \quad [2.30]$$

q_s : carga térmica sensible [W]

\dot{V} : flujo másico de aire [m^3/s]

ρ : densidad del aire [kg/m^3] (aprox. 1.2)

c_p : calor específico del aire [$\text{J}/\text{kg} * \text{K}$] (aprox. 1000)

Δt : diferencia de temperatura entre el interior y el exterior [K]

Segundo, la cantidad de humedad en el aire cambia dentro del ambiente.

$$q_l = Q * \rho * \Delta W (2501 + 1.805T) \quad [2.31]$$

q_l : carga térmica latente [kW]

ΔW : diferencia de la humedad entre el aire interior y el aire exterior [$\text{kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire seco}}$]

T: promedio de las temperaturas del interior y exterior [$^{\circ}\text{C}$]

Por último, el intercambio de aire puede variar la carga térmica puesto que altera el rendimiento del sistema de aislamiento del edificio. Existe un intercambio de calor entre el aire de infiltración o exfiltración y el aislamiento. Por el contrario, el movimiento de aire dentro y fuera del aislamiento del edificio puede alterar la carga térmica. A su vez, el flujo de aire a través del sistema de aislamiento del edificio puede disminuir el rendimiento del sistema debido a la condensación de humedad en o dentro del aislamiento en sí.

Para determinar el flujo de aire exterior de renovación necesario para el espacio a acondicionar, se toma las recomendaciones de ASHRAE, detalladas en el ASHRAE

Standard 62.1. En la sección 6 (Procedimientos), el acápite 6.2.2.1 indica que el valor mínimo de ventilación en la zona de respiración (V_{bz}) es como indica la ecuación 2.32.

$$V_{bz} = R_p * P_z + R_a * A_z \quad [2.32]$$

Donde

A_z : área del espacio ocupado [m^2]

P_z : cantidad de personas en la zona de ventilación [personas]

R_p : flujo de aire exterior requerido por persona [$l/s * persona$]

R_a : flujo de aire exterior requerido por unidad de área [$l/s * m^2$]

Los valores de R_p y R_a se encuentran en el anexo A.15.

Para el Laboratorio CAD-CAE, la ecuación 2.32 se aplicaría de la siguiente forma:

$$V_{bz} = R_p * P_z + R_a * A_z = 5 \frac{l}{s * persona} * 40 personas + 0.6 \frac{l}{s * m^2} * 103.5 m^2$$

$$V_{bz} = 262.1 \frac{l}{s} = 0.2621 \frac{m^3}{s} = 555.36 cfm$$

Este valor de flujo de ventilación es para cuando el aforo está al máximo. Se recalcula para distintas horas del día pues la ocupación varía.

- Infiltración

Existe un método básico para el cálculo de cargas de infiltración (ASHRAE 2005:27.21). Este modelo está basado en el modelo LBNL de Sherman y Grimsrud.

$$\dot{V} = \frac{A_L}{1000} \sqrt{C_s \Delta t + C_w V^2} \quad [2.33]$$

Donde:

V : flujo de aire, m^3/s

A_L : área efectiva de infiltración, cm^2

C_S : coeficiente de estancamiento, $(L/s)^2/(cm^4 \cdot K)$

Δt : diferencia de temperatura promedio para el intervalo de cálculo, K

C_W : coeficiente del aire, $(L/s)^2/[cm^4 \cdot (m/s)^2]$

V' : velocidad promedio del aire para el intervalo de cálculo, m/s

*Los valores de los coeficientes de estancamiento y aire se encuentran en los anexos.

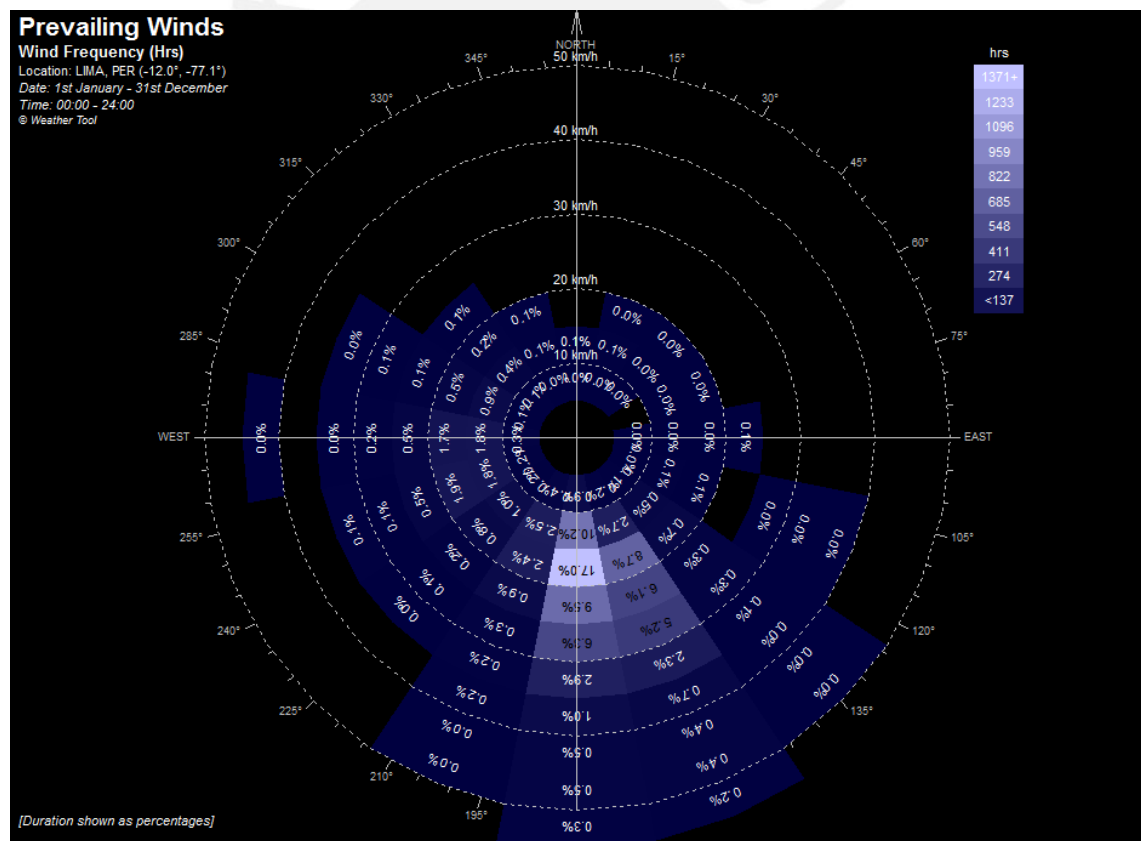


Figura 2.3. Frecuencia y dirección del viento en Lima durante un año. (Autodesk Ecotect)

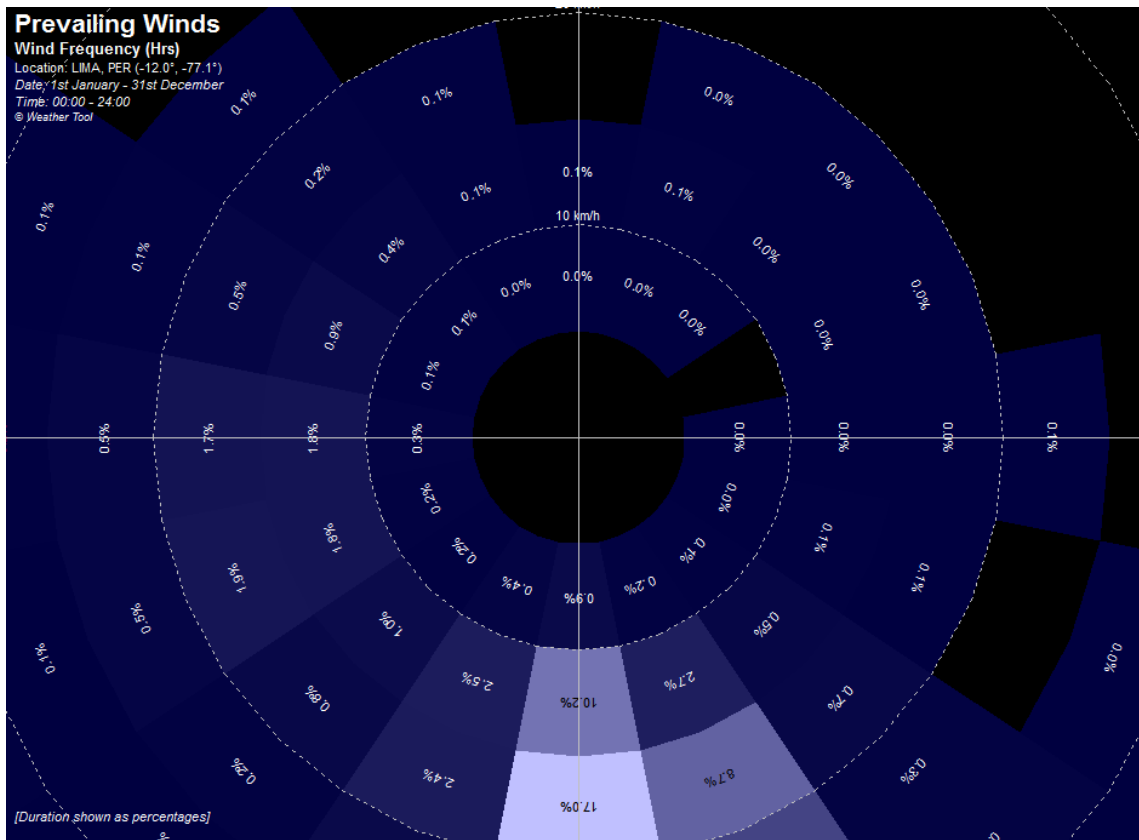


Figura 2.3.1. Ampliación de la figura 2.3.

En la imagen se muestra la frecuencia y velocidad del viento durante un día. Como se puede observar, la velocidad promedio es de 20km/h o 5.56m/s y viene del sur o sur-sureste por lo general. El 82.9% del tiempo, el viento viene del sur; el 13.1% viene del oeste; el 2.3% del este; y, el 1.2% del tiempo viene del norte (el 0.05% restante proviene de cualquier dirección). Para determinar el área efectiva de infiltración consideraremos estos porcentajes.

$$A_L = 0.829A_{L-sur} + 0.023A_{L-este} + 0.012A_{L-norte} \quad [2.34]$$

Con la ecuación anterior se determina el flujo de aire por infiltración y con las ecuaciones (2.30 y 2.31), se determina el calor por infiltración. El calor cedido por el aire, se convierte íntegramente en carga de enfriamiento.

2.2. CÁLCULO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL

Una vez determinada todas las cargas térmicas, se pasa a hallar la carga de enfriamiento, es decir, el calor necesario que requiere absorber el equipo de aire acondicionado de la zona a acondicionar.

Cada una de las ganancias de calor se divide en parte radiante y parte convectiva según el anexo A.7. Ahí se muestran estimaciones de la distribución de los valores de las cargas. La parte convectiva se convierte instantáneamente en carga de enfriamiento. La parte radiativa presenta un retardo, esto se debe a las propiedades del material (capacidad calorífica, conductividad). Los componentes dentro del ambiente acondicionado, absorben el calor radiante y luego lo liberan como calor convectivo, es por esto el retardo. Una vez transferido por convección la ganancia de calor radiativa se convierte en carga de enfriamiento. (ASHRAE 2005:30.20)

Se determina un horario de ocupación y utilización de equipos para todas las áreas para poder estimar el calor necesario a ser retirado por hora (en el caso de las cargas internas). Para las cargas externas, se determina el calor que ingresa al ambiente a cada hora. Se suman todos los valores de la parte convectiva y de la parte radiativa. Para hallar la carga por enfriamiento de la parte radiativa se utiliza las series radiantes de tiempo (RTS, radiant time series).

$$Q_{r,\theta} = r_0 q_{ri,\theta} + r_1 q_{r,\theta-1} + r_2 q_{r,\theta-2} + \dots + r_{23} q_{r,\theta-23} \quad [2.35]$$

$Q_{r,\theta}$: ganancia horaria de calor en la superficie por radiación [W]

$q_{r,\theta}$: calor para la hora actual [W]

$q_{r,\theta-n}$: calor hace n horas [W]

r_n : factores de tiempo de radiación

Se utilizan dos diferentes tipos de series de tiempo radiante: solar, para la ganancia de calor solar transmitido directamente (se asume que la energía radiante se distribuye al piso y los muebles solamente), por ejemplo en caso las cortinas estén abiertas y los rayos solares ingresan directamente a la zona a acondicionar; no-solar, para todo tipo de ganancia de calor (se asume que la energía radiante se distribuye uniformemente en todas las superficies internas). Los RTS no-solar aplican a las ganancias de calor radiante de las personas, luces, equipos, paredes, techos y pisos. También para la ganancia de calor difusa y la ganancia de calor solar directa por fenestración con sombra interior, se debería aplicar los RTS no-solar. En el anexo A.13 se muestran los valores de estos coeficientes. En una tabla están los no-solares y en la otra los solares.

Por último, se suman las ganancias por RTS y por convección y se determina una ganancia de calor horaria. El valor máximo representa la máxima carga. En el anexo A.14 se muestra un esquema del método. Ahí se describen los pasos que se siguen.

2.3. DISEÑO DE LA INSTALACIÓN

Se va a considerar un sistema que mezcla aire exterior con aire de retorno. Se opta por este sistema pues si se trabajara con 100% de aire exterior, la capacidad del serpentín de enfriamiento se eleva considerablemente.

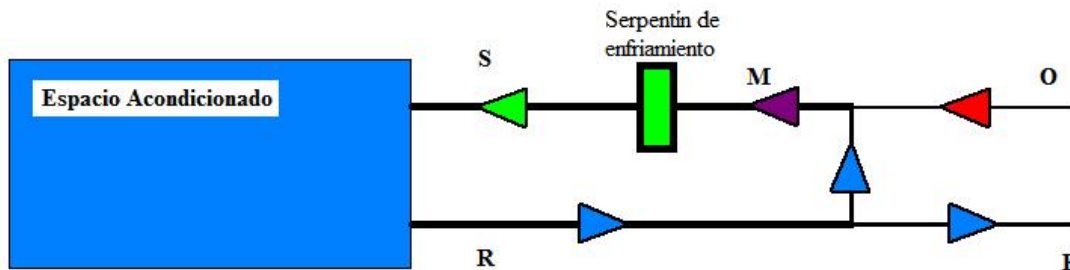


Figura 2.4. Esquema de un sistema de mezcla de aire exterior con aire de retorno

El cálculo de la capacidad del serpentín de enfriamiento se realiza para el día más cálido. De los cálculos que hicimos en la sección anterior, se determinó que el día y la hora más cálida es el 21 de marzo a las 3pm. Los datos sobre temperatura y humedad relativa fueron obtenidos del software-herramienta Weather Tool del software Ecotect Analysis 2011. Con dos parámetros se puede ingresar a la carta psicrométrica y determinar los demás valores sobre el estado del aire en el punto señalado. Los datos que se pueden conseguir de la carta psicrométrica son:

- Temperatura de bulbo seco (TBS)
- Temperatura de bulbo húmedo (TBH)
- Entalpía (h)
- Volumen específico (v)
- Humedad absoluta (w)

El flujo de aire en el momento del cálculo se determinó en 262.1 litros por segundo. Para hallar el valor del flujo másico, se utiliza la siguiente ecuación:

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}}{v} \quad [2.36]$$

El procedimiento para encontrar los demás puntos en el diagrama es el siguiente:

- Se establece la condición del aire exterior y la condición deseada en el ambiente a acondicionar.
- Se unen mediante una recta ambos puntos hallados (exterior –O– e interior –R–)
- Se calcula el Factor de Calor Sensible (FCS). Este factor es la relación de calor sensible con respecto al calor total que hay dentro del ambiente.

$$FCS = \frac{Q_{sensible}}{Q_{total}} \quad [2.37]$$

- Por lo general las cartas psicrométricas tienen al costado una especie de transportador con distintos valores de FCS. Se traza una línea en el transportador que va desde el valor obtenido de FCS hasta el origen. Luego se traza una línea paralela a esta que va desde el punto R hasta la curva de HR 90%. Este punto (S) es el punto a la salida del evaporador o serpentín de enfriamiento.
- El punto M se puede hallar de dos formas. Una forma gráfica y la otra mediante cálculos. La forma gráfica es hallando el FCS_{total} considerando la ventilación. Es decir, la cantidad de calor que se requiere extraer del aire exterior. Este se determina con la ecuación 2.37, sumando el calor sensible por ventilación al numerador y el calor sensible total por ventilación al denominador. De la misma forma que en el caso anterior, se utiliza el transportador para hallar la línea de FCS. Se traza la paralela desde el punto S hasta intersectar a la línea O-R. Esta intersección es el punto M.

El método analítico es considerando las siguientes ecuaciones:

$$m_s = \frac{\dot{Q}_{aula}}{h_R - h_S} \quad [2.38]$$

$$\dot{m}_S = \dot{m}_R + \dot{m}_O \quad [2.39]$$

$$h_M = \frac{\dot{m}_R h_R + \dot{m}_O h_O}{\dot{m}_S} \quad [2.40]$$

- Por cálculos anteriores se sabe el calor que hay que extraer del aula y de la carta psicrométrica se obtienen los valores de entalpía en los puntos R y S. Mediante la ecuación 2.38 se halla el flujo másico de aire que pasará por el serpentín. Con la ecuación 2.39 se determina el flujo másico de aire de retorno. Por último con la ecuación 2.40 se halla el valor de la entalpía en el punto M. Si sabemos que el punto M pertenece a la línea O-R (el punto M es el resultado de una mezcla adiabática de dos flujos) y el valor de la entalpía podemos ubicar el punto en la carta y hallar todos los parámetros pertinentes.
- Una vez que se tienen todos los puntos sobre el diagrama psicrométrico, se puede calcular la capacidad del serpentín con una ecuación análoga a la 2.38. Los puntos en cuestión serían los puntos M (entrada) y S (salida). El calor sería el flujo másico por la diferencia de entalpías entre la salida y la entrada del evaporador. El valor del calor saldrá negativo pues se está extrayendo calor.

En la tabla 2.9 se detallan las condiciones para seleccionar un sistema de aire acondicionado. Los demás resultados se encuentran en los anexos en la sección de resultados (sección B, B.1.-B.4.).

Tabla 2.8. Valores de los puntos en la carta psicrométrica, CAD-CAE

Parámetros	Unidades	Punto O	Punto M	Punto S	Punto R
Temperatura bulbo seco	TBS (°C)	28	21.5	12	20
Humedad relativa	HR (%)	56	59	90	60
Entalpía	h_i (kJ/kg)	62	45.68	32	42
Volumen específico	v_i (m ³ /kg)	0.871	0.847	0.818	0.842
Flujo másico	m_i (kg/s)	0.3009	1.6356	1.6356	1.3347
Flujo volumétrico	V_i (m ³ /s)	0.2621	1.3854	1.3379	1.1238

Tabla 2.9. Consideraciones para la selección de equipos

Capacidad	22.374 kW	76343.26 BTU/h
Caudal de aire	1337.92 l/s	2834.89 cfm

CAPÍTULO 3

SELECCIÓN DE EQUIPOS

Para seleccionar un sistema adecuado de aire acondicionado, se debe tener en cuenta las consideraciones descritas en los capítulos anteriores, al igual que las condiciones deseadas para alcanzar condiciones de confort. Además se deben considerar otros factores que justifiquen las razones por las que se desea el ambiente de confort (mejorar procesos, calidad de vida, etc.). No basta con que el equipo sea el más eficiente o barato de instalar, solo puede considerarse si cumple con la condición de mantener el aire bajo los parámetros de diseño y si se puede instalar adecuadamente.

Debido a las características del local (dimensiones y carga térmica), lo más recomendable es un sistema descentralizado de enfriamiento, aparte porque es más fácil adaptar ya que el edificio ya está construido y no fue diseñado inicialmente para soportar uno de estos sistemas.

Entre los tipos de sistemas descentralizados que existen podemos nombrar los siguientes, varios de los cuales son descritos en el Capítulo I:

- Equipo de ventana
- Unidad paquete interior
- Bomba de calor

- Sistema de unidad múltiple (unidad paquete múltiple)
- Sistema split
- Unidad paquete exterior

Por motivos de comodidad, los equipos de ventana y las unidades de paquete interior quedan descartados. Esto debido a que el equipo se encuentra junto o próximo al aula, y la principal molestia es el ruido que genera el compresor, además que se puede condensar agua y dañar los equipos. Se optará por los equipos unitarios o los split para acondicionar el aula.

Los equipos unitarios son ensamblados en fábrica y normalmente incluyen un evaporador o serpentín de enfriamiento y una combinación compresor/condensador, incluso algunos proveen además calentamiento. Los equipos unitarios con más de un componente son llamadas sistemas split (dividido).

Estos equipos se agrupan en tres grupos principales según el uso: residencial, comercial ligero y comercial. Los equipos residenciales tienen una capacidad de enfriamiento de 19kW o menos, y como su nombre lo indica, están diseñados para uso residencial o doméstico. Los equipos comerciales ligeros tienen una capacidad de hasta 40kW y son usados en negocios pequeños. De 40kW en adelante, se utilizan los equipos comerciales y son usados en grandes edificios o instalaciones. (ASHRAE 2008:48.1)

Las configuraciones que ofrecen estos equipos son las que se detallan a continuación:

- Uni-zona, volumen constante; consiste en un espacio controlado con un termostato que controla y mantiene el valor predeterminado (set point).
- Multi-zona, volumen constante; tiene varios espacios controlados alimentados por una sola unidad que brinda aire a distinta temperatura a las diferentes zonas de acuerdo a lo que demanden.

-Multi-zona, volumen variable; consiste en varias zonas controladas, abastecidas por una unidad. El aire repartido está a temperatura constante, se varía el volumen de aire entregado a cada espacio para satisfacer la demanda.

-Multisplit; varios espacios controlados son abastecidos por varias unidades interiores o terminales. Todas las unidades terminales están conectadas a una sola unidad exterior de condensación. Cuando cada unidad interior varía el flujo de refrigerante de acuerdo a la demanda de enfriamiento o calentamiento, el sistema es llamado flujo de refrigerante variable (VRF por sus siglas en inglés), también conocido como volumen de refrigerante variable (VRV).

La carga de enfriamiento y la renovación de aire determinan la capacidad del equipo mientras que la disponibilidad y costos de combustible determina la fuente de energía. La carga de enfriamiento se calculó en el Capítulo II, la renovación de aire se determina por la cantidad de personas en el recinto así como las condiciones deseadas. En cuanto a la disponibilidad y costo de combustible, lo más fácil, rápido y práctico es el uso de energía eléctrica.

3.1. DIFUSORES

Es necesario considerar que lo que se desea en el aula es un ambiente agradable. Los difusores ayudan a esto pues distribuyen el aire acondicionado a lo largo de un espacio. Se debe mantener el aire lo más homogéneo posible. El aire debe circular por la zona tratada para evitar estancamiento del mismo, aunque las velocidades deben ser no mayores a 0.25 m/s ya que valores mayores generan inconformidad entre las personas. Por el contrario, bajas velocidades dan la sensación de bochorno. La velocidad a la salida del difusor puede no estar en los límites de confort, sin embargo, al llegar a la zona ocupada, la velocidad debe ser controlada. Por otro lado, mayores velocidades generan ruido. El ruido en la habitación, dependiendo su uso, ocasiona molestias en distintos grados. Por ejemplo, en lugares con actividad industrial, el ruido del aire no es el principal problema, en cambio, en un teatro o una biblioteca, este distrae por lo que se debe tener en cuenta.

Una vez que se tiene la cantidad necesaria de aire que se desea inyectar al espacio, se determina la densidad de esta con respecto al área en unidades de flujo volumétrico (l/s, cfm, etc.) por unidades de área (m^2 , ft^2).

Luego se evalúa la geometría del área. Se decide arbitrariamente la cantidad de difusores a utilizar. Para esto se divide el área a acondicionar en subzonas homogéneas.

De ahí se selecciona el difusor. Se busca uno que dé un rango de tiro $T_{0.25}/L$ con un aceptable ADPI (Air Difusión Performance Index, Índice de rendimiento de la difusión del aire). Mientras más cerca al 100%, mejor ADPI. Este índice se basa en la velocidad del aire y en una combinación de las variaciones de temperaturas dentro del local. El rango de tiro indica la distancia a la cual la velocidad del aire será de 0.25 m/s. En el anexo A.16 se detallan los rangos para distintos tipos de difusores.

A continuación se detalla el procedimiento para la estimación de difusores para el Laboratorio CAD-CAE.

Los difusores deberán estar distribuidos de manera uniforme y lo más simétrico posible. Esta estimación se logra a través de la práctica. El aula tiene un área total de $103.5m^2$ por lo que se emplearán 8 difusores, cuatro de 4 vías y cuatro de 3 vías. Cada uno ventilará un área de 1.80m a 3.60m x 4.80m aproximadamente (ver figura 3.1). Con un menor número de difusores se puede cubrir la carga de enfriamiento necesaria, pero se emplean más para lograr una mejor distribución del aire (menores diferencias de temperatura a lo largo del aula) y menores velocidades (ASHRAE 2005:33.16), lo cual significa mayor comodidad y menor ruido. Aparte, por motivos constructivos (existe una viga que atraviesa el aula por la mitad y están las viguetas que sostienen el techo) la distribución de los difusores se ve afectada al igual que el ancho de los mismos pues no pueden sobrepasar el ancho de los ladrillos del techo (30cm o 12") que cubren el espacio entre viguetas las cuales no se pueden cortar.

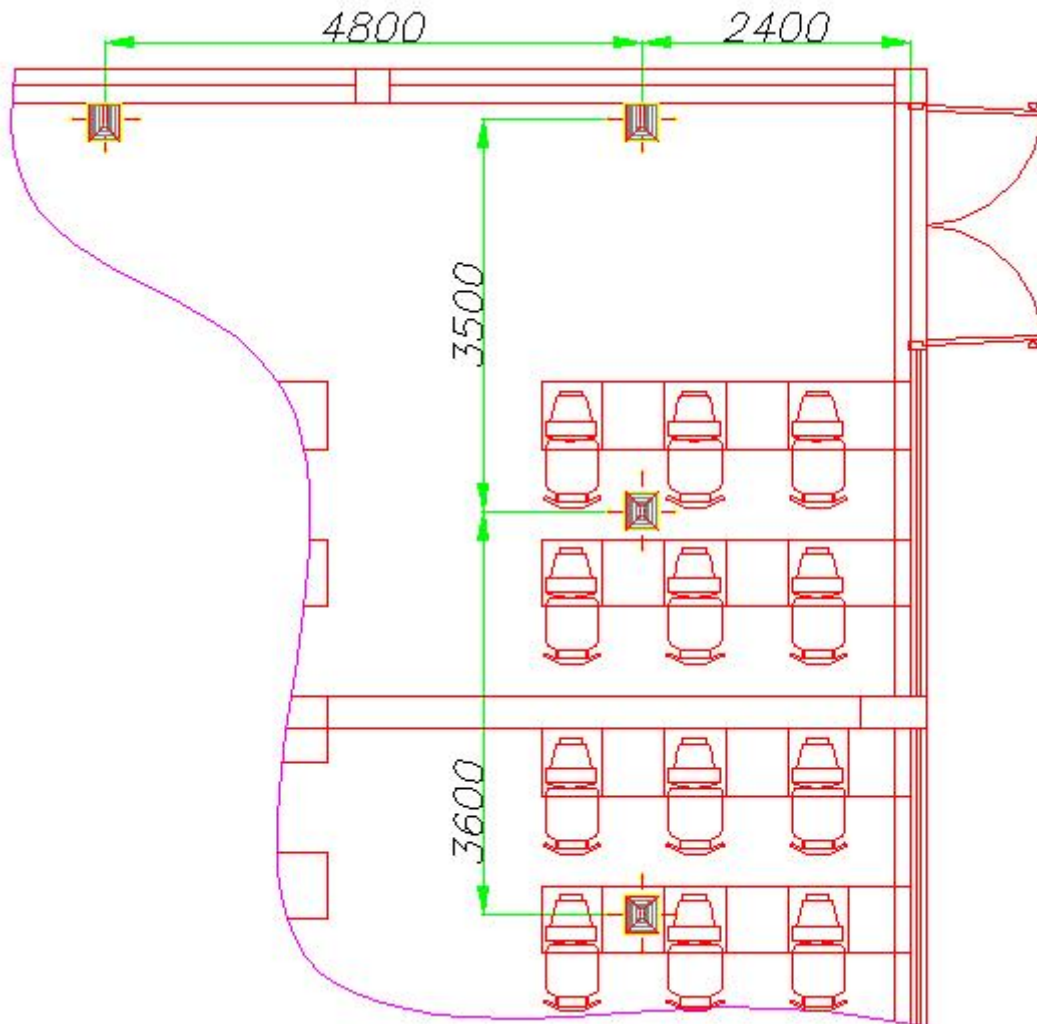


Figura 3.1. Ubicación de los difusores.

El caudal total necesario ($1.3379\text{m}^3/\text{s}$ ó 2834.85cfm de aire de ingreso, punto S en la carta psicrométrica, anexo B.6) se divide entre 8 pues se suministrará entre los 8 difusores seleccionados. Entonces, cada difusor deberá proveer $0.1672\text{m}^3/\text{s}$ o 354.36cfm de aire. La densidad del calor (16.44kW es la carga total dentro del laboratorio) es de $158.84\text{W}/\text{m}^2$.

Se considerarán difusores en el techo y un ADPI de al menos 90%. Según el anexo A.16, para el difusor seleccionado (louvered and perforated ceiling), el rango de 1.4 a

2.7 de $T_{0.25}/L$ me da el ADPI requerido. La densidad de calor está dentro del rango donde se aplica esta relación (35-160 W/m²)

La longitud característica L para difusores de techo es la distancia a la pared más cercana o al plano medio entre difusores. En este caso, tendré un L de 1.8m por un lado y 2.4m por el otro.

$$T_{0.25} = \left(\frac{T_{0.25}}{L} \right) L \quad [3.1]$$

Donde:

$T_{0.25}$: es el tiro o la distancia para tener 0.25m/s de velocidad de aire [m]

$(T_{0.25}/L)$: ratio de rango de tiro [adimensional], de 1.4 a 2.7 para un ADPI mayor a 90%.

L : longitud característica [m], distancia a la pared o plano medio entre difusores más cercano.

$$T_{0.25} = (1.4)1.8 \wedge (2.7)1.8 = 2.52m \wedge 4.86m = 8.27ft \wedge 15.95ft$$

$$T_{0.25} = (1.4)2.4 \wedge (2.7)2.4 = 3.36m \wedge 6.48m = 11.02ft \wedge 21.26ft$$

Se necesitará un difusor que dé entre 11 y 16 pies de tiro ya demás que entregue 354.36 cfm de aire. Para evitar ruidos molestos, la velocidad en el núcleo será máximo 400fpm (pies por minuto) o 2.03m/s. Del anexo A.17, interpolamos valores para encontrar un difusor que satisfaga las necesidades de ventilación. Se verifica que un difusor de 12"x14" cumple con las solicitudes (350cfm de aire, 340fpm de velocidad en el núcleo y 16" de tiro). Se opta por un difusor que tenga uno de sus lados 12" pues esa es la medida de los ladrillos del techo.

$$\dot{V} = A * Vol \quad [3.2]$$

Para el cálculo de las rejillas de retorno, se necesitará extraer de la habitación 1377.2L/s ó 2918.1cfm¹⁰. Sin embargo, se extraerán 1337.9L/s (2834.9cfm) para mantener una ligera presión positiva dentro del aula. De lo extraído, 1123.8L/s (2381.2cfm) deberán retornar al sistema y 253.4L/s o 536.9cfm se extraerán del aula hacia el exterior, por medio de un extractor o ventilación natural (este es el caudal de aire que se renovará). Un extractor se selecciona por el caudal que vaya a extraer. Para recircular el aire, se podrían utilizar dos rejillas de retorno, cada una extraerían 1190.6cfm; sin embargo, para que esto se cumpla, se necesitarían rejillas de 12x36 pulgadas, las cuales no son muy viables. Por este motivo se optan por más rejillas. Del anexo A.18 se selecciona la rejilla de 24"x12". Se utilizarán cuatro rejillas, interpolando los valores, y de acuerdo a la capacidad del equipo al que estén conectados, cada una retornará 595.3cfm aproximadamente y esto me da una velocidad de 321.78fpm (1.635m/s) en la toma de cada rejilla. Recomendaciones para la disposición de las rejillas de retorno: (1) colocarlas cerca de las fuentes de calor de modo que no ingrese el calor más de lo debido en la zona acondicionada y (2) colocar las rejillas en lugares no tan visibles a primera vista (por fines estéticos).

La distribución de los difusores del laboratorio se puede ver en el anexo D.2. En el anexo D.3 se puede ver las distribuciones para el INACOM y para la oficina. Las características de los difusores se ven en el anexo B.10.

El nivel de ruido en los ductos depende de la turbulencia y la velocidad del aire que circula por el mismo. En el anexo A.22 se detallan sugerencias para evitar ruidos molestos en distintos ambientes. Para el caso de aulas, se sugiere que el nivel de ruido esté entre 25 a 30 RC(N), método Room Criteria (método para determinar el nivel de

¹⁰ Este valor equivale al flujo másico del punto S pero con el volumen específico del punto R (valores en la carta psicrométrica, anexo B.7). Al laboratorio ingresa dicha cantidad de aire a las condiciones del punto S (temperatura, volumen específico), pero a la hora de retornar, regresa con las condiciones del punto R

ruido). El anexo A.23 detalla las velocidades máximas en los ductos para satisfacer este nivel de ruido. De acuerdo a esta tabla, las velocidades máximas están entre 1.8 y 2.2 m/s. Los difusores arrojan aire a 2m/s por lo que cumple este criterio.

3.2. DUCTOS

Para diseñar los ductos utilizaremos el Método de Fricción Equivalente (Equal Friction Method, ASHRAE 2005:35.17). Este método consiste en dimensionar los ductos de acuerdo a una pérdida de presión constante por unidad de longitud. La región sombreada del gráfico del anexo A.20 indica los valores recomendados de fricción y velocidad de aire.

Considerando un pérdida de presión ($\Delta p_f/L$) de $0.08 \text{ in}_{\text{agua}}/100\text{ft}$ y el caudal necesario (356cfm) nos ubicamos en el gráfico. Por efectos prácticos, elegimos el punto más cercano. En este punto la velocidad del aire es de 700fpm, la pérdida de presión es de $0.08 \text{ in}_{\text{agua}}/100\text{ft}$, el diámetro hidráulico (D_h) es 10in y el caudal 393.75cfm.

El diámetro hidráulico es el diámetro circular equivalente para una determinada sección rectangular. Este diámetro se determina según el anexo A.21 o por la siguiente ecuación

$$D_h = \frac{1.30(ab)^{0.625}}{(a+b)^{0.25}} \quad [3.3]$$

Donde:

a: longitud de un lado del ducto

b: longitud del lado adyacente del ducto

Los valores de a y b pueden estar en milímetros o pulgadas, pero ambos tienen que tener las mismas unidades.

De la ecuación 3.3, ASHRAE armó la tabla del anexo A.21. Ya que diversas medidas del ducto pueden darnos el mismo diámetro hidráulico, optamos por un ducto lo más cuadrado posible (pues su construcción permite un ahorro de material). Con este valor obtenemos el nuevo valor de caudal que requiere pasar por el ducto.

Sin embargo, se requiere que la velocidad en los difusores sea de aproximadamente 350fpm. Entonces consideramos la velocidad del aire y el caudal requerido y volvemos a ir al anexo A.20 para determinar el valor de pérdida de presión y el diámetro hidráulico. Obtenemos los valores de: 13.5" de diámetro hidráulico y 0.015 in_{agua}/100ft. Debido a que la lectura del gráfico no es muy exacta, podemos verificar estos resultados con las ecuaciones que siguen:

$$\Delta p_f = \frac{12.7fL}{D_h} \rho \left(\frac{V}{1097} \right)^2 \quad [3.4]$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{12\varepsilon'}{3.7D_h} + \frac{2.51}{\text{Re}\sqrt{f}} \right) \quad [3.5]$$

$$\text{Re} = 8.5D_h V \quad [3.6]$$

El valor del número de Reynolds (Re) está basado en condiciones estándar del aire, es decir, entre 4 y 38°C. La rugosidad ε' equivale a 0.0003ft, la velocidad está en pies por minuto (fpm) y la densidad del aire ρ es de 0.075lb/ft³. L es la longitud del ducto. Para determinar la pérdida de presión por cada 100ft, consideramos L=100ft.

Debido a que el valor de f (factor de fricción [adimensional], ecuación 3.5) no se puede determinar de manera directa (ASHRAE 2005:35.7), se utilizan técnicas iterativas. Para nuestro caso, utilizamos la expresión de Kavanaugh (2006:131).

$$f' = 0.11 \left(\frac{12\varepsilon'}{D_h} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0.25} \quad [3.7]$$

Donde:

$f = f'$ si $f' \geq 0.018$; $f = 0.85 * f' + 0.0028$ si $f' < 0.018$

La rugosidad está en pies, el diámetro hidráulico en pulgadas y la velocidad para determinar el número de Reynolds en pies por minuto.

Verificando con las ecuaciones 3.4 a 3.7 y partiendo del valor de 354.36cfm de flujo de aire y 13 de diámetro hidráulico, obtenemos un $\Delta p_f/L$ de 0.018in/100ft. La velocidad por el ducto sería de 365fpm.

Interpolando del anexo A.21 obtenemos un ducto de 14"x10" ($D_h=13''$) en la sección previa al difusor. El mismo procedimiento se repite para las demás secciones de los ductos.

En el anexo B.11 se detallan las secciones del equipo del laboratorio y los accesorios que se colocan en dichas secciones.

El anexo B.11 muestra además la pérdida de presión por secciones de ductos y también muestra los coeficientes de pérdida de los accesorios (obtenidos del software ASHRAE Duct Fitting Database, 2002; en el anexo A.24 se muestran algunos de los accesorios).

Luego se calcula el tramo que presenta más pérdidas de presión. Este valor de presión se toma en cuenta para seleccionar el ventilador del evaporador.

Tabla 3.1. Cálculo de las rutas

Ruta 1		Ruta 2		Ruta 3		Ruta 4		Ruta 5	
1	0.0195	1	0.0195	1	0.0195	1	0.0195	1	0.0195
2	0.0485	2	0.0485	2	0.0485	2	0.0485	2	0.0485
4	0.0139	4	0.0139	4	0.0139	4	0.0139	4	0.0139
5	0.0001	5	0.0001	5	0.0001	5	0.0001	5	0.0001
6	0.0145	6	0.0145	6	0.0145	6	0.0145	6	0.0145
7	0.0451	7	0.0451	11	0.0464	11	0.0464	11	0.0464
8	0.0022	8	0.0022	12	0.0197	14	0.0197	16	0.0044
9	0.0313	10	0.0313	13	0.0233	15	0.0233	17	0.0290
Total	0.1751	Total	0.1751	Total	0.1859	Total	0.1859	Total	0.1763
Ruta 6		Ruta 7		Ruta 8		Ruta 9		Ruta 10	
3	0.0120	3	0.0120	3	0.0120	3	0.0120	3	0.0120
4	0.0139	4	0.0139	4	0.0139	4	0.0139	4	0.0139
5	0.0001	5	0.0001	5	0.0001	5	0.0001	5	0.0001
6	0.0145	6	0.0145	6	0.0145	6	0.0145	6	0.0145
7	0.0451	7	0.0451	11	0.0464	11	0.0464	11	0.0464
8	0.0022	8	0.0022	12	0.0197	14	0.0197	16	0.0044
9	0.0313	10	0.0313	13	0.0233	15	0.0233	17	0.0290
Total	0.1191	Total	0.1191	Total	0.1299	Total	0.1298	Total	0.1202

La tabla 3.1 muestra diez alternativas de ruta que recorre el aire desde que es aspirado por los ductos de retorno hasta que es expulsado por los difusores para acondicionar el ambiente. La ruta 3 es la que presenta una mayor caída de presión, por lo que es la que se tomará en cuenta.

Los aislamientos más comunes para ductos de aire son lana o fibra de vidrio y poliestireno expandido, conocido comúnmente como tecnopor.

Según a las características del laboratorio, es más fácil colocar los equipos en la azotea que construir un falso cielo e instalar los ductos entre el falso cielo y el techo. Debido a esta consideración, los conductos estarán a la intemperie. Puesto que los ductos se encuentran en el exterior, un aislamiento de lana de vidrio no aguantaría dichas condiciones. Este aislamiento por lo general viene recubierto con una especie de platina. Esta platina se deteriora con el sol y el clima en general, se cuartea y termina abriéndose, lo cual genera que la lana de vidrio ya no aisle como debería. Por otro lado, si se le coloca un refuerzo, la lana se aplastaría y perdería sus propiedades aislantes. La

solución sería utilizar poliestireno expandido. Además el poliestireno viene en planchas con determinados espesores. Lo cual facilita la instalación en ductos rectangulares. El poliestireno se recubre con una malla metálica tipo expanded metal (alambrado de metal, es como si se hicieran varias ranuras a un plancha de metal, y luego esta plancha se estira; se forma como ondas metálicas). Luego se coloca una mezcla de cemento y concreto sobre la malla metálica. Todo este aislamiento impide la transferencia de calor hacia los ductos, volviendo el valor de la ganancia de calor despreciable. Además, las distancias que recorren son relativamente cortas por lo que de la misma manera, se puede depreciar. Otro tipo de protección para ductos a la intemperie es mediante una cubierta de tocuyo y pintura látex.

3.3. UNIDAD EVAPORADORA

Los parámetros de selección de la unidad evaporadora se determinaron en el Capítulo 2. Con esta información se va a los catálogos y se selecciona un equipo que cumpla con las capacidades de carga y pueda brindar la renovación de aire deseada. Si no cumple con ambos, el ambiente se sentirá incómodo. Si no extrae el calor necesario, se sentirá calor debido a la temperatura elevada; si no se renueva el aire adecuadamente, habrá una sensación de bochorno o ahogamiento, falta de aire en las personas.

Para asegurarse que el aire del ambiente será renovado, se colocan extractores. Estos extractores toman el aire viciado de la habitación y lo eliminan al exterior. Estos equipos se seleccionan de acuerdo a la cantidad de aire que se necesita remover. Además ayudan a homogenizar el aire del ambiente pues el aire nuevo que ingresa no se mezclará con el aire viejo que sale por los ductos.

3.4. UNIDAD CONDENSADORA

Acá se encuentra el compresor y el condensador que envían el refrigerante hacia el evaporador. Con el ventilador se enfría el refrigerante que fluye a través del

condensador. Por lo general viene junto con la unidad evaporadora. La alimentación puede ser monofásica o trifásica.

3.5. CONTROLES

Se utilizarán controles electrónicos para el manejo de los equipos. Desde estos controles se podrá prender y apagar, así como también establecer la temperatura adecuada, de acuerdo a la carga térmica presente. Se utiliza un termostato para controlar las condiciones. Un termostato puede controlar equipos de varias capacidades (no depende mucho de este factor), por lo que se selecciona por comodidad.

3.6. EQUIPOS SELECCIONADOS

La tabla 3.2 muestra un resumen de los equipos que se seleccionarán. En el Capítulo 4 se detalla con mayor profundidad las características de estos equipos.

Tabla 3.2. Características de los equipos a ser utilizados.

Tipo	Laboratorio	INACOM	Oficina
Difusores	Ocho difusores de 14"x12", cuatro de 3 vías y cuatro de 4 vías.	Dos difusores de 3 vías de 20"x10".	Tres rejillas de 14"x12", una de 4 vías y dos de 3 vías
	Cuatro rejillas de retorno de 24"x12" y dos rejillas de extracción de 10"x10".	Una rejilla de retorno de 24"x12" y una rejilla de extracción de 10"x10".	Dos rejillas de retorno de 21"x12".
Ductos	Ductos de acero galvanizado.	Ductos de acero galvanizado.	Ductos de acero galvanizado.
Unidad evaporadora	Capacidad mínima: 22.37kW	Capacidad mínima: 5.22kW	Capacidad mínima: 6.29kW
Unidad condensadora	Capacidad mínima: 22.37kW	Capacidad mínima: 5.22kW	Capacidad mínima: 6.29kW
Extractores	Capacidad mínima 253.4 l/s	Capacidad mínima 55.4 l/s	No aplica
Controles	Rango de operación 16°C-40°C	Rango de operación 16°C-40°C	Rango de operación 16°C-40°C

CAPÍTULO 4

EVALUACIÓN TÉCNICO-ECONÓMICA

En este capítulo se detallan los equipos que se van a utilizar luego de determinar un sistema y su respectiva carga térmica, calculados en los capítulos anteriores. Posteriormente se presenta una comparación con el sistema actual y con lo sugerido por este trabajo; explicando las diferencias, los problemas y las posibles soluciones.

4.1. COSTO DE LOS EQUIPOS

De acuerdo a lo calculado anteriormente se necesitan equipos que cumplan con las siguientes condiciones:

Tabla 4.1. Capacidades mínimas de los equipos

		LABORATORIO	INACOM	OFICINA
Capacidad	kW	22.37	5.22	6.29
	BTU/h	76344.53	17821.25	21475.46
Caudal de aire	(m ³ /s)	1.34	0.40	0.60
	cfm	2834.89	849.49	1267.73

Se opta por sistemas splits ductos. Este sistema tiene la característica de tener la unidad condensadora y evaporadora por separado (de aquí el nombre “split”, que significa separado o dividido). Además, a diferencia de un sistema split convencional (donde el evaporador se encuentra dentro del espacio a acondicionar), la unidad evaporadora del split ducto está construida de tal forma que se acopla a sistemas de ductos para la

distribución de aire. Asimismo, la configuración dividida permite acomodar de una mejor manera los equipos en la azotea del aula.

En el laboratorio se utilizarán dos equipos ya que la carga es alta, y un solo equipo con esas características no es muy viable; ya que es más complicado de conseguir y es más caro.

Se divide la carga entre el número de difusores para determinar la carga térmica que deberá soportar cada uno. Cada difusor deberá soportar la carga de 9543 BTU/h y entregar 354.36cfm (602.06m³/h). Si dividimos los difusores en un grupo de cinco y otro de tres, se necesitaría un equipo de 47715 BTU/h y otro de 28629 BTU/h. No existen equipos con esas capacidades por lo que se elige un equipo de 48000 BTU/h y otro de 36000 BTU/h. Además se necesita que estos equipos entreguen 3010.3m³/h (5 difusores) y 1806.18m³/h (3 difusores). De acuerdo con el catálogo, el equipo de 48000 BTU/h entrega 2832m³/h, lo cual no satisface los 3010.3m³/h necesarios. Por esto, se selecciona el siguiente equipo en capacidad, el de 60000BTU/h y 3356m³/h. El equipo de 36000BTU/h si cumple con las condiciones de flujo de aire.

Del mismo modo se seleccionan los equipos para el INACOM y la oficina. Para el INACOM se utilizará un equipo de 36000BTU/h. Este equipo cumple con las necesidades de flujo de aire y carga. Un equipo de 24000BTU/h también cumple con las necesidades, pero este equipo utiliza un suministro monofásico. La ventaja de tener un sistema trifásico reside en el tamaño de los equipos (más pequeños), economía de la instalación, menor consumo de energía y una carga más balanceada. Asimismo, con un motor trifásico se puede regular la velocidad del motor de una manera más sencilla y también en caso este se malogre es más fácil encontrar repuestos, incluso un motor nuevo, ya que el motor trifásico es más comercial que uno monofásico. En general, los equipos de aire acondicionados trifásicos son los más comunes y los que se encuentran más fácilmente en el mercado. Por estos motivos se utiliza el equipo trifásico. La oficina utilizará un equipo de 48000BTU/h ya que si se utiliza un equipo de 36000BTU/h, el flujo de aire no será suficiente.

Los costos de los equipos se detallan a continuación.

Tabla 4.2. Precio de los equipos marca York tipo split ducto

Capacidad (BTU/h)	Suministro eléctrico	Precio A	Precio B
60000	220V, 60Hz, 3ph	1790	1517
48000	220V, 60Hz, 3ph	1737	1477
36000	220V, 60Hz, 3ph	1490	1268

Precios en dólares americanos, no incluye IGV

Fuente: Proterm, Friotemp

Estos equipos vienen con sus respectivas unidades condensadoras. El refrigerante es transportado del condensador al evaporador mediante tuberías de cobre. El catálogo especifica las dimensiones necesarias de estas tuberías y la longitud máxima. De acuerdo a la configuración

Tabla 4.3. Longitud tuberías de cobre

Diámetro de la tubería	3/8"	3/4"	7/8"
CAD-CAE	9500	3900	5600
INACOM	2500	2500	
Oficina	3500		3500

Unidades en mm

Tabla 4.4. Precio del paquete de tuberías de cobre*

Paquete	Unidad	Precio (US\$)	Utilización (equipos)
7/8", 3/8"	m	25	48000 y 60000 BTU/h
3/4", 3/8"	m	23	36000BTU/h

*Con aislamiento térmico

Para calcular el monto, se debe verificar qué equipos están ubicados sobre los respectivos ambientes y se calcula multiplicando los metros necesarios por el costo por metro del paquete.

Para asegurar la renovación de aire se utilizará extractores en el techo. Se optará por extractores trifásicos ya que estos son más silenciosos que los monofásicos.

Tabla 4.5. Extractores

Ambiente	Modelo	Cantidad	Caudal en descarga libre (m ³ /h)	Precio unitario US\$
Laboratorio	TD-500	2	580	165
INACOM	TD-250	1	240	105

*Precios sin IGV

En la oficina no se coloca un extractor de aire debido a que lo que se necesita retirar del lugar es mínimo.

4.2. COSTO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

El aire proporcionado por los equipos es distribuido por ductos rectangulares. Estos ductos están fabricados de acero galvanizado y se comercializan por planchas y se venden por peso. Para calcular la cantidad necesaria se realiza un metrado de la instalación, y se considera 7850kg/m³ de densidad del acero.

Tabla 4.6. Peso de los ductos y accesorios (kg)

	CAD-CAE	INACOM	Oficina	Total
Ductos	375	56	94	525
Accesorios	113	38	56	206
Total	488	94	150	731

Cada plancha mide 4ft (1.22m) x 8 ft (2.44m) x 1/40in (0.64mm) de espesor. Redondeando, se utilizarán 50 planchas galvanizadas. El precio por kilogramo es de US\$3.50 e incluye la fabricación y el montaje según las medidas en plano, bajo norma SMACNA.

Los difusores y las rejillas de retorno, están hechas acero galvanizado, con protección anticorrosiva y acabado de esmalte sintético al color del falso cielo raso. El precio incluye el suministro e instalación y se cotiza por pulgada cuadrada (in^2).

Tabla 4.7. Cantidad necesaria de plancha galvanizada

Difusores	Dimensiones (in)	Área (in^2)	Cantidad	Área total (in^2)
CAD-CAE	12x14	168	8	1344
INACOM	20x10	200	2	400
Oficina	12x14	168	3	504
Rejillas de retorno	Dimensiones (in)	Área (in^2)	Cantidad	Área total (in^2)
CAD-CAE	12x24	288	4	1152
INACOM	12x24	288	1	288
Oficina	12x16	192	2	384

Debido a que los difusores son un poco más complejos de fabricar (en especial si son de varias vías) el precio por pulgada cuadrada es ligeramente mayor (US\$0.25 contra US\$0.20). En total se necesitarán 2250in^2 para los difusores y 1830in^2 para las rejillas de retorno.

4.3. COSTO DEL SERVICIO DE INSTALACIÓN

El servicio de instalación de los equipos de aire acondicionado incluye la fabricación de las bases de apoyo para las unidades condensadoras. Éstas bases están fabricadas con ángulos de fierro de $1\frac{1}{2}'' \times 1\frac{1}{2}'' \times \frac{1}{8}''$. Además, incluye la conexión eléctrica a los puntos de suministro, conexión de drenaje de condensado, carga de gas, realización de pruebas, regulación y puesta en operación. Este servicio tiene un precio de US\$850.00.

4.4. COMPARACIÓN CON EL SISTEMA ACTUAL

Recientemente se implementó un sistema de aire acondicionado a los ambientes del aula. En el laboratorio CAD-CAE hay dos equipos de 60000BTU/h . Son equipos de 220V monofásicos. En el INACOM se instaló un equipo de 48000BTU/h , monofásico de 220V. Por último, en la oficina se instaló un equipo de 24000BTU/h , del mismo

modo, monofásico y de 220V. Todos los equipos son del tipo splits ducto de la marca York. Estos equipos están sobredimensionados para la habitación. El motivo es porque las empresas utilizan factores para el cálculo de la carga térmica, lo que significa que no se ha calculado la carga especialmente para dichos ambientes.

La distribución de los difusores y rejillas difieren un poco de las que se han propuesto en este trabajo. En el CAD-CAE hay ocho difusores de 12"x12"; en el INACOM, cuatro también de 12"x12"; y en la oficina dos difusores de las mismas medidas que los anteriores. En cuanto a rejillas de retorno, en el laboratorio hay dos rejillas de 18"x12". En el INACOM también hay dos rejillas de las mismas dimensiones y en la oficina una rejilla. La posición de estas rejillas también es algo distintas a las sugeridas.

Actualmente existen quejas con respecto al sistema de aire. El principal problema es el ruido. Por los comentarios de los usuarios, el ruido incomoda bastante. Donde más se siente este problema es en el INACOM. En la oficina no zumba mucho ya que el equipo que utiliza es relativamente pequeño; y en el laboratorio, no se siente mucho pues el espacio es más grande. Y el ruido se pierde. Otro problema es la sensación de incomodidad en el ambiente. El aire se siente como pesado y viciado.

El problema del ruido se debe a que los ductos, difusores y rejillas son más pequeños que lo sugerido, el diámetro hidráulico es menor. Esto origina que el aire deba ir más rápido a través del sistema de distribución. Este aumento de velocidad se traduce en ruido. El motivo por el cual el ruido se siente más en un ambiente que en el otro es por el volumen de estos espacios y el tamaño del equipo. En el laboratorio, el ruido se disipa por el aula, en cambio en el INACOM, ese ruido no tiene cómo disiparse y por eso se siente más fuerte.

En cuanto al aire pesado y viciado, el problema radica en la ventilación. La ventilación no es la adecuada pues no se da una correcta renovación del aire. La sensación del aire viciado corresponde a la falta de aire fresco. Además, los difusores se encuentran muy

pegados entre sí, en todos los ambientes. Por este motivo, el aire no se distribuye correctamente y genera los problemas actuales.

Para solucionar el problema del ruido, se podría bajar la velocidad del aire, sin embargo, hay que tener cuidado de no bajarlo mucho pues podría no llegar suficiente aire al aula. Un cambio más drástico sería rediseñar los ductos y su distribución a lo largo del aula. En el caso del aire, se podría mejorar la distribución del aire nuevo mediante ventiladores. De esta forma se homogeniza mejor y los ocupantes no sentirían el efecto de aire estancado. También se podría abrir algunas ventanas, si bien esta práctica incrementaría la carga térmica (mayor carga de infiltración), los equipos están en condiciones de soportar dicha carga pues están sobredimensionados.

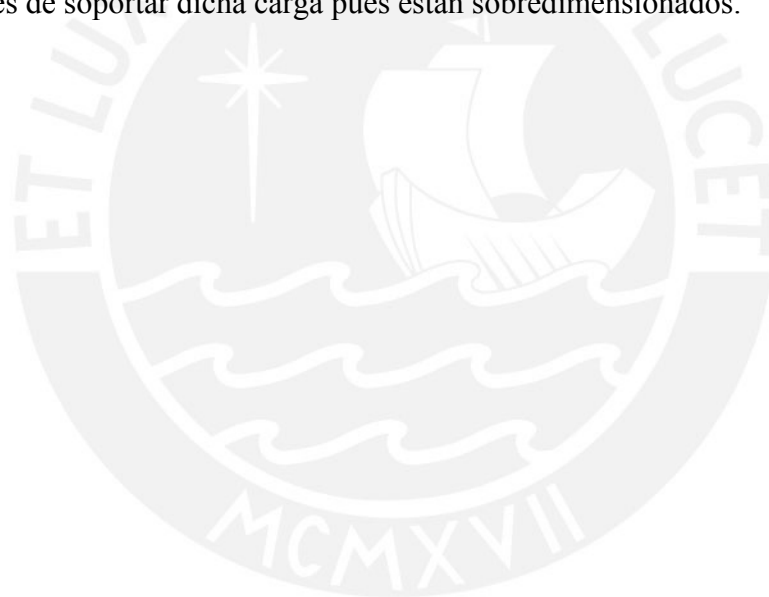


Tabla 4.8. Detalle del costo de instalación y los equipos del sistema de aire acondicionado

Item	Descripción	Unidades	Cantidad	Costo US\$	
				Unitario	Total
1	Equipos de aire acondicionado tipo split ducto	UN	1	1517	1517
	60'000BTU/h	UN	1	1477	1477
	48'000BTU/h	UN	2	1268	2536
	36'000BTU/h				
2	Suministro e instalación de termostatos digitales	UN	4	38	152
3	Suministro e instalación de paquete de tuberías de cobre de 7/8" y 3/8" de diámetro, con aislamiento térmico para equipos de 60'000 y 48'000 BTU/h	m	11.05	25	276.25
4	Suministro e instalación de paquete de tuberías de cobre de 3/4" y 3/8" de diámetro, con aislamiento térmico para equipos de 36'000BTU/h	m	9.2	23	211.6
5	Suministro de filtros lavables de fibra de poliéster con marco de plancha galvanizada	UN	4	22	88
6	Fabricación y montaje de ductos de plancha galvanizada según medidas en plano, najo norma SMACNA	kg	731	3.5	2558.5
7	Suministro e instalación de aislamiento térmico de lana de vidrio con cubierta exterior de foil de aluminio para ductos de aire acondicionado interiores	m ²	18	7	126
8	Suministro e instalación de aislamiento térmico de poliestireno expandido de 3/4" con cubierta de tocuyo y pintura látex para ductos de aire acondicionado exteriores	m ²	80	12	960
9	Suministro e instalación de difusores fabricados de plancha galvanizada con protección anticorrosiva y acabado de esmalte sintético	in ²	2250	0.25	562.5
10	Suministro e instalación de rejillas de retorno fabricadas de plancha galvanizada con protección anticorrosiva y acabado de esmalte sintético	in ²	1830	0.2	366
11	Equipos extractores de aire tipo ventilador helicocentrífugos	UN	2	165	330
	580m ³ /h	UN	1	105	105
	240m ³ /h				
12	Servicio de instalación de equipos de aire acondicionado. Incluye base de apoyo para los unidades condensadoras, fabricadas de ángulo de fierro de 1½"x1½"x1/8";conexión eléctrica a puntos de suministro previstos por el cliente; conexión de drenaje de condensado; carga de gas; realización de pruebas, regulación y puesta en operación	UN	1	850	850
				Subtotal	12115.85
				IGV (18%)	2180.85
				Total	14296.70

CONCLUSIONES

1. Se seleccionan dos sistemas split ducto para el laboratorio CAD-CAE, uno para el INACOM y uno para la oficina. De esta manera se puede independizar el uso de los sistemas sin que uno afecte al otro del área contigua. Los sistemas constan de: un equipo de 60'000BTU/h y uno de 36'000BTU/h para el laboratorio; uno de 48'000BTU/h para la oficina y uno de 36'000BTU/h para el INACOM.
2. Las empresas actualmente tienen parámetros y consideraciones que utilizan como factores a la hora de calcular las cargas de los distintos ambientes. Estos factores varían de acuerdo al uso y la ubicación del ambiente a acondicionar. Se puede corroborar que la estimación ha sido bastante cercana a lo calculado de acuerdo a las características específicas de la ubicación y uso del aula, pero no han sido exactas pues no se calcularon tomando en cuenta todos los detalles. La instalación actual utiliza equipos de 60'000BTU/h (dos equipos para el laboratorio), 48'000BTU/h (un equipo para el INACOM) y 24'000BTU/h (un equipo para la oficina).
3. Se observa que gran parte de las cargas son por fenestración. Estos resultados prueban que mediante un mejor control de la fenestración se puede reducir la carga térmica y mejorar la eficiencia del sistema. Por ejemplo en la oficina, donde la carga por fenestración representa el 67% del total.

4. Debido al alcance del trabajo no se han evaluado soluciones arquitectónicas o constructivas que podrían ahorrar energía y permitiría seleccionar un equipo más pequeño y económico. Algunas soluciones arquitectónicas pueden ser la instalación de aleros y parasoles que impidan el ingreso del sol por la radiación directa en las ventanas. Las soluciones constructivas básicamente serían dotar de aislamiento térmico a las paredes y techos, de esta forma la transferencia de calor entre el interior y el exterior se reduce.
5. Lo ideal en el laboratorio es utilizar seis difusores en lugar de los ocho que se utilizan. Sin embargo esto es más complicado pues existe una viga en medio del salón la cual dificulta usar una configuración de seis difusores que proporcione aire de manera homogénea a todo el salón. Con esta configuración ideal, los equipos serían más eficientes pues el sistema de ductos sería más sencillo.
6. El costo total de la instalación calculada es de US\$14,296.70 incluido IGV (Capítulo IV, tabla 4.8; otras cotizaciones anexos E.1 y E.2).

BIBLIOGRAFÍA

GUÍAS DE CLASE

CRUZ RODRÍGUEZ, Juan

2009 *Transferencia de Calor, Guía para la Exposición en Aula.* Material de enseñanza. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.

YAMADA TANAKA, Luis

2010 *Diseño de Cámaras Frigoríficas.* Material de enseñanza. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.

YAMADA TANAKA, Luis

2010 *Refrigeración.* Material de enseñanza. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.

INTERNET

AUTODESK, INC.

2011 “Analysis and Green Building Studio Services & Support, Validation of Ecotect Analysis results”. *Autodesk.com*. San Rafael, CA., EE.UU. Consulta: 27 de abril de 2011
<<http://usa.autodesk.com/adsk/servlet/ps/dl/item?siteID=123112&id=14576143&linkID=13734494>>

DAIKIN INDUSTRIES, LTD.

2010 “Daikin AC Product Lineup”. *Daikinac.com*. Japón. Consulta: 21 de julio de 2010.

<<http://www.daikinac.com/commercial/documents/GPUSE09-04B-Product%20Line%20Up%20-%20Daikin.pdf>>

DAIKIN INDUSTRIES, LTD.

2010 “VRV® variable refrigerant volume INTELLIGENT AIR-CONDITIONING TECHNOLOGY”. Daikinac.com. Japón. Consulta: 21 de julio de 2010.

<http://www.daikinac.com/commercial/documents/VRV_PCVUSE06-04C.pdf>

DISCOVERY COMMUNICATIONS, LLC

2010 “Are ice blocks better than air conditioning?”. *HowStuffWorks.com*. Atlanta, GA, EE.UU. Consulta: 23 de julio de 2010.

<<http://tlc.howstuffworks.com/home/ice-block-ac.htm>>

DISCOVERY COMMUNICATIONS, LLC

2010 “How Air Conditioners Work”. *HowStuffWorks.com*. Atlanta, GA, EE.UU. Consulta: 17 de junio de 2010.

<<http://home.howstuffworks.com/ac.htm>>

DISCOVERY COMMUNICATIONS, LLC

2010 “How Refrigerators Work”. *HowStuffWorks.com*. Atlanta, GA, EE.UU. Consulta: 26 de julio de 2010.

<<http://home.howstuffworks.com/refrigerator5.htm>>

EMPRESA EDITORA EL COMERCIO

2010 “Temperatura en Lima descendió a 8,8 grados centígrados, la más baja en los últimos 40 años”. *El Comercio*. Lima, 21 de julio de 2010.

Consulta: 29 de agosto de 2011.

<<http://elcomercio.pe/lima/611723/noticia-temperatura-lima-descendio8-grados-celsius-mas-baja-ultimos-40-anos>>

ICE ENERGY

2010 “Ice Bear Energy Storage System”. *Ice-energy.com*. Windsor, CO. EE.UU. Consulta: 23 de julio de 2010.

<<http://www.ice-energy.com/TECHNOLOGY/ICEBEARENERGYSTORAGESYSTEM/tabid/352/Default.aspx>>

LÓPEZ, L. M., SANTIGOSA, L. M. L. Y. L. R.

2009 “Ecuación del tiempo – otros conceptos relacionados con el tiempo solar”. *OpenCourseWare-UNIA*. Universidad Internacional de Andalucía. Consulta: 11 de junio de 2011.

<<http://ocw.unia.es/ciencias-de-la-ingenieria/caracterizacion-y-evaluacion-de-la-radiacion-solar/explicacion-adicional-de-la-ecuacion-del-tiempo>>

SCIENCE DAILY LLC

2009 “New Refrigeration System Based On Magnetics More Economical And Quieter Than Current Technology”. *ScienceDaily.com*. Rockville, MD., EE.UU. Consulta 30 de julio de 2010.

<<http://www.sciencedaily.com/releases/2009/02/090211111013.htm>>

TOOLBASE SERVICES, NAHB RESEARCH CENTER, INC.

2001 “Evaporative Coolers. Whole-house cooling in arid regions at a low first cost”. *Toolbase.org*. Upper Marlboro, MD., EE.UU. Consulta: 25 de julio de 2010.

<<http://www.toolbase.org/Technology-Inventory/HVAC/evaporative-coolers#jumpInstallation>>

TUTTIEMPO NETWORK, S.L.

2010 “Clima en Lima-Callao/Aerop. Intenacional Jorgechavez”. *TuTiempo.net*.
España. Consulta: 5 de mayo de 2010.
<[http://www.tutiempo.net/clima/Lima-
Callao_Aerop_Internacional_Jorgechavez/846280.htm](http://www.tutiempo.net/clima/Lima-Callao_Aerop_Internacional_Jorgechavez/846280.htm)>

WIKIMEDIA FOUNDATION, INC.

2010 “Absorption refrigerator”. *Wikipedia.org*. San Francisco, Ca., EE.UU.
Consulta: 26 de julio de 2010.
<http://en.wikipedia.org/wiki/Absorptive_refrigeration>

WIKIMEDIA FOUNDATION, INC.

2010 “Efecto Peltier-Seebeck”. *Wikipedia.org*. San Francisco, Ca., EE.UU.
Consulta: 29 de julio de 2010.
<http://es.wikipedia.org/wiki/Efecto_termoeléctrico>

WIKIMEDIA FOUNDATION, INC.

2010 “Evaporative cooler”. *Wikipedia.org*. San Francisco, Ca., EE.UU.
Consulta: 25 de julio de 2010.
<http://en.wikipedia.org/wiki/Evaporative_cooler>

WIKIMEDIA FOUNDATION, INC.

2010 “Lima”. *Wikipedia.org*. San Francisco, Ca., EE.UU. Consulta: 12 de
agosto de 2010.
<<http://es.wikipedia.org/wiki/Lima>>

WIKIMEDIA FOUNDATION, INC.

2010 “Refrigeration”. *Wikipedia.org*. San Francisco, Ca., EE.UU. Consulta: 29
de julio de 2010.

<<http://en.wikipedia.org/wiki/Refrigeration>>

IMÁGENES

IMPERIAL

2010 “HVAC Systems”. *ImperialTankless.com*. Mundelein, IL., EE.UU.
Consulta: 23 de julio de 2010.
<http://www.imperialtankless.com/hvac_systems>

POLAR POWER INC.

1999 “Refrigeration Technologies Overview”. *PolarPowerInc.com*. Carson, CA., EE.UU. Consulta: 30 de julio de 2010.
<<http://www.polarpowerinc.com/products/refrigerator/ref-tech-overview.htm>>

WOODBANK COMMUNICATIONS LTD.

2005 “Semiconductors”. *The Electropaedia*. Chester, Reino Unido. Consulta: 30 de julio de 2010.
<http://www.mpoweruk.com/semiconductors.htm>

LIBROS

AIR-CONDITIONING AND REFRIGERATION INSTITUTE

1994 *Manual de Refrigeración y Aire Acondicionado*. Cuatro volúmenes. Traducción de Virgilio González. 2da edición. Naucalpan de Juárez, México: Prentice-Hall Hispanoamericana S.A.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATION AND AIR-
CONDITIONING ENGINEERS, INC.

2010 *ASHRAE Standard, Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality.*
Standard 62.1-2010. Atlanta, GA, EE.UU.

CARNICER ROYO, Enrique

2008 *Aire Acondicionado.* 5ta edición, 2008. Madrid: Thomson.

CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY

1980 *Manual de Aire Acondicionado.* Traducción de Marcombo S.A. de
Boixareu Editores. Barcelona: Marcombo S.A.

KAVANAUGH, Stephen P.

2006 *HVAC Simplified.* Atlanta, GA.: American Society of Heating,
Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc.

PITA, Edward G.

2002 *Acondicionamiento del Aire. Principios y sistemas.* Traducción de
Virgilio González Pozo. México D.F.: Compañía Editorial Continental.

WHITMAN, William C. y William M. JOHNSON

1999 *Tecnología de Refrigeración y Aire Acondicionado.* Tomo 3. Traducción
de José Alarcón Creus. Barcelona: Marcombo S.A.

MULTIMEDIA

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATION AND AIR-
CONDITIONING ENGINEERS, INC.

2005 *ASHRAE Handbook of Fundamentals.* Atlanta, GA, EE.UU.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATION AND AIR-
CONDITIONING ENGINEERS, INC.

2008 *ASHRAE Handbook-HVAC Systems and Equipment*. Atlanta, GA,
EE.UU.

SOFTWARE

ASHRAE DUCT FITTING DATABASE

AUTODESK ECOTECH ANALYSIS 2011

GOOGLE EARTH