

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA**

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



**“ Cálculo y Diseño de un Sistema de Aire Acondicionado**

**ara el Nuevo Pabellón de Ciencias de la  
niversidad Peruana Cayetano Heredia ”**

**T E S I S**

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

**INGENIERO MECANICO**

**PEDRO JOSE TEMOCHE ROMERO**

PROMOCION: 1988 - 2

**LIMA . PERU . 1993**

## TABLA DE CONTENIDO

<b>PROLOGO</b>	<b>1</b>
<b>CAPITULO 1. INTRODUCCION</b>	<b>4</b>
<b>CAPITULO 2. IMPORTANCIA DEL AIRE ACONDICIONADO PARA LABORATORIOS</b>	<b>6</b>
2.1 Importancia del aire acondicionado en los diversos procesos de laboratorio.	7
2.1.1 Influencia en las reacciones fisiológicas.	8
2.1.2 Influencia en las reacciones químicas.	11
2.1.3 Influencia en las reacciones biológicas.	13
2.2 Influencia del acondicionamiento en los diferentes ambientes en estudio.	14
2.2.1 Módulos de laboratorio.	14
2.2.2 Areas de trabajo con animales.	14
2.2.3 Salas de Reuniones y Oficinas diversas.	15
2.2.4 Preparados Tóxicos, Lavado y Secado.	15
<b>CAPITULO 3. CONSIDERACIONES PARA EL CALCULO Y DISEÑO</b>	<b>16</b>
3.1 Condiciones de proyecto-verano.	16
3.2 Consideraciones para el cálculo de la capacidad de los equipos.	16
3.2.1 Cõndiciones Ambientales.	17
3.2.1.1 Condiciones Ambientales interiores.	17
3.2.1.2 Condiciones Ambientales exteriores.	18
3.2.2 Estudio del local.	21

	7
3.2.2.1 Finalidad de los locales.	21
3.2.2.2 Horario de uso.	24
3.2.2.3 Número de personas permanentes y en tránsito.	24
3.2.2.4 Fuentes de calor dentro del local.	
3.2.2.5 Ubicación geográfica.	29
3.2.2.6 Orientación.	29
3.2.2.7 Composición de paredes, techos, pisos, puertas y ventanas.	30
3.2.3 Aire de renovación necesario.	31
3.3 Consideraciones para el sistema de aire acondicionado.	35
3.4 Consideraciones para el cálculo y diseño del sistema de distribución de aire.	37
3.4.1 Espacio disponible.	38
3.4.2 Niveles de ruido.	
3.4.3 Control de fuego.	42
3.4.4 Método de cálculo de los ductos.	43
3.4.5 Balance del sistema.	43
3.4.6 Distribución de aire.	44
3.5 Consideraciones para el cálculo y diseño del sistema de agua helada.	44
3.5.1 Sistema de tuberías de agua.	49
3.5.2 Consideraciones acerca del ruido y la erosión	49
3.6 Consideraciones para la regulación y control.	
3.6.1 Regulación.	50
3.6.2 Control.	50
3.7 Otras consideraciones.	

3.7.1	Ubicación prevista para los equipos.	51
3.7.2	Características de la energía eléctrica del local.	51
<b>CAPITULO 4. CALCULO DE LA CAPACIDAD DE LOS EQUIPOS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE</b>		<b>53</b>
4.1	Cálculo de las cargas térmicas.	
4.1.1	Determinación del mes, día y hora de cálculo	71
4.1.2	Determinación de las cargas térmicas.	103
4.2	Determinación de la capacidad de los equipos.	108
4.2.1	Determinación de las cargas de enfriamiento	138
4.2.2	Determinación de las cargas de recalentamiento.	144
<b>CAPITULO 5. SELECCION DE LOS EQUIPOS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE</b>		<b>175</b>
5.1	Selección de las unidades centrales de enfriamiento.	175
5.2	Selección de las unidades ventilador-serpentin.	178
<b>CAPITULO 6. CALCULO OPTIMIZADO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCION DE AIRE</b>		<b>185</b>
6.1	Disposición de ductos de inyección y extracción de aire.	185
6.2	Distribución de aire en los espacios acondicionados.	187
6.2.1	Cálculo de difusores.	187
6.2.2	Cálculo de las rejillas de retorno.	191
6.3	Disposición de mecanismos de balance.	192

6.4 Dimensionamiento de ductos mediante simulación hidráulica.	193
6.5 Optimización del sistema.	212
6.6 Construcción de ductos.	225
6.7 Selección de los ventiladores.	225
<b>CAPITULO 7. CALCULO OPTIMIZADO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE AGUA HELADA</b>	<b>228</b>
7.1 Disposición del sistema.	228
7.2 Accesorios del sistema.	230
7.2.1 Vaso de expansión.	230
7.2.2 Filtros.	230
7.2.3 Termómetros y manómetros.	231
7.2.4 Salidas de aire.	231
7.3 Dispositivos de balance.	231
7.4 Simulación hidráulica.	232
7.4.1 Definición de los tramos.	236
7.4.2 Dimensionamiento de tramos y elaboración de la base de datos.	236
7.4.3 Cálculo de la caída de presión en cada tramo.	238
7.4.4 Cálculo de la caída de presión total del sistema	240
7.5 Selección de las bombas del sistema.	242
7.6 Detalles del sistema	243

7.6.1 Materiales.	243
7.6.2 Aislamiento.	243
7.6.3 Soportes y sujeciones.	243
<b>CAPITULO 8. METRADO Y PRESUPUESTO BASE</b>	<b>245</b>
8.1 Metrado.	245
8.2 Presupuesto base.	255
8.3 Análisis de precios unitarios.	255
8.4 Fórmula polinómica.	280
<b>CONCLUSIONES</b>	<b>282</b>
<b>BIBLIOGRAFIA</b>	<b>286</b>
<b>PLANOS</b>	
<b>APENDICES</b>	
Apéndice A: Especificaciones técnicas.	
Apéndice B: Catálogos.	

## PROLOGO

La presente tesis consta de ocho capítulos en los que están contenidos el cálculo y diseño del sistema de aire acondicionado del nuevo pabellón de ciencias de la Universidad Peruana Cayetano Heredia.

Los tres primeros capítulos contienen el marco referencial que sirve de base para poder desarrollar todos los cálculos y diseños del sistema.

Los cuatro capítulos restantes son en sí el desarrollo de los cálculos y diseños tal como se detalla a continuación.

El capítulo primero contiene la introducción, en donde se indica el propósito de la tesis, indicándose los alcances y limitaciones del estudio.

En el segundo capítulo se indica la importancia del acondicionamiento de aire en los laboratorios y demás ambientes del nuevo pabellón de ciencias de la Universidad Peruana Cayetano Heredia a fin de garantizar los diversos procesos que son necesarios realizar en ambientes de trabajo espaciales tales como:

Módulos de laboratorio  
Áreas de preparados tóxicos  
Áreas de lavado y secado  
Áreas de lavado y esterilización  
Áreas de trabajo de animales infectados  
(bioterio)  
Otros

En cada una de las áreas mencionadas es necesario mantener una influencia en las reacciones fisiológicas, control de reacciones químicas y control de reacciones biológicas, lo que hace que el equipo de acondicionamiento sea un elemento indispensable.

En el capítulo tercero se desarrollan las consideraciones para el cálculo y diseño del presente estudio. Este capítulo es esencial porque en él se definen aquellos parámetros que permiten efectuar los cálculos y diseños posteriores.

A continuación, en el capítulo cuarto y en base al cálculo de la carga térmica y al análisis psicrométrico, se determinan las capacidades de los equipos, basándose en un moderno cálculo de cargas térmicas, donde es considerada la inercia térmica ó efecto de almacenamiento de calor en las estructuras del edificio.

Este hecho permite optimizar el tamaño de los equipos requeridos para el acondicionamiento de los ambientes en estudio.

En el siguiente capítulo, y basándose en los cálculos del capítulo anterior, se seleccionan los equipos que serán capaces de absorber las cargas térmicas, aún para las condiciones más desfavorables.



En los capítulos sexto y sétimo desarrollan los sistemas de distribución de aire y agua helada respectivamente y se efectúan los recalculos que permitan obtener sistemas con el mínimo consumo de energía y el máximo ahorro de materiales, consiguiéndose distribuciones óptimas que además facilitan la regulación y balance.

Finalmente en el capítulo ocho se elabora el metrado y el presupuesto base, incluyéndose el análisis de precios unitarios y fórmula polinómica y se presentan las conclusiones sobre el presente trabajo así como los apéndices y planos que complementarán el estudio desarrollado.

Quisiera dejar constancia de mi especial agradecimiento al Ing. Daniel Herencia, que con su invaluable orientación y apoyo ha contribuido no solamente a la cristalización de la presente tesis, sino también a mi formación profesional.

Además quisiera agradecer a Lucy Romero a quien debo su permanente apoyo y sin cuya ayuda esta tesis se habría demorado considerablemente.

Finalmente, he de agradecer a Marisol Rodríguez, quien con su incansable aliento ha contribuido decisivamente a la finalización de la obra.

## CAPITULO 1 INTRODUCCION

El propósito de la presente tesis es poder resolver, aplicando la ingeniería, las necesidades de aire acondicionado de un caso real. El modelo seleccionado es el nuevo pabellón de ciencias de la Universidad Peruana Cayetano Heredia, en la que el carácter de las actividades que allí se desarrollarán hacen de sus ambientes, lugares en los que el acondicionamiento de aire es indispensable.

Además, se tendrá la oportunidad de aplicar los conocimientos del tema a casos muy especiales como son los ambientes de laboratorio del pabellón en estudio.

En la actualidad en nuestro medio el aire acondicionado es una rama de la ingeniería no muy difundida por lo que las necesidades de acondicionamiento son resueltas muchas veces aplicando métodos aproximados y empíricos que recurren al sobredimensionamiento para asegurarse que el sistema no va a fallar por defecto.

Sin embargo esta técnica conlleva a obtener sistemas que no solo tienen un excesivo costo de inversión, sino también a que funcionen la mayor parte del tiempo a carga parcial, operando en condiciones que no corresponden a la

de su máximo rendimiento por lo que los costos de operación son más elevados y a su vez, al funcionar en forma intermitente e irregular, el tiempo de vida útil de los equipos se reduce sustancialmente incrementándose los costos de mantenimiento.

Por todo esto, la presente tesis pretende mostrar la metodología para poder efectuar el cálculo y diseño de sistemas de aire acondicionado empleando la ingeniería para poder obtener sistemas que puedan funcionar con un máximo ahorro en el costo integral de inversión, operación y mantenimiento.

Debido a que la tesis ha querido hacerse lo más real posible, he efectuado coordinaciones con las personas responsables tanto del proyecto como de la construcción del nuevo pabellón de ciencias de la Universidad Peruana Cayetano Heredia, actualmente en ejecución, para poder definir las necesidades y particularidades propias de los laboratorios y demás ambientes que allí funcionarán.

## CAPITULO 2 IMPORTANCIA DEL AIRE ACONDICIONADO PARA LABORATORIOS

El acondicionamiento del aire no es sólo un medio de mantener al personal en un ambiente confortable, es también un elemento fundamental para desarrollar tareas experimentales y de estudio en los laboratorios.

Un acondicionamiento completo de laboratorios de investigación incluye un adecuado control sobre lo siguiente:

- Temperatura
- Humedad
- Presión
- Renovación de aire
- Limpieza del aire
- Sonido
- Vibración

Estas condiciones deben mantenerse con cierto rigor dentro de determinados rangos, y los controles y protectores deben ser con frecuencia muy perfeccionados.

El mantenimiento, dentro de un margen, de las condiciones del aire permite obtener:

Ambientes que puedan garantizar la autenticidad de los resultados de los experimentos, eliminando la posibilidad de falseo de resultados por impurezas en el ambiente.

Ambientes en los que se pueda experimentar con sustancias tóxicas, animales infectados u otros sin correr el riesgo de contaminar ambientes contiguos. Ambientes que puedan mantener en óptimas condiciones a los animales de laboratorio y que sean adecuados para diversas investigaciones con ellos.

Un ambiente de trabajo que sea confortable y saludable.

Un sistema de aire acondicionado para laboratorios debe considerar que todo programa de investigación puede estar sujeto a cambios y debe ser por tanto lo suficientemente versátil para poder adecuarse a éstos.

Los ambientes de laboratorio suelen tener campanas de extracción de gases pero en aquellos casos en los que se tiene ambientes acondicionados, estas campanas deben ser cerradas y tener ductos propios de inyección y extracción de aire, para evitar que la extracción de gases de dichas campanas interfiera con el proceso de acondicionamiento de aire.

### 2.1 Importancia del aire acondicionado en los diversos procesos de laboratorio.

La importancia del aire acondicionado para el nuevo pabellón de ciencias de la Universidad Peruana Cayetano Heredia radica en la necesidad de mantener una adecuada influencia sobre las reacciones fisiológicas, químicas y biológicas de manera tal que en los ambientes puedan desarrollarse las tareas para las que fueron diseñados.

### 2.1.1 Influencia en las reacciones fisiológicas.

La influencia que ejerce el acondicionamiento sobre las reacciones fisiológicas permite mantener condiciones óptimas de confort y salud.

Está demostrado que de esta manera se consigue un mejor ambiente de trabajo disminuyendo el ausentismo y evitando el grado de aturdimiento que ocasiona el trabajar en ambientes no climatizados en los que la ganancia de calor del local es grande.

La ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and air-conditioning Engineers, Inc) ha desarrollado un concepto empírico denominado "Temperatura Efectiva" (TE) que es un índice arbitrario de la sensación de bienestar que un determinado ambiente ofrece a sus ocupantes.

Esta sensación es una combinación de los efectos que producen la temperatura de bulbo seco, la temperatura de bulbo húmedo y el movimiento del aire en dicho ambiente.

La Temperatura Efectiva está definida como la temperatura de bulbo seco de un ambiente que se encuentra a una humedad relativa de 50% en el cual las personas tendrían el mismo intercambio neto de calor con el ambiente por radiación, convección, y evaporación que el que tendrían en el ambiente de prueba a sus correspondientes condiciones de temperatura y humedad.

El el Gráfico N° 2.1 se muestra la sensación que experimentan las personas para diferentes valores de teperatura efectiva.

Este gráfico ha sido elaborado experimentalmente por ASHRAE para las siguientes condiciones: La vestimenta de las personas fué estandarizada en 0.6 clo, el movimiento del aire se mantuvo en 0.2 m/s y el tiempo de exposición fué de una hora. Ademas el tipo de actividad realizada por las personas fué sedentario.

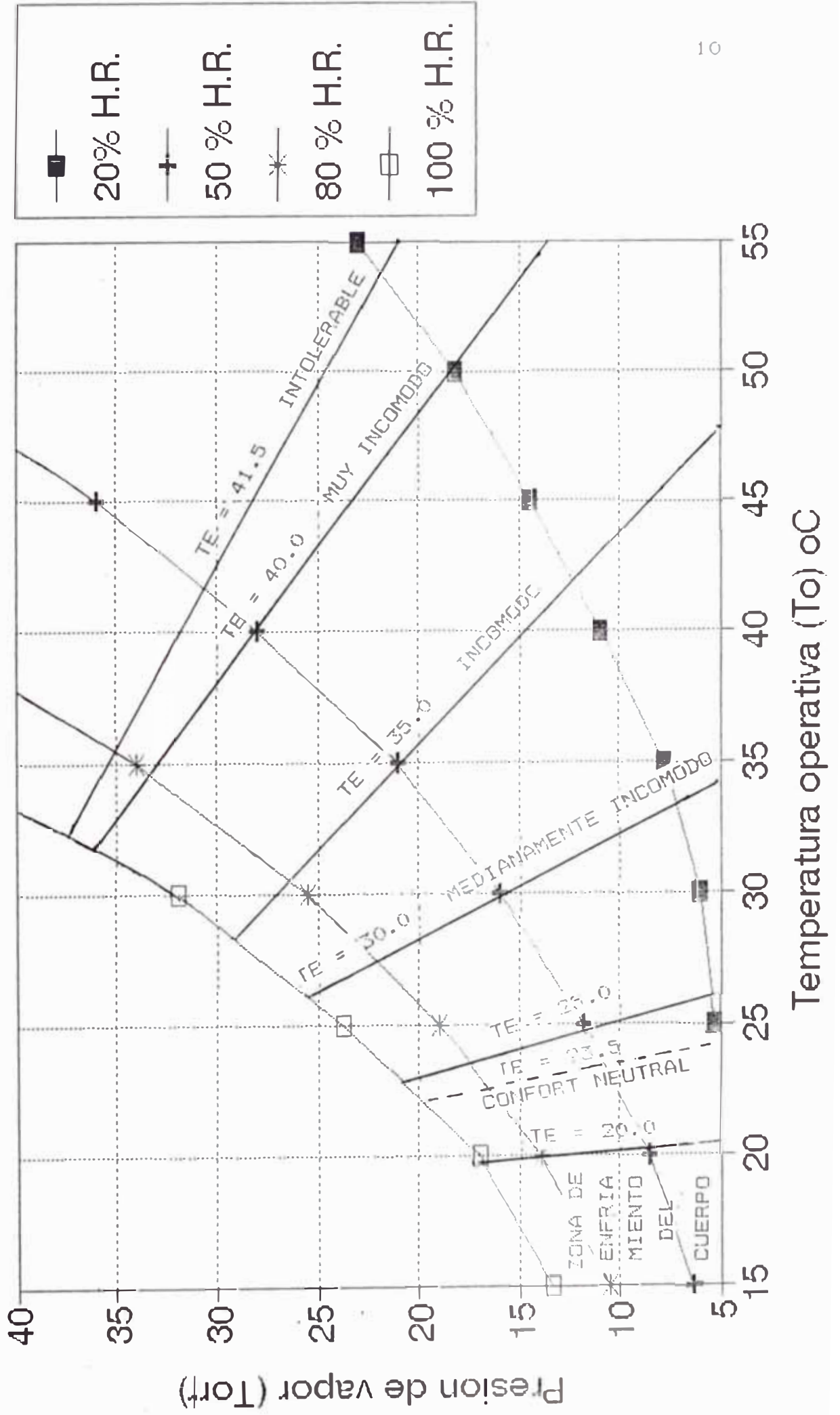
En el eje de las abcisas se puede leer la Temperatura Operativa que está definida como el valor de temperatura uniforme de un ambiente imaginario en el cual las personas intercambian igual calor por radiación y convección que en el medio ambiente en estudio.

Las isoterms trazadas en el gráfico describen claramente la influencia de las condiciones ambientales sobre la sensación de bienestar de las personas, cubriendo valores que van desde la zona de enfriamiento del cuerpo ( $TE=20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), pasando claro está por la zona de confort neutral ( $TE=23.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) y llegando hasta la zona de sensación de calor intolerable ( $TE=41.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) en donde la regulación evaporativa del cuerpo empieza a fallar.

Por otro lado y para fines prácticos de predicción de sensación de confort, ASHRAE conjuntamente con la KSU (Kansas State University) han elaborado una "Carta de

# GRAFICO No 2.1

## LINEAS CONSTANTES DE T.E.





Confort" (ASHRE Comfort Standard 55-74) que se muestra en el Gráfico N° 2.2 y que consiste en una carta psicrométrica en la que ha sido marcada una región denominada de "confort" en la que las personas expresarán su satisfacción con el medio ambiente.

Esta carta es aplicable a ambientes en los que la altitud fluctúa entre el nivel del mar y los 2,134 m.s.n.m., la velocidad del aire en dichos ambientes sea menor a 0.2 m/s y la actividad que realicen las personas sea a nivel de "sedentaria" como ocurre en ambientes de oficinas, casas, escuelas, laboratorios, tiendas, teatros, etc.

Finalmente, ASHRAE ha efectuado experimentos para determinar la influencia de las fluctuaciones de temperatura y humedad en la sensación de bienestar llegando a la conclusión que la fluctuación de temperatura no debe exceder los 2.2 °C por hora y la fluctuación de humedad no debe sobrepasar un 20 % por hora. Sin embargo, hace la aclaración que los valores especificados son mas bien conservativos.

#### 2.1.2 Influencia en las reacciones químicas.

La influencia que ejerce el acondicionamiento sobre las reacciones químicas permite garantizar condiciones seguras para realizar diversos experimentos de laboratorio.

El ambiente que nos rodea contiene diversas impurezas como polvo, cenizas, bacterias, virus, etc., muchas de las cuales pueden alterar los resultados de determinados experimentos de laboratorio.

Por esta razón, ASHRAE ha desarrollado estudios que le han permitido establecer recomendaciones de filtración necesaria para laboratorios. Así tenemos que para laboratorios convencionales de física y química recomiendan filtros de una eficiencia del 85%; para laboratorios biomédicos recomiendan filtros de una eficiencia de 85% a 95%.

Ambientes especiales con sistema de filtración de alta eficiencia o de aire estéril son empleados cuando se experimenta con materiales o animales que son susceptibles a contaminación desde fuentes externas.

### 2.1.3 Influencia en las reacciones biológicas.

Las áreas para animales de laboratorio deben tener un control del ambiente tal que evite la propagación de olores desagradables y el contagio en caso de animales infectados.

Las condiciones de temperatura y humedad relativa para mantener a los animales en óptimas condiciones depende de su especie, de su peso y de la actividad a la que son sometidos

Además las áreas para animales deben tener una adecuada ventilación, ASHRAE recomienda entre 10 y 15 renovaciones por hora sin la posibilidad de recirculación de aire.

## 2.2 Influencia del acondicionamiento en los diferentes ambientes en estudio.

### 2.2.1 Módulos de laboratorio.

Los módulos de laboratorio se deberán acondicionar considerando las necesidades de limpieza de ambiente, rangos de temperatura y humedad y de una ventilación de acuerdo a éste tipo de instalaciones.

Además, los módulos deberán estar provistos de un control individual de temperatura y de circulación de aire restringida a un ambiente.

El sistema deberá ser lo suficientemente versátil para poder satisfacer las sucesivas modificaciones y cambios en los programas investigatorios.

Deberán preverse módulos que puedan funcionar con aire esteril para desarrollar experimentos que necesiten operar con esta condición.

### 2.2.2 Areas de trabajo con animales.

El acondicionamiento de éstas áreas, además de funcionar dentro de rangos apropiados de temperatura y humedad, deberá garantizar la eliminación del mal olor y

de la posibilidad de contagio de la zona de animales infectados a los demás ambientes.

Además, el aire de extracción de la zona de animales infectados deberá recibir un adecuado tratamiento antes de ser descargado al exterior para evitar problemas de contaminación.

Estos ambientes también deberán estar provistos de control individual de temperatura.

#### 2.2.3 Salas de Reuniones y Oficinas diversas.

El acondicionamiento de estas áreas deberá satisfacer los requisitos de confort manteniendo ambientes agradables y saludables.

#### 2.2.4 Preparados Tóxicos, Lavado y Secado.

Estas áreas deberán ser acondicionadas siguiendo las mismas recomendaciones que para los módulos de laboratorio debiendo evitarse siempre la contaminación a otros ambientes y cuidarse que la circulación de aire esté restringida a un solo ambiente.

## CAPITULO 3 CONSIDERACIONES PARA EL CALCULO Y DISEÑO

En este capítulo se exponen las consideraciones en las que se basarán el cálculo y diseño que se efectúen en lo que resta de la presente tesis.

Estas consideraciones han sido desarrolladas tomando en cuenta las condiciones operativas y funcionales de cada uno de los ambientes y de acuerdo a las normas y recomendaciones de la ASHRAE y a los requerimientos expresados por la Universidad Peruana Cayetano Heredia.

### 3.1 Condiciones de proyecto-verano

A solicitud de la Universidad Peruana Cayetano Heredia, el proyecto que se va a desarrollar será para mantener las condiciones ambientales durante el período de verano.

### 3.2 Consideraciones para el cálculo de la capacidad de los equipos.

Los factores que determinan la capacidad de los equipos de acondicionamiento de aire son: las condiciones ambientales tanto externas como dentro del local a acondicionar, el local en sí, tanto por su forma como por su uso, ubicación y orientación, y el aire de renovación necesario para el correcto acondicionamiento del local.

### 3.2.1 Condiciones Ambientales.

#### 3.2.1.1 Condiciones Ambientales Interiores.

Las condiciones de los ambientes interiores han sido determinadas tomando en cuenta el tipo de trabajo de los ambientes a acondicionar, así como las recomendaciones de la ASHRAE, considerando la magnitud de la temperatura exterior para evitar el excesivo choque térmico.

Estas recomendaciones dan rangos convenientes de temperatura y humedad relativa y pueden verse en la carta de confort de la ASHRAE, Gráfico N° 2.2 y en los Cuadros N° 3.1 y N°3.2 que corresponden a rangos recomendados para ambientes con diversos animales.

### **CUADRO N° 3.1**

#### **TEMPERATURA AMBIENTE RECOMENDADA PARA ANIMALES**

ESPECIE	°C
RATONES	18 - 26
HAMSTERS	18 - 26
RATA	18 - 26
CERDO	18 - 26
CONEJO	16 - 21
GATO	18 - 29
PRIMATE NO HUMANO	18 - 29
PERRO	18 - 29

Fuente: ASHRAE Applications Handbook  
pag. 14.14 Cuadro N° 9

## CUADRO N° 3.2

### HUMEDAD RELATIVA RECOMENDADA PARA ANIMALES

ESPECIE	%
RATONES	40 - 70
HAMSTERS	40 - 70
RATA	40 - 70
CERDO	40 - 70
CONEJO	40 - 60
GATO	30 - 70
PRIMATE NO HUMANO	30 - 70
PERRO	30 - 70

Fuente: ASHRAE Applications Handbook  
pag. 14.14 Cuadro N° 10

Por consiguiente, las condiciones ambientales internas serán:

Temperatura de bulbo seco :  $24^{\circ}\text{C} + 1^{\circ}\text{C}$

Humedad relativa :  $50\% + 10\%$

#### 3.2.1.2 Condiciones Ambientales Exteriores.

Las condiciones del ambiente exterior han sido determinadas sobre la base de los datos de temperatura y humedad relativa del Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología (SENAMHI) en los últimos años, los cuales se muestran en los Cuadros N° 3.3, N° 3.4, N° 3.5 Y N° 3.6.

A continuación, en el Cuadro N° 3.7, se muestra un cuadro resumen con los valores correspondientes a la temperatura máxima y variación máxima en 24 horas por cada mes.

CUADRO 3.3

TEMPERATURAS MAXIMAS ABSOLUTAS EN LIMA °C						
ANO	NOV	DIC	ENE	FEB	MAR	ABR
1976	21.4	25				
1976	23.6	27.6	27.9	28.5	28.6	26.1
1977	22.8	25.4	27.7	27.1	28.6	27.7
1978	23.4	25.7	25.9	27.2	27.8	25.6
1979	24.6	27.1	28	26.8	27.3	26.1
1980	22.3	24.7	28.8	27.6	28.7	29.9
1981	23	24.5	26.3	28	29.2	28.5
1982	26.9	29.2	27	27.3	27.2	26.3
1983	24.3	26.9	31.1	31.7	30.7	31.5
1984	23.9	26.7	27.9	26.9	30.5	26.7
1985	24.1	27.3	27.5	27.5	28.5	27.7
1986	23.7	27.5	28.1	29.7	28.3	26.3
1987	27.9	25.9	29	28.9	29.1	26.9
1988	22.9	28.1	27.5	30.7	27.1	26.3
1989			28.3	30.5	29.5	27.1

LATITUD 12° 05'

LONG. 77° 02'

CUADRO 3.4

VARIACION DE LA TEMPERATURA EN 24 HORAS  
PROMEDIO MENSUAL

MES	NOV	DIC	ENE	FEB	MAR	ABR
DIF. DE TEMP. (°C)	4.782	5.127	5.545	5.818	5.055	5.831

NOTA: Promedio de los últimos 10 años



CUADRO 3.5

HUMEDAD RELATIVA MAXIMA MEDIA EN % EN LIMA												
AÑO	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SET	OCT	NOV	DIC
1975							98		97	96	96	95
1976	96	97	97	96	94	94	89	94	96	95	93	96
1977	95	96	95	96	94	95	96	96	97	95	94	95
1978	97	95	95	95	96	95	95	95	95	94	92	92
1979	93	93	94	94	94		91	94	95	95	94	93
1980	93	95	94	95	95	96	96	96	96	96	93	95
1981	96	95	95	97	91	93	95	95	96	95	94	95
1982	95	97	97	95	96	93	94	95	93	92	92	93
1983	96	94	96	93	84	92	94	91	95	92	92	91
1984	93	95	93	95	94	94	88	94	93	93	93	92
1985	93	90	92	94	95	93	93	94	94	93	91	90

LATITUD 12° 05'

LONGITUD 77° 02'

CUADRO 3.6

HUMEDAD RELATIVA MINIMA MEDIA EN % EN LIMA												
AÑO	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SET	OCT	NOV	DIC
1975							68		74	72	70	68
1976	66	62	66	71	71	70	67	72	74	70	66	68
1977	65	69	66	66	69	72	74	74	76	71	71	68
1978	71	69	65	65	71	72	75	76	75	70	67	63
1979	64	64	67	65	71		70	74	73	71	66	66
1980	66	68	61	63	70	72	76	74	74	71	65	67
1981	67	62	63	66	64	70	75	74	71	68	70	67
1982	64	69	63	66	66	69	70	74	70	68	70	61
1983	63	62	61	62	59	66	68	68	73	70	67	66
1984	65	69	65	66	71	74	71	75	72	72	69	68
1985	64	62	65	66	73	76	75	77	77	71	68	67

LATITUD 12° 05'

LONGITUD 77° 02'

**CUADRO N° 3.7**  
**CONDICIONES AMBIENTALES**  
**MAXIMAS**

MES	TEMPERATURA EXTERIOR (°C)	VARIACION EN 24 HORAS (°C)
ENERO	29.2	5.545
FEBRERO	29.4	5.818
MARZO	29.6	5.855
ABRIL	29.0	5.891

Estos valores corresponden a la condición de máxima temperatura exterior del mes, considerada a las tres de la tarde del día más caluroso. Para tomar en cuenta la variación de temperatura a lo largo del día, se ha empleado el Cuadro N° 3.8, obtenido del Manual de Aire Acondicionado de Carrier, que permite obtener la corrección de temperatura de proyecto en función de la hora considerada.

### 3.2.2 Estudio del local.

El local a acondicionar, que será el nuevo pabellón de ciencias de la Universidad Peruana Cayetano Heredia, consta de un edificio de 5 pisos más sótano, construido sobre un terreno de 2,260 m<sup>2</sup>.

#### 3.2.2.1 Finalidad de los locales.

El uso que se va a dar a los locales a ser acondicionados es el siguiente:

**CUADRO No 3.8**

**CORRECCION DE LAS TEMPERATURAS DE PROYECTO EN FUNCIONES DE LA HORA CONSIDERADA**

INTERVALO VARIACION DIARIA DE TEMP. 24h (C)	TEMP. SECA O HUMEDA (C)	HORA SOLAR											
		8	10	12	14	15	16	18	20	22	24		
5.0	SECA	-4.7	-3.5	-2.8	-0.5	0.0	-0.5	-1.1	-2.7	-4.2	-9.0		
	HUMEDA	-1.0	-1.1	-0.5	0.0	0.0	0.0	-0.5	-0.5	-1.0	-1.0		
7.5	SECA	-6.2	-4.7	-2.8	-0.5	0.0	-0.5	-1.1	-3.2	-5.2	-7.2		
	HUMEDA	-1.5	-1.1	-0.5	0.0	0.0	0.0	-0.5	-0.5	-1.5	-1.9		
10.0	SECA	-7.4	-5.2	-2.8	-0.5	0.0	-0.5	-1.5	-3.8	-6.0	-8.5		
	HUMEDA	-2.0	-1.4	-0.5	0.0	0.0	0.0	-0.5	-0.9	-1.7	-2.2		
12.5	SECA	-8.4	-5.5	-2.8	-0.5	0.0	-0.5	-1.7	-4.1	-6.5	-9.5		
	HUMEDA	-2.2	-1.6	-0.5	0.0	0.0	0.0	-0.5	-1.1	-1.7	-2.5		
15.0	SECA	-9.4	-6.5	-3.0	-0.5	0.0	-0.5	-1.9	-4.8	-7.7	-10.5		
	HUMEDA	-2.4	-1.6	-0.5	0.0	0.0	0.0	-0.5	-1.3	-1.6	-3.0		
17.5	SECA	-10.5	-7.0	-3.5	-0.5	0.0	-0.5	-2.6	-5.9	-8.6	-12.2		
	HUMEDA	-2.9	-1.8	-0.7	0.0	0.0	0.0	-0.5	-1.7	-2.4	-3.5		
20.0	SECA	-12.0	-8.0	-4.1	-0.5	0.0	-0.5	-3.4	-7.5	-10.3	-13.6		
	HUMEDA	-3.5	-2.2	-1.1	0.0	0.0	0.0	-0.7	-1.7	-2.9	-4.0		
22.5	SECA	-13.5	-9.0	-4.5	-0.5	0.0	-0.5	-3.9	-8.0	-11.7	-15.5		
	HUMEDA	-3.9	-2.3	-1.1	0.0	0.0	0.0	-1.1	-2.2	-3.4	-4.7		
25.0	SECA	-14.5	-9.5	-4.5	-1.1	0.0	-1.1	-4.5	-8.9	-13.3	-17.2		
	HUMEDA	-3.9	-2.8	-1.1	0.0	0.0	-0.5	-1.1	-2.2	-4.5	-5.5		

**1° Piso:**

- 18 módulos de laboratorio.
- 4 áreas de preparados tóxicos.
- 2 áreas de lavado y secado.
- 2 áreas centrales de usos múltiples.

**2°,3°,4° y 5° Piso:**

- 18 módulos de laboratorio.
- 4 áreas de preparados tóxicos.
- 2 áreas de lavado y secado.
- 2 áreas centrales de usos múltiples.
- 4 áreas de oficina.
- 2 salas de reuniones

**Sótano:**

- 5 módulos de laboratorio.
- 6 áreas de trabajo de animales infectados.
- 6 áreas de trabajo de animales no infectados.
- 5 áreas de animales (ratones, conejos, hamsters, ratas y cuyes).
- 1 área de lavado y secado.
- 1 área de lavado y esterilización.
- 2 áreas de preparados tóxicos.
- 1 área central de usos múltiples.

Los módulos de laboratorio tendrán un diseño de sus instalaciones mecánicas que les permita la suficiente flexibilidad para poder adecuarse a los cambios en las tareas de investigación que puedan venir con el tiempo según la aparición de nuevos proyectos. Esto incluye la

posibilidad de mantener el módulo de laboratorio con aire estéril, si así fueran los requisitos de determinado experimento.

Las áreas de trabajo con animales infectados deberán ser ambientes con depresión, para evitar que el aire de la zona de animales contaminados se propague a otras zonas. Además, el aire de extracción de los ambientes con animales infectados, deberá pasar por un esterilizador de rayos ultravioleta para evitar que éste aire al descargarse al exterior pueda ocasionar problemas de contaminación.

#### 3.2.2.2 Horario de uso.

Deberá preverse que el horario de uso de los locales a acondicionar sea de 24 horas al día, tanto de los ambientes de laboratorio así como las áreas de trabajo de animales y otros ambientes.

#### 3.2.2.3 Número de personas permanentes y en tránsito.

La importancia del número de personas dentro del local a acondicionar radica en que el cuerpo humano tiene la necesidad de liberar calor o absorberlo, dependiendo de las condiciones externas del local y del trabajo que desempeña, teniendo como razón primordial la de mantener una temperatura corporal de 37°C, con una tolerancia muy pequeña.

El calor que produce el cuerpo humano lo elimina de tres maneras diferentes:

**CUADRO No 3.9**  
**GANANCIA DE CALOR DEBIDO A LOS OCUPANTES**  
**(kcal/h)**

GRADO DE ACTIVIDAD	TIPO DE APLICACION	TEMPERATURA SECA DEL LOCAL (C)											
		28		27		26		24		21			
		SENSIB	LATEN	SENSIB	LATEN	SENSIB	LATEN	SENSIB	LATEN	SENSIB	LATEN		
Sentados, en reposo	Teatro, escuela primaria	44	44	49	39	53	35	58	30	65	23		
Sentados, trabajo muy ligero	Escuela secundaria	45	55	48	52	54	46	60	40	68	32		
Empleado de oficina	Oficina hotel, apartamento	45	68	50	63	54	59	61	52	71	42		
De pie, marcha lenta	Almacenes, tienda	45	68	50	63	54	59	61	52	71	42		
Sentado, de pie	Farmacia	45	81	50	76	55	71	64	62	73	53		
De pie, marcha lenta	Banco	45	81	50	76	55	71	64	62	73	53		
Sentado	Restaurante	48	91	55	84	61	78	71	68	81	58		
Trabajo ligero, banco de taller	Fabrica, trabajo ligero	48	141	55	134	52	127	74	115	92	97		
Baile o danza	Sala de baile	55	159	62	152	69	145	82	132	101	113		
Marcha, 5 Km/h	Fabrica, trabajo bastante penoso	68	184	76	176	83	169	96	156	116	136		
Trabajo penoso	Pista de bowling, fabrica	113	252	117	248	122	243	132	233	152	213		

Fuente: CARRIER, Manual de Aire Acondicionado  
Pag. 1-94 Tabla No 48

- 1.- Por radiación, hacia las paredes del local.
- 2.- Por convección, hacia el aire ambiente.
- 3.- Por evaporación, también hacia el aire ambiente.

Las dos primeras maneras producen calor sensible, mientras que la tercera produce calor latente.

De la misma forma, los animales de laboratorio generan calor según su propio peso y según la actividad a la que son sometidos.

En el Cuadro N° 3.9 se puede obtener la cantidad de calor sensible y latente que cede una persona dependiendo de la temperatura del local y del trabajo que realiza, y en el Cuadro N° 3.10 pueden obtenerse el calor sensible y latente que producen diferentes animales de laboratorio en actividad normal.

### **CUADRO N° 3.10**

#### **CALOR PRODUCIDO POR ANIMALES DE LABORATORIO**

ESPECIE	PESO (GR.)	CALOR TOTAL (BTU/H)	CALOR LATENTE (BTU/H)
RATONES	21	5.0	1.7
HAMSTERS	118	13.2	2.7
RATA	300	33.3	11.5
CERDO	410	46.4	14.9
CONEJO	2,600	77.8	18.1
GATO	3,000	100.0	25.0
PRIMATE NO HUMANO	4,200	127.8	91.7
PERRO	16,000	333.3	83.3

Fuente: ASHRAE Applications Handbook pag. 14.15  
Cuadro N° 11

El número de personas que permanecerá en todo el pabellón de ciencias se considerará de 600, con la siguiente distribución:

Módulos de laboratorio	: 8 personas
Areas de preparados tóxicos	: 3 personas
Areas de lavado y secado	: 5 personas
Areas centrales de usos múltiples	: 6 personas
Areas de oficinas	: 6 personas
Sala de reuniones	: 15 personas

Para la zona correspondiente a los animales del sótano se considerará un equivalente en número de personas, en base al Cuadro N°3.8:

Areas de animales infectados	: 3 personas
Areas de animales no infectados	: 3 personas
Area de Hamsters	: 4 personas
Area de Ratones	: 3 personas
Area de Ratas	: 4 personas
Area de conejos	: 4 personas
Area de cuyes	: 4 personas

#### 3.2.2.4 Fuentes de calor dentro del local.

Además de las personas, que son fuentes de calor y ya fueron consideradas en el acápite anterior, tenemos como fuentes de calor dentro del local a los artefactos de iluminación y a los equipos de laboratorio.



La carga debida a los artefactos de iluminación, tomando en cuenta la potencia nominal de iluminación para laboratorios de investigación, será de hasta  $32 \text{ w/m}^2$  utilizando lámparas fluorescentes, en la cual ya está considerada un 25% adicional de potencia para el accionamiento de la reactancia reguladora.

La carga debida a los equipos de laboratorio ha sido obtenida de los catálogos de los mismos y considerando los equipos de mayor disipación de calor; hornos, estufas, centrífugas y congeladoras, para los cuales se determinó una carga total de 7 Kw.

Considerando que el área aproximada de cada uno de los módulos de laboratorio es de  $70 \text{ m}^2$ , la carga térmica debido a los equipos es de  $100 \text{ w/m}^2$ , valor que concuerda con los estandar de disipación de calor considerado para ambientes de laboratorio como se puede apreciar en el Cuadro N° 3.11 obtenido del manual de la ASHRAE.

### CUADRO 3.11

#### VALORES TÍPICOS DE GANANCIA DE CALOR DEBIDO A EQUIPOS DE LABORATORIO

$W/m^2$

TIPO DE EQUIPAMIENTO	EJEMPLO DE OCUPACION	BASE MAXIMA	PICO MAXIMO	FACTOR DE C.S.
BAJO	QUIMICO BIOLOGICO FISICO	47.3	94.5	0.8 a 0.95
ALTO	FISICO FISICO- QUIMICO	94.5	189.0	0.8 a 0.95
MUY ALTO	ELECTRONICO	220.0	441.0	0.95 a 1.0

Fuente: ASHRAE Applications Handbook pag. 14.3  
Cuadro N° 3

#### 3.2.2.5 Ubicación geográfica.

El nuevo Pabellón de Ciencias de la Universidad Peruana Cayetano Heredia estará ubicado dentro de su Campus Universitario, en el distrito de San Martín de Porres, en la provincia de Lima, a una altura de 42 m. sobre el nivel del mar. La posición geográfica es:

- Latitud 12° 05'
- Longitud 77° 02'

#### 3.2.2.6 Orientación.

El edificio a acondicionar se encontrará ubicado con su eje longitudinal orientado de Nor-Oeste a Sur-Este y su fachada principal orientada hacia el Sur-Oeste.

### 3.2.2.7 Composición de paredes, techos, pisos, puertas y ventanas.

El nuevo pabellón de ciencias de la Universidad Peruana Cayetano Heredia será construido de material noble con las siguientes características:

- a) Paredes Externas.- Las paredes con orientación Nor-Este y Sur-Oeste estarán constituidas de ladrillos macizos de 15 cm. de espesor con un enlucido externo de cemento de 25 mm. y un enlucido interno de cemento de 25 mm. Las paredes con orientación Nor-Oeste y Sur-Este estarán constituidas de ladrillos macizos de 20 cm. de espesor con un enlucido externo de cemento de 25 mm. y un enlucido interno de cemento de 25 mm.
- b) Paredes Internas.- Estarán constituidas de ladrillos huecos de 15 cm. de espesor con enlucido de cemento de 25 mm. a ambos lados.
- c) Techos.- Los techos de cada piso estarán constituidos de ladrillos huecos de 20 cm. de espesor con recubrimiento de cemento de 25 mm a cada lado.
- d) Piso.- El piso del sótano estará conformado por una loza de concreto de 20 cm. de espesor.
- e) Puertas.- Las puertas serán de madera, de un espesor de 3.8 cm.
- f) Ventanas.- Las ventanas serán de vidrio sencillo de 6 mm. de espesor y tendrán marco metálico.

Estos materiales tienen diferentes resistencias al flujo de calor y se muestran en el Cuadro N° 3.12 que fué obtenido del Manual de Aire Acondicionado de Carrier.

### 3.2.3 Aire de renovación necesario.

Para ambientes de laboratorio, la renovación de aire exterior recomendada por el Manual de Aire Acondicionado de Carrier es de  $34 \text{ m}^3/\text{h-persona}$ , siendo su valor mínimo de  $25 \text{ m}^3/\text{h-persona}$ ; la Asociación de Ingenieros de Ventilación Refrigeración y Aire Acondicionado de los EE. UU. (ASHRAE) recomienda un mínimo de dos renovaciones por hora.

Se empleará la última de las recomendaciones que para el tipo de laboratorio en estudio, resulta la más desfavorable.

Por ejemplo, con la recomendación de Carrier resulta un caudal de aire exterior de  $340 \text{ m}^3/\text{h}$  y con la recomendación de la ASHRAE resulta  $400 \text{ m}^3/\text{h}$ . Por consiguiente la toma de aire exterior para cada módulo de laboratorio será considerada en  $400 \text{ m}^3/\text{h}$ .

Las áreas de trabajo con animales deberán ser del tipo 100% de aire exterior, para evitar el mal olor y el contagio en el caso de animales infectados. La ventilación recomendada por la ASHRAE para animales de laboratorio puede verse en el Cuadro N° 3.13 y del cual se considerará una ventilación de 15 renovaciones por hora.

**CUADRO N° 3.13****VENTILACION RECOMENDADA PARA  
AMBIENTES CON ANIMALES**

ESPECIE	N° Mínimo de Renovaciones por Hora (100% de aire ext.)
RATONES	15
HAMSTERS	15
RATA	15
CERDO	15
CONEJO	10
GATO	10
PRIMATE NO HUMANO	10- 15
PERRO	10

Fuente: ASHRAE Applications Handbook  
pag. 14.14 Cuadro N° 8

Para las demas áreas se seguirán las recomendaciones del Cuadro N° 3.14 obtenido del Manual de Aire Acondicionado de Carrier.

### 3.3 Consideraciones para el sistema de aire acondicionado.

Debido a la finalidad de los ambientes a acondicionar, el sistema de aire acondicionado deberá cumplir las siguientes características:

Control individual de la temperatura de los ambientes.

Circulación de aire restringida a un ambiente.

Por consiguiente, se empleará el sistema de refrigeración indirecta centralizado del tipo todo agua,

**CUADRO No 3.14**  
**CAUDALES DE AIRE EXTERIOR**

APLICACION	No DE FUAMDOR	m3/h POR PERSO		m3/h MINIMO POR DE AREA DE SUEL
		RECOME	MINIMA	
Apartamento normal	Pequeno	34	25	6
Apartamento de lujo	Muy Peque	51	42	
Hall de banco	Pequeno	17	13	
Barberia	Grande	25	17	
Salon de belleza	Muy Peque	17	13	
Bolsa	Muy grande	85	51	
Bar	Grande	51	42	
Corredores				
Grandes almacenes	Pequeno	13	8.5	
Sala de consejo	Muy Peque	85	51	
Farmacia	Grande	17	13	1.8
Fabrica	Ninguno	17	13	
Salon de funeraria	Ninguno	17	13	
Garage				
Hospita, quirofano	Ninguno			
Hospital, habitacion priva	Ninguno	51	42	
Hospital, sala comun	Ninguno	34	25	6
Habitacion de hotel	Grande	51	42	6
Cocina restaurante				73
Cocina privada				36.6
Laboratorio	Pequeno	34	25	22.8
Sala de conferencias	Muy grande	85	51	
Despacho comun	Pequeno	25	17	
Despacho privado	Ninguno	42	25	
Despacho privado	Grande	51	42	
Cafeteria	Grande	20	17	
Comedor	Grande	25	20	

Fuente: CARRIER, Manual de Aire Acondicionado

Pag. 1-91 Tabla No 45

compuesto de una planta de enfriamiento (chiller), con condensadores enfriados por aire, y en cada uno de los ambientes a ser acondicionado se emplearán unidades ventilador serpentín (fan-coils), a través de las cuales circulará agua fría.

Este sistema tiene las siguientes ventajas:

El control de la temperatura es más preciso en cada ambiente por poseer cada uno su propia unidad ventilador serpentín con una válvula de tres vías.

Cada unidad recircula solamente el aire de su propio ambiente; de éste modo se reduce al mínimo la recirculación del aire de ambientes contiguos.

Se reducen las obras de albañilería y conductos, debido a que la interconexión con la unidad central es sólo a través de tuberías de agua fría y no a través de ductos.

#### 3.4 Consideraciones para el cálculo y diseño del sistema de distribución de aire.

La distribución de aire acondicionado se efectuará mediante ductos metálicos que transportarán el aire de la unidad ventilador serpentín hasta los difusores convenientemente distribuídos en cada ambiente.

Los ventiladores deberán tener la capacidad necesaria para entregar la cantidad de aire requerido a una presión mayor que la resistencia ofrecida por el sistema de ductos.

#### 3.4.1 Espacio disponible.

Debido a que el sistema de acondicionamiento es del tipo todo agua, la distribución de aire acondicionado será a nivel de cada módulo de laboratorio; para lo cual se ha previsto a lo largo de cada uno de éstos un volado que permitirá ubicar el ducto metálico de distribución.

El espacio disponible para ubicar los ductos de aire acondicionado de las salas de reuniones y de las oficinas, será en un falso techo que existirá en la zona de las salas de reuniones.

Los ductos de distribución de aire acondicionado en las demás zonas serán visibles.

El espacio disponible para los ductos de aire de renovación estará previsto mediante ductos de concreto convenientemente distribuidos que permitan transportar el aire de renovación desde y hacia la azotea del edificio.

#### 3.4.2 Niveles de ruido.

Debido a la finalidad del Nuevo Pabellón de Ciencias, tanto los ductos de distribución de aire acondicionado como los ductos de aire de renovación deberán conservar niveles de ruido por debajo de los límites establecidos en los manuales. Ejemplos comunes se muestran en el Cuadro N° 3.15 obtenido del manual "Audio in Media" de Stanley R. Alten.



CUADRO N° 3.15

NIVELES RELATIVOS DE SONIDO TÍPICOS			
RUÍDO	db	PRESION DEL SONIDO $\text{ dinas/cm}^2$	EJEMPLOS COMUNES
Enson- decedor	120	200	Umbral del dolor Trueno Disparo Taladro neumático Silbido de tren
	100	20	Tañer de gran maquinaria
Muy Alto	80	2	Ferrocarril subterráneo Calle centrada Fabrica ruidosa Interior del avión 'Public address'
Alto	60	0.2	Oficina ruidosa Tren subterráneo Maquinas de escribir Radio a todo volumen Fabrica a todo volumen Fabrica corriente
Moderado	40	0.02	Tienda grande Oficina normal Automovil silenciosa Oficina silenciosa Casa normal
Debil	20	0.002	Biblioteca publica Camino vecinal Conversacion reposada Crujido de papel Murmuro
Muy Debil	0	0.0002	Iglesia tranquila Noche serena en el campo Habitacion a prueba de ruidos

FUENTE: Stanley R. Allen, "Audio in Media"

**CUADRO No 3.16**  
**VELOCIDADES MAXIMAS RECOMENDADAS**  
**PARA SISTEMAS DE BAJA VELOCIDAD**  
**(m/s)**

APLICACION	FACTOR DE CONTROL DEL NIVEL DE RUIDO (CONDUCTOS PRINCIPALES)	FACTOR DE CONTROL - ROZAMIENTO EN CONDUCTO			
		CONDUCTOS PRINCIPALE		CONDUCTOS DERIVADOS	
		Suministro	Retorno	Suministro	Retorno
Residencias	3.0	5.0	4.0	3.0	3.0
Apartamentos	5.0	7.5	6.5	6.0	5.0
Dormitorios de hotel	5.0	7.5	6.5	6.0	5.0
Dormitorios de hospital	5.0	7.5	6.5	6.0	5.0
Oficinas particulares	6.0	10.0	7.5	6.0	6.0
Despachos de directores	6.0	10.0	7.5	6.0	6.0
Bibliotecas	6.0	10.0	7.5	6.0	6.0
Salas de cine y teatro	4.0	6.5	5.5	5.0	4.0
Auditorios	4.0	6.5	5.5	5.0	4.0
Oficinas publicas	7.5	10.0	7.5	6.0	6.0
Restaurantes de primera categori	7.5	10.0	7.5	6.0	6.0
Comercios de primera categoria	7.5	10.0	7.5	6.0	6.0
Bancos	7.5	10.0	7.5	6.0	6.0
Comercios de categoria media	9.0	10.0	7.5	6.0	6.0
Cafeterias	9.0	10.0	7.5	6.0	6.0
Locales industriales	12.5	15.0	9.0	11.0	7.5

En aire acondicionado, estos límites normalmente aparecen como velocidades máximas permisibles del aire dentro del ducto y dependen de la aplicación específica.

En el Cuadro N° 3.16 aparecen las velocidades máximas recomendadas para sistemas de baja velocidad obtenido del Manual de aire acondicionado de Carrier.

Otro factor importante de ruido en el sistema de distribución de aire es el generado por los difusores y rejillas de aire, el mismo que está directamente ligado a la velocidad del aire a través de los mismos.

Por lo tanto, el diseño de los difusores de aire se efectuará considerando los límites de velocidad de salida de aire recomendados los mismos que se presentan en el Cuadro 3.17 y que garantizan niveles de ruido aceptables.

### CUADRO 3.17

#### VELOCIDADES RECOMENDADAS EN DIFUSORES

APLICACION	VELOCIDAD (m/s)
Estudios de radiodifusión	1.5 - 2.5
Residencias	2.5 - 4.0
Apartamentos	2.5 - 4.0
Iglesias	2.5 - 4.0
Dormitorios de hotel	2.5 - 4.0
Teatros	2.5 - 4.0
Oficinas particulares	2.5 - 4.0
Salas de cine	5.0
Oficinas públicas	5.0 - 6.5
Almacenes comerciales	7.5 - 10.0

Similarmente, el diseño de las rejillas de retorno se llevará a cabo empleando las recomendaciones que se muestran en el Cuadro 3.18

### CUADRO 3.18

#### VELOCIDADES RECOMENDADAS EN REJILLAS DE RETORNO

COLOCACION DE LA REJILLA	VELOCIDAD <sup>1</sup> (m/s)
Locales Comerciales:	
Por encima de zonas ocupadas	4.0 y más
Dentro de zona ocupada, no cerca de asientos	3.0 - 4.0
Dentro de zona ocupada, cerca de asientos	2.0 - 3.0
Persianas de puertas o de pared	2.5 - 5.0
Apertura en la parte inferior de las puertas	3.0
Locales Industriales	4.0 y más
Locales Residenciales	2.0 y más

<sup>1</sup> Calculada considerando la sección bruta

Fuente: CARRIER, Manual de Aire Acondicionado  
Pag. 2-84

#### 3.4.3 Control de fuego.

En caso de ocurrir un incendio dentro de alguno de los ambientes acondicionados, el aire de renovación deberá ser cortado debido a que el aire serviría de alimento al fuego.

Para ésto el proyecto de aire acondicionado contemplará dentro de su sistema de aire de renovación, una compuerta de cierre automático en caso de incendio, medida que será adicional a los detectores de humo u

otros que el ingeniero de seguridad prevea para los diferentes ambientes.

#### 3.4.4 Método de cálculo de ductos.

Para el cálculo de los ductos se partirá del método de pérdida de carga constante, que consiste en calcular los ductos de forma que tengan la misma pérdida debida al rozamiento por unidad de longitud a lo largo de todo el sistema.

Este método permitirá dimensionar todo el sistema de ductos y determinar la pérdida de carga total que debe ser superada por el ventilador y que corresponde al recorrido de mayor resistencia (crítico).

Luego el sistema puede ser optimizado reduciendo las dimensiones de los tramos que no pertenezcan al recorrido crítico, con las limitaciones de ruido y de no superar la pérdida de carga del recorrido crítico.

#### 3.4.5 Balance del sistema.

Con el método de cálculo de los ductos antes descrito, se obtienen sistemas cuyos ramales ofrecen resistencias tales que favorecen a una correcta distribución de caudales.

Sin embargo, para garantizar una distribución de aire igual a la proyectada, se colocará en cada difusor, boca de impulsión o rejilla un dispositivo de regulación de caudal del tipo persiana de múltiples hojas y de doble acción.

Además, en cada derivación existirá una compuerta de regulación de caudal.

#### 3.4.6 Distribución de aire.

Para garantizar una correcta distribución del aire después de haber sido insuflado al ambiente acondicionado, se tomarán en cuenta todos aquellos factores determinantes tales como la diferencia de temperaturas entre el ambiente acondicionado y el aire de insuflamiento, las dimensiones del ambiente y el tipo de techo, el caudal de aire de insuflamiento y el alcance del tiro.

Con todos estos factores y con las recomendaciones del Manual de Aire Acondicionado de Carrier, que se muestran en el Cuadro N° 3.19, se dimensionarán correctamente los difusores.

#### 3.5 Consideraciones para el cálculo y diseño del sistema de agua helada.

El sistema de agua helada consistirá de una red de tuberías que interconectará a los grupos de producción de agua helada con las unidades ventilador serpentín empleando bombas de recirculación, una por cada grupo.

Los grupos de producción de agua helada descargarán en un cabezal común y el agua será distribuida a una serie de montantes que se desplazarán por los ductos de concreto y que se encargarán de transportarla a las diferentes unidades ventilador serpentín.

### 3.5.1 Sistema de tuberías de agua.

Para el presente proyecto se empleará el sistema de recirculación cerrado de agua y el sistema de retorno será del tipo invertido de modo tal que facilite el balance del sistema.

### 3.5.2 Consideraciones acerca del ruido y la erosión.

La erosión y el ruido en los sistemas de agua la produce el choque del agua, que se mueve rápidamente conteniendo burbujas de aire, arena u otras materias sólidas, en la superficie interior de la tubería.

Como la erosión es un efecto del tiempo, de los materiales en suspensión en el agua y de la velocidad, se seguirá las recomendaciones de velocidad del Cuadro N° 3.20, en donde los valores máximos indicados se basan en los niveles de sonido permisibles establecidos para agua en movimiento y el aire arrastrado, así como los efectos de la erosión.

## CUADRO N° 3.20

### VELOCIDAD RECOMENDABLE DEL AGUA

SERVICIO O APLICACION	VELOCIDAD (m/s)
DESCARGA A LA BOMBA	2.4 - 3.6
ASPIRACION DE LA BOMBA	1.2 - 2.1
LINEA O TUBERIA DE DESAGUE	1.2 - 2.1
COLECTOR O TUBERIA PRINCIPAL	1.2 - 4.5
MONTANTE O TUBO ASCENDENTE	1.0 - 3.0
SERVICIO GENERAL	1.5 - 3.0
SUMINISTRO DE AGUA DE CIUDAD	1.0 - 2.1

Fuente: CARRIER, Manual de Aire Acondicionado  
Pag. 3-25 Cuadro N°13

### 3.6 Consideraciones para la regulación y control.

#### 3.6.1 Regulación.

Como se indica líneas arriba, se empleará un sistema invertido de retorno de agua que facilitará el balance del sistema, pero para garantizar una buena regulación del flujo de agua y realizar el balance del sistema, se colocará una válvula tipo globo en la conexión de salida de agua de cada una de las unidades ventilador serpentín.

Además, en la conexión de entrada de agua se colocará una válvula de compuerta que, junto con la válvula globo antes descrita, permitirá el desmontaje del equipo con fines de mantenimiento y reparación.

#### 3.6.2 Control.

El control de la temperatura de un ambiente determinado se efectuará por medio de una válvula de tres vías accionada por un termostato de ambiente, ubicado lo más cerca posible a las rejillas de retorno. La válvula de tres vías será instalada en la tubería de ingreso de agua, a las unidades ventilador serpentín (fan coils) y al alcanzarse la temperatura deseada en el ambiente, el termostato actuará sobre esta válvula estableciéndose un by-pass que conecta la tubería de alimentación de agua con la correspondiente al retorno, impidiendo de esta forma la circulación de agua fría a través del serpentín de enfriamiento.



### 3.7 Otras consideraciones.

#### 3.7.1 Ubicación prevista para los equipos.

El proyecto arquitectónico dejó previsto el espacio suficiente para ubicar las unidades ventilador serpentín según el tipo de ambiente:

Módulos de laboratorio; en un falso cielo ubicado en la zona de ingreso.

Areas de preparados tóxicos; colgados del techo.

Areas de lavado y secado; colgados del techo.

Areas centrales de usos múltiples; colgados del techo.

Areas de oficina y salas de reuniones; en un falso cielo.

Areas de trabajo con animales; colgados del techo.

Los grupos de producción de agua fría estarán ubicados en la azotea del edificio.

#### 3.7.2 Características de la energía eléctrica del local.

El nuevo pabellón de ciencias de la Universidad Peruana Cayetano Heredia tendrá ubicada en la azotea una sub estación eléctrica desde la cual se podrá disponer dos líneas de energía eléctrica.

la primera con las siguientes características eléctricas:

Tensión: 440 v

Fases : 3

Ciclos : 60 Hz

La segunda línea con las siguientes características eléctricas:

Tensión: 208/230 v

Fases : 3

Ciclos : 60 Hz

## CAPITULO 4 CALCULO DE LA CAPACIDAD DE LOS EQUIPOS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

En este capítulo van a definirse las capacidades de los equipos acondicionadores que serán capaces de absorber las cargas térmicas de los diferentes ambientes.

Para ello, se hará primero el cálculo de la carga térmica en el mes, día y hora más desfavorables y a esta carga se le adicionará, mediante el análisis psicrométrico, la carga debida al aire de renovación y, cuando sea necesario, la carga debida al recalentamiento.

### 4.1 Cálculo de las cargas térmicas.

El cálculo de carga térmica en verano para los ambientes a acondicionar se efectuará siguiendo la metodología recomendada por la ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.).

Es necesario diferenciar entre la "Ganancia de calor" que está dada por la cantidad instantánea de calor que entra al espacio a acondicionar y la "Carga real o efectiva", la cual es por definición, la cantidad instantánea de calor eliminada por el equipo de acondicionamiento. La ganancia instantánea y la carga

real no son necesariamente coincidentes debido a la inercia térmica o efecto de almacenamiento de calor en las estructuras del edificio que rodean al espacio acondicionado.

Por lo tanto se tomará en cuenta el peso de la estructura para el cálculo del almacenamiento de calor en las estructuras del edificio, hecho que provoca una menor carga térmica en los ambientes a acondicionar y un desfase entre la hora en que se produce la mayor carga en cada ambiente y la hora en que la radiación exterior es máxima. Esta consideración en los cálculos permite optimizar el tamaño de los equipos requeridos.

Cada ambiente a acondicionar, según la orientación de sus paredes exteriores, tiene una hora en que la carga térmica es máxima debido a que el calor radiante del sol se almacena en las estructuras del edificio antes de pasar al ambiente; por este motivo el ventilador serpentín deberá tener una capacidad igual a la máxima carga que se produzca en el ambiente.

La suma de las cargas de las unidades ventilador serpentín de cada uno de los ambientes no define la carga de la unidad central de agua helada, debido a que las máximas cargas térmicas no ocurren en forma simultánea; debiéndose calcular, además de la carga térmica de cada ambiente por separado, la carga térmica del edificio

considerado como un todo, lo que si nos definirá la carga de la unidad central de agua helada.

Los componentes de la carga térmica en los locales a acondicionar con sus respectivos detalles de composición son:

- a) La transmisión de calor a través de las superficies no opacas.

Este primer componente es debido a la ganancia de calor principalmente por radiación y también por convección a través de las superficies acristaladas del local.

Para que el flujo radiante del sol pueda convertirse en una carga para el aire debe incidir sobre una superficie, ser absorbido, aumentar la temperatura de la misma y pasar una parte de este calor al aire por convección y radiación. La parte restante del flujo de calor es almacenada en las estructuras del local.

Para efectuar el cálculo de la carga real de refrigeración se empleará la siguiente fórmula:

$$\begin{aligned} \text{Carga Real de} \\ \text{Refrigeración} \\ Q_{a1} \text{ (Kcal/h)} &= \text{Máxima Aportación solar (Kcal/h-m}^2) \times \\ &\quad \text{Superficie Acristalada (m}^2) \times \\ &\quad \text{Factores de correc. (F1, F2, F3, F4)} \times \\ &\quad \text{Factor de sombra} \times \\ &\quad \text{Factor de Almacenamiento} \\ &\quad \dots\dots\dots \text{(Ecuación N}^\circ \text{ 4.1)} \end{aligned}$$

La Máxima Aportación solar depende del mes considerado, de la ubicación geográfica del local (latitud) y de la orientación de la superficie. Los valores correspondientes pueden obtenerse del Cuadro N° 4.1.

Este cuadro fué elaborado a partir del Cuadro N° 4.2 para los días de máxima aportación solar de cada mes.

Los Factores de Corrección permiten emplear el cuadro de máximas aportaciones para condiciones diferentes a las que fueron empleadas para su elaboración.

Estos factores de corrección aparecen en el Cuadro N° 4.1 y son:

Por marco metálico, F1 - 1.17

Por limpieza de atmósfera, F2 - 15 % máx.

Por altitud, F3 - + 0.7 % por 300 m.

Por pto. de rocío sup. a 19.5°C, F4 - -5 % por 4°C

Por pto. de rocío inf. a 19.5°C, F4 - +5 % por 14°C

El Factor de Sombra tiene en cuenta la reducción de la carga de refrigeración cuando se emplean persianas venecianas interiores o exteriores y cortinas de telas. Estos factores se pueden obtener del Cuadro N° 4.3.

El Factor de Almacenamiento, que se obtiene del Cuadro N° 4.4., depende del N° de horas de funcionamiento al día de la unidad de acondicionamiento, de la hora solar, orientación de la superficie y del peso de la estructura del local en  $\text{Kg/m}^2$  de superficie de suelo.

La carga de refrigeración obtenida por la fórmula descrita no incluye el calor que se transmite como consecuencia de la diferencia de temperaturas entre el aire exterior e interior.

Dicho calor puede ser obtenido de la fórmula siguiente:

$$Q_{a2} = U \times A \times (T_{ex.} - T_{sa.}) \dots\dots(Ecuación N° 4.2)$$

En donde:

$Q_{a2}$  = Calor a través de la superficie acristalada debido a la diferencia de temperaturas entre el exterior e interior (Kcal/h).

$U$  = Coeficiente global de transmisión de calor (Kcal/h-m<sup>2</sup>°C).

$A$  = Superficie acristalada (m<sup>2</sup>).

$T_{ex.}$  = Temperatura exterior (°C).

$T_{sa.}$  = Temperatura de sala (°C).

b) La transmisión de calor a través de las superficies opacas con o sin radiación.

Este flujo de calor es debido no solo a la diferencia entre las temperaturas del aire que baña las caras exteriores e interiores del local, sino también al calor solar radiante absorbido por las exteriores.

Siendo la radiación solar y la diferencia de temperaturas variable durante el día, la intensidad del flujo de calor también lo será, lo cual hace complicado su cálculo por ser un sistema no permanente.

Por lo tanto se ha recurrido al concepto empírico de Diferencia Equivalente de Temperaturas, definida como la diferencia entre las temperaturas del aire interior y exterior que produce el mismo flujo calorífico total a través de la estructura tomando en cuenta la radiación solar variable y la temperatura exterior.

Este flujo de calor se puede obtener por la siguiente fórmula:

$$Q_b = U \times A \times D_{Te} \dots\dots\dots \text{(Ecuación N}^\circ\text{4.3)}$$

En donde:

$Q_b$  - Calor a través de las superficies opacas con o sin radiación (Kcal/h)

$U$  - Coeficiente global de transmisión de calor (Kcal/h-m<sup>2</sup>°C).

$A$  = Area considerada (m<sup>2</sup>)

$D_{Te}$  - Diferencia equivalente de temperaturas (°C)

El valor de la diferencia equivalente de temperaturas depende de tipo de construcción (peso), de la orientación del muro, de la situación geográfica del local (latitud) y del mes y la hora de cálculo.

Esta diferencia equivalente de temperaturas se puede obtener del Cuadro N° 4.5 para el caso de muro soleado o en sombra y del Cuadro N° 4.6 para techo soleado o en sombra.



En el cuadro N° 4.5 las orientaciones corresponden al hemisferio norte, sin embargo pueden ser empleadas para el hemisferio sur, como es nuestro caso, teniendo en cuenta las siguientes equivalencias:

Orientación en el Hemisferio Sur	Orientación en el Hemisferio Norte
Noreste	Sureste
Este	Este
Sureste	Noreste
Sur (sombra)	Norte (sombra)
Suroeste	Noroeste
Oeste	Oeste
Noroeste	Suroeste
Norte	Sur

Los Cuadros N° 4.5 y N° 4.6 han sido elaborados para las siguientes condiciones:

Temperatura exterior	- 35 °C
Temperatura interior	- 27 °C
Variación de la temperatura interior en 24 horas	= 11 °C
Techos y paredes de color oscuro	
Orientación de 40° de Latitud Norte	
Mes de Julio	

Para otras condiciones, como el caso en estudio, es necesario utilizar la expresión:

$$DTe = a + DTes + (b \times Rs)/(Rm) \times (DTem - DTes) \dots \dots$$

\dots \dots (Ecuación N° 4.4)

en donde:

"a" es el coeficiente de corrección para una diferencia de temperaturas entre el exterior e interior diferente de 8 °C y con una variación de temperaturas exterior en 24 horas distinta de 11 °C (Ver el Cuadro N°4.7).

"DTes" es la diferencia equivalente de temperaturas a la hora considerada para la pared a la sombra.

"DTem" es la diferencia equivalente de temperaturas a la hora considerada para la pared soleada (Ver Cuadro N° 4.5 o Cuadro N° 4.6).

"b" es el coeficiente que considera el color de la cara exterior de la pared.

Para paredes de color oscuro como el azul oscuro, rojo oscuro, marron oscuro, etc., se tiene:

$$b = 1.0$$

Para paredes de color medio como el verde, azul o gris claro, se tiene:

$$b = 0.78$$

Para paredes de color claro como el blanco o crema, el valor será:

$$b = 0.55$$

"Rs" es la máxima insolación ( $\text{Kcal/h-m}^2$ ) correspondiente al mes y latitud supuestos, a través de una superficie acristalada vertical para la orientación considerada (en el caso de pared), u horizontal (techo), ver el Cuadro N° 4.1.

"Rm" es la máxima radiación solar ( $\text{Kcal/h-m}^2$ ) correspondiente al mes de Julio, a  $40^\circ$  de latitud Norte, a través de una superficie acristalada, vertical, para la orientación considerada (en el caso de pared), u horizontal (en el caso de techo), ver el Cuadro N° 4.1.

Por último, debe mencionarse que para los ambientes acondicionados que tienen paredes interiores que colindan con ambientes no acondicionados, la diferencia equivalente de temperaturas será igual a la diferencia de temperaturas entre los ambientes respectivos y la ecuación N°4.3 se convierte en:

$$Q_b = U \times A (T_{ext} - T_{int}) \dots\dots \text{(Ecuación N°4.3a)}$$

c) El flujo de calor disipado por las personas dentro del local a acondicionar.

En el cuerpo humano se producen unas transformaciones exotérmicas cuya intensidad es variable según la persona y la actividad desarrollada.

El calor que liberan las personas se puede determinar por las siguientes fórmulas:

$$Q_c \text{ sensible} = C_1 \times N_p \dots \text{(Ecuación N° 4.5)}$$

En donde:

$Q_c$  es el calor sensible ( $\text{Kcal/h}$ )

$C_1$  es el calor sensible que libera una persona

(Ver Cuadro 3.9)

$N_p$  es el número de personas al interior del local

$$Q_c \text{ latente} = C_2 \times N_p \dots (\text{Ecuación N}^\circ 4.6)$$

En donde:

$Q_c$  es el calor latente (Kcal/h)

$C_2$  es el calor latente que libera una persona

(Ver Cuadro 3.9)

$N_p$  es el número de personas al interior del local

d) La ganancia de calor debido a los artefactos de iluminación.

Para la ganancia de calor por iluminación se considerará un valor de carga en vatios por metro cuadrado de área de suelo, tal como se expuso en el acápite 3.2.2.4, por lo tanto la fórmula empleada para este componente de la carga térmica será:

$$Q_d = C \times A_s \times FC \dots (\text{Ecuación N}^\circ 4.7)$$

En donde:

$Q_d$ , es la ganancia de calor por iluminación en (Kcal/h)

$A_s$ , es el área de suelo en ( $m^2$ )

$FC$ , es un factor de conversión de unidades igual a 0.86 Kcal/h-w

$C$ , es la carga por iluminación en watts/ $m^2$  según los siguientes valores:

- Módulos de laboratorio	: 32 W/ $m^2$
Áreas de preparados tóxicos	: 25 W/ $m^2$
Áreas de lavado y secado	: 25 W/ $m^2$
Áreas de oficina	: 25 W/ $m^2$
Salas de reuniones	: 16 W/ $m^2$
Salas de animales	: 15 W/ $m^2$

e) La ganancia de calor debido a diversos aparatos que generan calor.

Este componente de la carga térmica se tomará como 100 w/m<sup>2</sup>, según se detalla en el acápite 3.2.2.4.

f) La ganancia de calor debido al aire externo.

La renovación continua de aire del local produce una carga térmica como consecuencia de la necesidad de traer el aire atmosférico de las condiciones exteriores a las condiciones del local.

Por lo tanto la ganancia de calor por aire exterior se describe mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{fs} = m_e \times 0.24 \times (T_{ex} - T_{sa}) \dots (\text{Ecuación N}^\circ 4.8)$$

En donde:

$Q_{fs}$ , es la ganancia de calor sensible (Kcal/h)

$m_e$ , es el flujo de masa de aire exterior (Kg/h)

$T_{ex}$ , es la temperatura exterior (°C)

$T_{sa}$ , es la temperatura de sala (°C)

Además,

$$Q_{fl} = m_e \times 590 \times (W_{ex} - W_{sa}) \dots (\text{Ecuación N}^\circ 4.9)$$

En donde:

$Q_{fl}$ , es la ganancia de calor latente (Kcal/h)

$m_e$ , es el flujo de masa de aire exterior (Kg/h)

$W_{ex}$ , es la humedad específica del aire exterior  
(Kg de agua / Kg aire seco)

$W_{sa}$ , es la humedad específica del aire de sala  
(Kg de agua / Kg aire seco)

A continuación se efectuará la determinación del mes, día y hora de máxima carga térmica y el cálculo de la carga térmica de cada uno de los ambientes a acondicionar del Nuevo Pabellón de Ciencias de la Universidad Peruana Cayetano Heredia.

#### 4.1.1 Determinación del mes, día y hora de cálculo.

Debido a que existen componentes de la carga térmica que aportan calor en forma variable con el tiempo, se va a determinar el momento en que la suma de cargas variables es máxima en cada ambiente.

Dichas cargas variables, que son determinantes para la correcta selección del mes, día y hora de cálculo, son:

- a) Transmisión de calor a través de las superficies que reciben radiación solar.

En este caso está considerada la ganancia de calor debido a la radiación solar a través de vidrios, muros y techos expuestos al sol.

b) Transmisión de calor a través de las superficies que no reciben radiación solar.

En este caso se considera a los vidrios y muros que no reciben radiación solar, es decir, a la ganancia de calor debido a la diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior.

c) Otros componentes variables.

En este caso están considerados los demás componentes de la carga térmica que son variables, los cuales son la ganancia de calor debido a la iluminación y la ganancia debido a las personas.

Todas estas cargas no tienen un pico simultáneamente y por lo tanto debe determinarse el momento en que la suma de todos estos componentes sea máxima.

A continuación se presenta el cálculo detallado para uno de los ambientes, el correspondiente a un módulo de laboratorio, y los resultados para los 172 ambientes restantes del Pabellón, según la relación presentada en el acápite 3.2.2.1, así como el correspondiente al cálculo del pabellón como un todo.

El **cálculo** detallado corresponde al módulo de laboratorio No 511, ubicado en el quinto piso y en una esquina con el techo y dos paredes exteriores, una con orientación Sur-Oeste y la otra con orientación Nor-Oeste.

Los datos del ambiente son:

Datos generales:

N° de superficies exteriores	3
N° de superficies interiores	3
N° de personas	8
Iluminación	32 w/m <sup>2</sup>
Temp. de sala	24 °C
Humedad relativa de sala	50 %
Area del ambiente	70 m <sup>2</sup>
Peso de la estructura	700 Kg/m <sup>2</sup>
Horas de func. del local	24 h
Hora de encendido de las luces	18:00 hrs
Hora de apagado de las luces	06:00 hrs
Hora de ingreso de las personas	08:00 hrs
Hora de salida de las personas	20:00 hrs

Pared exterior SO:

Area de muro	15.0 m <sup>2</sup>
Coef. Global de transf. muro	1.92 Kcal/h°C m <sup>2</sup>
Peso del Muro	294 Kg/m <sup>2</sup>
Color del muro	Medio
Area de vidrio	4.0 m <sup>2</sup>
Coef. Global de transf. vidrio	5.2 Kcal/h°C m <sup>2</sup>
Factor de sombra	0.94
Factor de marco metálico	1.17

Pared exterior NO:

Area de muro	37.0 m <sup>2</sup>
Coef. Global de transf. del muro	1.66 Kcal/h°C m <sup>2</sup>
Peso del Muro	464 Kg/m <sup>2</sup>
Color del muro	Medio
Area de vidrio	0.0 m <sup>2</sup>

Techo exterior:

Area del techo	70.0 m <sup>2</sup>
Coef. Global de transf. techo	1.78 Kcal/h°C m <sup>2</sup>
Peso del techo	371 Kg/m <sup>2</sup>
Color del techo	Medio

Piso:

Area del piso	70.2 m <sup>2</sup>
Coef. Global de transf. piso	1.39 Kcal/h°C m <sup>2</sup>
Peso del piso	336 Kg/m <sup>2</sup>



## Pared interior SE:

Area de muro	35.7 m <sup>2</sup>
Coef. Global de transf. muro	1.47 Kcal/h°C
Area de puertas	1.72 m <sup>2</sup>
Coef. Global de transf. puertas	1.8 Kcal/h°C m <sup>2</sup>

## Pared interior NE:

Area de muro	16.51 m <sup>2</sup>
Coef. Global de transf. muro	1.47 Kcal/h°C m <sup>2</sup>
Area de puertas	2.68 m <sup>2</sup>
Coef. Global de transf. puertas	1.8 Kcal/h°C m <sup>2</sup>

Con todos estos datos se va a calcular, para cada hora del día más crítico de cada mes de verano, la carga térmica debido a la radiación solar a través de vidrios, muros y techo, la transmisión de calor a través de las superficies sin radiación, la carga debido a la iluminación y la carga debido a las personas.

a) Transmisión de calor a través de las superficies que reciben radiación solar.

El primer componente debido a la radiación solar es la ganancia de calor a través del vidrio.

Al aplicar la Ecuación 4.1 será necesario ir variando los valores del factor de almacenamiento según se varíe la hora de cálculo y además será necesario ir variando los valores de la máxima aportación solar conforme se varíe el mes de cálculo.

La única pared que tiene superficies acristaladas es la correspondiente a la orientación Sur-Oeste.

Para el mes de Enero a las 6 de la mañana tenemos:

$$\text{Máxima aportación solar} = 395.6 \times 1.07 = 423.29 \text{ Kcal/h.m}^2$$

(Cuadro N°4.1).

Factores de corrección:

F1 (marco metálico) - 1.17

F2 (limpieza atm.) - 0.9

F3 (altitud) -  $1+0.07*42/300$  - 1.009

F4 (punto de rocío) -  $1-0.05*3.5/4$  - 0.956

Factor de sombra = 0.90 (Cuadro N° 4.3)

Factor de almacenamiento = 0.078 (Cuadro N° 4.4)

Luego, el valor de la carga térmica será:

$$Q = 423.29*4*1.17*0.9*1.009*0.956*0.9*0.078$$

$$Q = 120.1 \text{ Kcal/h}$$

A continuación, en el cuadro N° 4.8 se muestran los resultados de este mismo cálculo para todas las horas del día de los meses de Enero a Abril, valores que pueden ser apreciados gráficamente en el Gráfico N° 4.1.

En dicho gráfico se ha incluido la curva de la ganancia instantánea de calor en el mes de Enero, pudiéndose observar claramente que debido al almacenamiento de calor en las estructuras del edificio se produce una disminución del valor máximo de la carga térmica, a la vez que ocurre un desfase entre la hora de máxima ganancia de calor y la de máxima carga térmica del ambiente.

El segundo componente debido a la radiación solar es el debido a la ganancia de calor a través de los muros y techo soleados.

Para este caso se va a determinar la carga térmica mediante el empleo de las ecuaciones N° 4.3 y N°4.4 para

**CUADRO No 4.8**  
**CARGA TERMICA SUPERFICIE ACRISTALADA**  
**ORIENTACION = SUR-OESTE**  
**AREA DE VIDRIO = 4 m<sup>2</sup>**

HORA SOLAR	ENERO			FEBRERO			MARZO			ABRIL		
	M.A.S. Kc/h.m2	F.alm.	C.TERM. Kcal/h	M.A.S. Kc/h.m2	F.alm.	C.TERM. Kcal/h	M.A.S. Kc/h.m2	F.alm.	C.TERM. Kcal/h	M.A.S. Kc/h.m2	F.alm.	C.TERM. Kcal/h
6	423.29	0.078	120.18	345.60	0.078	98.12	270.20	0.078	76.72	171.40	0.078	48.66
7	423.29	0.088	135.59	345.60	0.088	110.70	270.20	0.088	86.55	171.40	0.088	54.90
8	423.29	0.098	151.00	345.60	0.098	123.28	270.20	0.098	96.39	171.40	0.098	61.14
9	423.29	0.098	151.00	345.60	0.098	123.28	270.20	0.098	96.39	171.40	0.098	61.14
10	423.29	0.100	154.08	345.60	0.100	125.80	270.20	0.100	98.35	171.40	0.100	62.39
11	423.29	0.100	154.08	345.60	0.100	125.80	270.20	0.100	98.35	171.40	0.100	62.39
12	423.29	0.100	154.08	345.60	0.100	125.80	270.20	0.100	98.35	171.40	0.100	62.39
13	423.29	0.100	154.08	345.60	0.100	125.80	270.20	0.100	98.35	171.40	0.100	62.39
14	423.29	0.160	246.53	345.60	0.160	201.28	270.20	0.160	157.36	171.40	0.160	99.82
15	423.29	0.332	511.54	345.60	0.332	417.65	270.20	0.332	326.53	171.40	0.332	207.13
16	423.29	0.496	764.23	345.60	0.496	623.96	270.20	0.496	487.80	171.40	0.496	309.45
17	423.29	0.618	952.20	345.60	0.618	777.43	270.20	0.618	607.82	171.40	0.618	385.57
18	423.29	0.608	936.80	345.60	0.608	764.85	270.20	0.608	597.99	171.40	0.608	379.33
19	423.29	0.198	305.07	345.60	0.198	249.08	270.20	0.198	194.74	171.40	0.198	123.53
20	423.29	0.172	265.01	345.60	0.172	216.37	270.20	0.172	169.17	171.40	0.172	107.31
21	423.29	0.150	231.12	345.60	0.150	188.70	270.20	0.150	147.53	171.40	0.150	93.58
22	423.29	0.128	197.22	345.60	0.128	161.02	270.20	0.128	125.89	171.40	0.128	79.86
23	423.29	0.118	181.81	345.60	0.118	148.44	270.20	0.118	116.06	171.40	0.118	73.62
24	423.29	0.098	151.00	345.60	0.098	123.28	270.20	0.098	96.39	171.40	0.098	61.14
1	423.29	0.088	135.59	345.60	0.088	110.70	270.20	0.088	86.55	171.40	0.088	54.90
2	423.29	0.078	120.18	345.60	0.078	98.12	270.20	0.078	76.72	171.40	0.078	48.66
3	423.29	0.076	117.10	345.60	0.076	95.61	270.20	0.076	74.75	171.40	0.076	47.42
4	423.29	0.068	104.77	345.60	0.068	85.54	270.20	0.068	66.86	171.40	0.068	42.42
5	423.29	0.058	89.36	345.60	0.058	72.96	270.20	0.058	57.04	171.40	0.058	36.19

cada hora del día en cada uno de los meses comprendidos entre Enero y Abril inclusive.

El cálculo se efectuará para cada uno de los muros exteriores, es decir para el muro con orientación Nor-Oeste, para el muro con orientación Sur-Oeste y para el techo.

Muro con orientación Sur-Oeste:

Al emplear la Ecuación 4.3 y la Ecuación 4.4 se deberá ir variando la diferencia equivalente de temperaturas para la pared a la sombra ( $DT_{es}$ ) y la diferencia equivalente de temperaturas para la pared soleada ( $DT_{em}$ ) conforme se varíe la hora de cálculo y por otro lado se deberá ir variando la corrección para una diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior diferente de  $8^{\circ}\text{C}$  ( $a$ ) y la máxima insolación ( $R_s$ ) según se varíe el mes de cálculo.

Para el mes de Enero a las 6 de la mañana tenemos:

$$U \text{ (coef. global)} = 1.92 \text{ Kcal/h.}^{\circ}\text{C}$$

$$a = -0.2325 \text{ (Cuadro N}^{\circ} \text{ 4.7)}$$

$$DT_{es} = -1.700 \text{ (Cuadro N}^{\circ} \text{ 4.5)}$$

$$DT_{em} = -1.118 \text{ (Cuadro N}^{\circ} \text{ 4.5).}$$

$$b = 0.78$$

$$R_s = 395.6 * 1.07 = 423.29 \text{ Kcal/h.m}^2 \text{ (Cuadro N}^{\circ} \text{ 4.1)}$$

$$R_m = 339 \text{ Kcal/h.m}^2 \text{ (Cuadro N}^{\circ} \text{ 4.1)}$$

Luego tenemos:

$$DT_e = -0.2325 - 1.7 + 0.78 * 423.29 / 339 * (-1.118 + 1.7)$$

$$DT_e = -1.366 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$Q = 1.92 * 15 * (-1.366) = -39.33 \text{ Kcal/h}$$

El cálculo para las demás horas del mes de Enero y para los otros meses se encuentra en el Cuadro N° 4.9-A.

Similarmente, en el Cuadro N° 4.9-B y en el Cuadro N° 4.9-C se encuentran los resultados de este mismo cálculo para el muro orientado hacia el Nor-Oeste y el techo respectivamente.

Estos resultados se presentan también en forma gráfica en los Gráficos N°4.2, N°4.3, N°4.4 y N°4.5 para los meses de Enero, Febrero, Marzo y Abril respectivamente.

En los gráficos mencionados se muestra los efectos de cada muro así como el total, pudiéndose apreciar la tendencia sinusoidal con pico en las horas de la tarde.

b) Transmisión de calor a través de las superficies que no reciben radiación solar.

Para evaluar la transmisión de calor en este caso se ha elaborado, a partir de la información del SENAMHI resumida en el Cuadro N° 3.7 y de los datos del Cuadro N° 3.8, el Cuadro N° 4.10-A que corresponde a la variación de la temperatura del ambiente exterior durante el día para cada mes de Enero a Abril, información que se muestra también en el Gráfico N° 4.6.

Con estos valores se puede calcular la cantidad de calor que ingresa al ambiente debido a la diferencia de temperatura entre el interior y exterior durante todo el día.

**CUADRO No 4.9-A**  
**CARGA TERMICA SUPERFICIE OPACA**  
**ORIENTACION = SUR-OESTE**

AREA DE MURO = 15 m<sup>2</sup>

HORA SOLAR	ENERO (α=-0.2325)			FEBRERO (α=-0.179)			MARZO (α=-0.0075)			ABRIL (α=-0.5955)						
	Rs Kq/h.m <sup>2</sup>	DTes C	DTem C	C.TERM Kcal/h	Rs Kq/h.m	DTes C	DTem C	C.TERM Kcal/h	Rs Kq/h.m	DTes C	DTem C	C.TERM Kcal/h				
6	423.29	-1.700	-1.118	-39.33	345.60	-1.700	-1.118	-40.79	270.20	-1.700	-1.118	-38.76	171.40	-1.700	-1.118	-59.50
7	423.29	-1.700	-1.715	-56.08	345.60	-1.700	-1.715	-54.46	270.20	-1.700	-1.715	-49.44	171.40	-1.700	-1.715	-66.28
8	423.29	-2.200	-2.200	-70.06	345.60	-2.200	-2.200	-68.52	270.20	-2.200	-2.200	-63.58	171.40	-2.200	-2.200	-80.51
9	423.29	-1.700	-1.682	-55.15	345.60	-1.700	-1.682	-53.70	270.20	-1.700	-1.682	-48.85	171.40	-1.700	-1.682	-65.91
10	423.29	-1.100	-1.067	-37.45	345.60	-1.100	-1.067	-36.08	270.20	-1.100	-1.067	-31.31	171.40	-1.100	-1.067	-48.46
11	423.29	-0.470	0.051	-5.62	345.60	-0.470	0.051	-6.76	270.20	-0.470	0.051	-4.42	171.40	-0.470	0.051	-24.77
12	423.29	0.066	1.166	26.06	345.60	0.066	1.166	21.34	270.20	0.066	1.166	21.38	171.40	0.066	1.166	-2.76
13	423.29	1.781	3.366	89.06	345.60	1.781	3.366	82.44	270.20	1.781	3.366	79.46	171.40	1.781	3.366	52.14
14	423.29	3.366	4.469	121.18	345.60	3.366	4.469	117.05	270.20	3.366	4.469	116.47	171.40	3.366	4.469	92.32
15	423.29	4.469	5.653	155.22	345.60	4.469	5.653	150.67	270.20	4.469	5.653	149.69	171.40	4.469	5.653	125.00
16	423.29	5.569	6.898	190.97	345.60	5.569	6.898	185.67	270.20	5.569	6.898	183.97	171.40	5.569	6.898	158.33
17	423.29	6.133	11.898	331.64	345.60	6.133	11.898	303.50	270.20	6.133	11.898	279.64	171.40	6.133	11.898	224.96
18	423.29	6.700	16.865	471.39	345.60	6.700	16.865	420.60	270.20	6.700	16.865	374.75	171.40	6.700	16.865	291.26
19	423.29	6.664	17.302	483.62	345.6	6.664	17.302	430.39	270.20	6.664	17.302	382.18	171.40	6.664	17.302	295.60
20	423.29	6.631	17.833	498.49	345.6	6.631	17.833	442.36	270.20	6.631	17.833	391.03	171.40	6.631	17.833	301.05
21	423.29	5.434	11.649	324.13	345.6	5.434	11.649	293.68	270.20	5.434	11.649	267.56	171.40	5.434	11.649	209.94
22	423.29	4.334	6.598	181.63	345.6	4.334	6.598	171.51	270.20	4.334	6.598	165.14	171.40	4.334	6.598	133.38
23	423.29	3.234	4.334	117.30	345.6	3.234	4.334	113.18	270.20	3.234	4.334	112.62	171.40	3.234	4.334	88.48
24	423.29	2.134	3.234	85.62	345.6	2.134	3.234	81.50	270.20	2.134	3.234	80.94	171.40	2.134	3.234	56.80
1	423.29	1.067	2.134	53.96	345.6	1.067	2.134	50.01	270.20	1.067	2.134	48.62	171.40	1.067	2.134	25.70
2	423.29	0.47	1.634	39.49	345.6	0.47	1.634	35.04	270.20	0.47	1.634	34.16	171.40	0.47	1.634	9.61
3	423.29	-0.015	0.47	6.49	345.6	-0.015	0.47	5.52	270.20	-0.015	0.47	8.04	171.40	-0.015	0.47	-12.07
4	423.29	-0.052	-0.033	-7.66	345.6	-0.052	-0.033	-6.22	270.20	-0.052	-0.033	-1.37	171.40	-0.052	-0.033	-18.43
5	423.29	-1.100	-0.518	-22.05	345.6	-1.100	-0.518	-23.51	270.20	-1.100	-0.518	-21.48	171.40	-1.100	-0.518	-42.22

**CUADRO No 4.9-B**  
**CARGA TERMICA SUPERFICIE OPACA**  
**ORIENTACION = NOR-OESTE**  
**AREA DE MURO = 37 m<sup>2</sup>**

HORA SOLAR	ENERO (a=-0.2325)				FEBRERO (a=-0.179)				MARZO (a=-0.0075)				ABRIL (a=-0.5955)			
	Rs Kc/h.m	DTes C	DTem C	C.TERM Kcal/h	Rs Kc/h.m	DTes C	DTem C	C.TERM Kcal/h	Rs Kc/h.m	DTes C	DTem C	C.TERM Kcal/h	Rs Kc/h.m	DTes C	DTem C	C.TERM Kcal/h
6	202.44	0.104	3.396	64.92	264.40	0.104	3.396	116.61	351.00	0.104	3.396	166.85	409.80	0.104	3.396	157.69
7	202.44	0.104	2.386	56.45	264.40	0.104	2.386	79.42	351.00	0.104	2.386	117.48	409.80	0.104	2.386	100.05
8	202.44	-0.396	2.706	48.85	264.40	-0.396	2.706	78.91	351.00	-0.396	2.706	126.85	409.80	-0.396	2.706	116.14
9	202.44	-0.306	2.296	40.29	264.40	-0.306	2.296	66.02	351.00	-0.306	2.296	107.94	409.80	-0.306	2.296	93.13
10	202.44	-0.198	1.804	30.00	264.40	-0.198	1.804	50.56	351.00	-0.198	1.804	85.24	409.80	-0.198	1.804	65.52
11	202.44	-0.090	2.386	50.00	264.40	-0.090	2.386	74.65	351.00	-0.090	2.386	115.04	409.80	-0.090	2.386	99.21
12	202.44	0.000	2.904	67.59	264.40	0.000	2.904	95.94	351.00	0.000	2.904	141.49	409.80	0.000	2.904	129.16
13	202.44	0.716	3.990	122.00	264.40	0.716	3.990	153.54	351.00	0.716	3.990	203.56	409.80	0.716	3.990	194.25
14	202.44	1.496	4.814	171.15	264.40	1.496	4.814	203.07	351.00	1.496	4.814	253.62	409.80	1.496	4.814	244.67
15	202.44	2.186	7.888	280.74	264.40	2.186	7.888	333.23	351.00	2.186	7.888	412.53	409.80	2.186	7.888	423.11
16	202.44	2.794	9.600	349.21	264.40	2.794	9.600	411.22	351.00	2.794	9.600	503.84	409.80	2.794	9.600	523.46
17	202.44	3.394	12.180	441.89	264.40	3.394	12.180	520.98	351.00	3.394	12.180	637.48	409.80	3.394	12.180	673.31
18	202.44	3.502	13.600	485.51	264.40	3.502	13.600	575.93	351.00	3.502	13.600	708.25	409.80	3.502	13.600	754.82
19	202.44	3.502	13.99	496.50	264.40	3.502	13.99	590.29	351.00	3.502	13.99	727.31	409.80	3.502	13.99	777.08
20	202.44	4.814	14.31	549.12	264.40	4.814	14.31	634.34	351.00	4.814	14.31	759.40	409.80	4.814	14.31	801.05
21	202.44	4.188	12.49	477.01	264.40	4.188	12.49	551.93	351.00	4.188	12.49	662.59	409.80	4.188	12.49	694.46
22	202.44	3.498	10.99	411.79	264.40	3.498	10.99	479.72	351.00	3.498	10.99	580.61	409.80	3.498	10.99	605.65
23	202.44	2.89	7.508	293.42	264.40	2.89	7.508	336.55	351.00	2.89	7.508	402.70	409.80	2.89	7.508	404.48
24	202.44	2.2	5.104	202.72	264.40	2.2	5.104	231.06	351.00	2.2	5.104	276.62	409.80	2.2	5.104	264.28
1	202.44	1.592	5.014	179.98	264.40	1.592	5.014	212.79	351.00	1.592	5.014	264.60	409.80	1.592	5.014	256.50
2	202.44	1.484	4.496	161.70	264.40	1.484	4.496	191.06	351.00	1.484	4.496	237.92	409.80	1.484	4.496	226.47
3	202.44	0.902	4.496	142.45	264.40	0.902	4.496	176.74	351.00	0.902	4.496	230.62	409.80	0.902	4.496	223.94
4	202.44	0.812	3.914	123.05	264.40	0.812	3.914	153.10	351.00	0.812	3.914	201.05	409.80	0.812	3.914	190.33
5	202.44	0.212	3.504	91.55	264.40	0.212	3.504	123.24	351.00	0.212	3.504	173.48	409.80	0.212	3.504	164.32

**CUADRO No 4.9-C**  
**CARGA TERMICA SUPERFICIE OPACA**  
**ORIENTACION = HORIZONTAL**  
**AREA DE TECHO = 70 m<sup>2</sup>**

HORA SOLAR	ENERO ( $\alpha = -0.2325$ )						FEBRERO ( $\alpha = -0.179$ )						MARZO ( $\alpha = -0.0075$ )						ABRIL ( $\alpha = -0.5955$ )					
	Rs Kcal/h.m	DTes C	DTEM C	C.TERM Kcal/h	Rs Kcal/h.m	DTes C	DTEM C	C.TERM Kcal/h	Rs Kcal/h.m	DTes C	DTEM C	C.TERM Kcal/h	Rs Kcal/h.m	DTes C	DTEM C	C.TERM Kcal/h	Rs Kcal/h.m	DTes C	DTEM C	C.TERM Kcal/h				
																					Rs	DTes	DTEM	C.TERM
6	718.18	-1.700	6.562	673.12	676.20	-1.700	6.562	626.36	661.40	-1.700	6.562	628.90	611.20	-1.700	6.562	491.75								
7	718.18	-1.700	6.033	614.61	676.20	-1.700	6.033	571.27	661.40	-1.700	6.033	575.01	611.20	-1.700	6.033	441.95								
8	718.18	-1.100	5.288	540.59	676.20	-1.100	5.288	505.95	661.40	-1.100	5.288	512.75	611.20	-1.100	5.288	390.10								
9	718.18	-1.100	5.462	559.83	676.20	-1.100	5.462	524.07	661.40	-1.100	5.462	530.48	611.20	-1.100	5.462	406.48								
10	718.18	-1.100	6.033	623.00	676.20	-1.100	6.033	583.54	661.40	-1.100	6.033	588.65	611.20	-1.100	6.033	460.23								
11	718.18	-0.500	6.881	725.19	676.20	-0.500	6.881	684.13	661.40	-0.500	6.881	688.67	611.20	-0.500	6.881	558.34								
12	718.18	0.000	8.900	955.52	676.20	0.000	8.900	904.63	661.40	0.000	8.900	905.71	611.20	0.000	8.900	763.63								
13	718.18	1.100	12.200	1335.93	676.20	1.100	12.200	1270.82	661.40	1.100	12.200	1266.89	611.20	1.100	12.200	1107.80								
14	718.18	2.200	14.574	1613.92	676.20	2.200	14.574	1540.57	661.40	2.200	14.574	1533.73	611.20	2.200	14.574	1364.79								
15	718.18	3.300	16.064	1794.12	676.20	3.300	16.064	1718.24	661.40	3.300	16.064	1710.52	611.20	3.300	16.064	1538.56								
16	718.18	4.400	18.264	2052.85	676.20	4.400	18.264	1969.87	661.40	4.400	18.264	1959.63	611.20	4.400	18.264	1779.17								
17	718.18	5.000	19.893	2241.44	676.20	5.000	19.893	2151.80	661.40	5.000	19.893	2139.22	611.20	5.000	19.893	1950.80								
18	718.18	5.500	20.919	2361.92	676.20	5.500	20.919	2268.88	661.40	5.500	20.919	2255.10	611.20	5.500	20.919	2062.62								
19	718.18	5.500	20.745	2342.68	676.20	5.500	20.745	2250.76	661.40	5.500	20.745	2237.38	611.20	5.500	20.745	2046.24								
20	718.18	5.500	19.574	2213.14	676.20	5.500	19.574	2128.80	661.40	5.500	19.574	2118.09	611.20	5.500	19.574	1936.00								
21	718.18	5.000	18.900	2131.60	676.20	5.000	18.900	2048.38	661.40	5.000	18.900	2038.06	611.20	5.000	18.900	1857.32								
22	718.18	4.400	18.407	2068.67	676.20	4.400	18.407	1994.76	661.40	4.400	18.407	1974.20	611.20	4.400	18.407	1792.64								
23	718.18	3.300	17.162	1915.57	676.20	3.300	17.162	1832.60	661.40	3.300	17.162	1822.37	611.20	3.300	17.162	1641.93								
24	718.18	2.200	15.888	1759.27	676.20	2.200	15.888	1677.42	661.40	2.200	15.888	1667.59	611.20	2.200	15.888	1488.49								
1	718.18	1.100	14.188	1555.84	676.20	1.100	14.188	1477.87	661.40	1.100	14.188	1469.40	611.20	1.100	14.188	1294.94								
2	718.18	0.500	11.988	1304.09	676.20	0.500	11.988	1236.47	661.40	0.500	11.988	1231.65	611.20	0.500	11.988	1069.56								
3	718.18	0.000	10.462	1128.30	676.20	0.000	10.462	1067.31	661.40	0.000	10.462	1064.83	611.20	0.000	10.462	910.68								
4	718.18	-0.500	9.188	980.38	676.20	-0.500	9.188	924.40	661.40	-0.500	9.188	923.68	611.20	-0.500	9.188	775.51								
5	718.18	-1.100	7.307	763.92	676.20	-1.100	7.307	716.22	661.40	-1.100	7.307	718.43	611.20	-1.100	7.307	580.16								



**CUADRO No 4.10-A**  
**TEMPERATURA AMBIENTE EXTERIOR**

HORA SOLAR	TEMPERATURA EXTERIOR			
	ENERO oC	FEBREPO oC	MARZO oC	ABRIL oC
6	23.86	23.78	23.95	23.31
7	23.99	23.96	24.13	23.50
8	24.17	24.21	24.39	23.77
9	24.81	24.86	25.04	24.42
10	25.44	25.51	25.69	25.07
11	25.92	26.05	26.24	25.64
12	26.40	26.60	26.80	26.20
13	27.55	27.75	27.95	27.35
14	28.70	28.90	29.10	28.50
15	29.20	29.40	29.60	29.00
16	28.70	28.90	29.10	28.50
17	28.40	28.60	28.80	28.20
18	28.10	28.30	28.50	27.90
19	27.25	27.42	27.61	27.01
20	26.39	26.54	26.73	26.12
21	25.59	25.70	25.89	25.28
22	24.78	24.87	25.06	24.44
23	24.33	24.34	24.52	23.89
24	23.88	23.81	23.98	23.34
1	23.88	23.81	23.98	23.34
2	23.83	23.76	23.93	23.29
3	23.78	23.71	23.88	23.24
4	23.76	23.68	23.85	23.21
5	23.66	23.58	23.75	23.11

La ganancia de calor a través de la superficie del vidrio ha sido evaluada empleando la ecuación N° 4.2 mostrándose los resultados en el Cuadro N° 4.10-B y en el Gráfico N° 4.7.

Similarmente, la ganancia de calor a través de los muros que no reciben radiación se han incluido en el Cuadro N° 4.10-C y en el Gráfico N° 4.8.

De los gráficos, podemos observar que el flujo de calor hacia el ambiente tiene la misma tendencia que la variación de temperatura exterior durante el día.

c) Otros componentes variables.

El primer elemento considerado es la ganancia de calor debido al alumbrado, la cual es variable durante el día según el factor de almacenamiento en las estructuras del edificio que se muestra en el Cuadro N° 4.11-A.

Con estos valores y con los datos de carga por iluminación y peso de la estructura se ha elaborado el Cuadro N° 4.11-B que presenta los valores de carga térmica debida al alumbrado para cada hora del día.

Estos valores de carga térmica son mostrados en el Gráfico N° 4.9, en el que se puede apreciar que el máximo valor de carga por alumbrado se da momentos antes de apagar las luces a las 6:00 am.

El último componente variable de la carga térmica es el debido a las personas.

El calor latente que liberan las personas dentro del ambiente a acondicionar puede ser considerado

**CUADRO No 4.10-B**  
**CONVECCION A TRAVES DE SUPERFICIE ACRISTALADA**

HORA SOLAR	ENERO Kcal/h	FEBRERO Kcal/h	MARZO Kcal/h	ABRIL Kcal/h
6	-3.02	-4.53	-1.14	-14.37
7	-0.16	-0.77	2.74	-10.37
8	3.60	4.35	8.05	-4.88
9	16.76	17.85	21.60	8.71
10	29.92	31.35	35.14	22.30
11	39.92	42.72	46.69	34.03
12	49.92	54.08	58.24	45.76
13	73.84	78.00	82.16	69.68
14	97.76	101.92	106.08	93.60
15	108.16	112.32	116.48	104.00
16	97.76	101.92	106.08	93.60
17	91.52	95.68	99.84	87.36
18	85.28	89.44	93.60	81.12
19	67.51	71.10	75.18	62.63
20	49.73	52.76	56.76	44.13
21	33.00	35.46	39.38	26.68
22	16.27	18.15	22.01	9.23
23	6.85	7.15	10.79	-2.20
24	-2.56	-3.85	-0.43	-13.63
1	-2.56	-3.85	-0.43	-13.63
2	-3.60	-4.89	-1.47	-14.67
3	-4.64	-5.93	-2.51	-15.71
4	-5.10	-6.61	-3.22	-16.45
5	-7.18	-8.69	-5.30	-18.53

**CUADRO No 4.10-C**  
**CARGA TERMICA A TRAVES DE**  
**MUROS INTERIORES (SIN RADIACION)**

HORA SOLAR	ENERO Kcal/h	FEBRERO Kcal/h	MARZO Kcal/h	ABRIL Kcal/h
6	-26.71	-40.16	-10.13	-127.29
7	-1.44	-6.84	24.28	-91.82
8	31.87	38.54	71.29	-43.22
9	148.42	158.10	191.27	77.16
10	264.97	277.67	311.24	197.53
11	353.54	378.31	413.51	301.40
12	442.10	478.95	515.79	405.26
13	653.95	690.79	727.63	617.10
14	865.79	902.63	939.47	828.95
15	957.89	994.73	1031.58	921.05
16	865.79	902.63	939.47	828.95
17	810.52	847.37	884.21	773.68
18	755.26	792.10	828.95	718.42
19	597.85	629.67	665.83	554.64
20	440.45	467.23	502.71	390.86
21	292.25	314.00	348.80	236.29
22	144.05	160.78	194.89	81.72
23	60.68	63.32	95.53	-19.50
24	-22.69	-34.13	-3.83	-120.72
1	-22.69	-34.13	-3.83	-120.72
2	-31.91	-43.34	-13.04	-129.93
3	-41.12	-52.55	-22.25	-139.14
4	-45.13	-58.58	-28.55	-145.71
5	-63.55	-77.00	-46.97	-164.13

## CUADRO No 4.11-A

### FACTORES DE ALMACENAMIENTO DE CALOR GANANCIA DEBIDA AL ALUMBRADO

HORAS DESDE QUE ENCIENDE LAS LUCES	PESO ESTRUCTURA (Kg/m <sup>2</sup> )		
	750	500	150
0	0.37	0.31	0.25
1	0.67	0.67	0.74
2	0.71	0.72	0.83
3	0.74	0.76	0.88
4	0.76	0.79	0.91
5	0.79	0.81	0.94
6	0.81	0.83	0.96
7	0.83	0.85	0.96
8	0.84	0.87	0.98
9	0.86	0.88	0.98
10	0.87	0.90	0.99
11	0.88	0.91	0.99
12	0.89	0.92	0.99
13	0.29	0.30	0.26
14	0.26	0.26	0.17
15	0.23	0.22	0.12
16	0.20	0.19	0.08
17	0.19	0.16	0.05
18	0.17	0.15	0.04
19	0.15	0.13	0.03
20	0.14	0.12	0.02
21	0.12	0.10	0.01
22	0.11	0.09	0.01
23	0.10	0.08	0.01

Fuente: CARRIER, Manual de Aire Acondicionado  
Pag. 1-29

## CUADRO No 4.11-B

### CARGA TERMICA DEBIDA AL ALUMBRADO

HORA SOLAR	FACTOR DE ALM. DE CALOR	CARGA TERMICA (Kcal/h)
6	0.896	1,730.98
7	0.292	564.11
8	0.260	502.29
9	0.228	440.47
10	0.198	382.52
11	0.184	355.47
12	0.166	320.70
13	0.146	282.06
14	0.136	262.74
15	0.116	224.10
16	0.106	204.78
17	0.096	185.46
18	0.358	691.62
19	0.670	1,294.37
20	0.712	1,375.51
21	0.744	1,437.33
22	0.766	1,479.84
23	0.794	1,533.93
24	0.814	1,572.57
1	0.834	1,611.20
2	0.846	1,634.39
3	0.864	1,669.16
4	0.876	1,692.34
5	0.886	1,711.66

Peso estructura = 700 Kg/m<sup>2</sup>

Hora de encendido de luces = 18:00 horas

Hora de apagado de luces = 06:00 horas

directamente como carga térmica. Sin embargo la fracción radiante del calor sensible, que es aproximadamente el 70% del mismo, debe ser primero absorbida por las estructuras del local, calentarlas y finalmente pasar a ser carga térmica.

Este proceso implica una variación de la carga térmica durante el tiempo que depende del número de horas de permanencia de las personas en el ambiente.

El factor de carga sensible por personas se muestra en el Cuadro N° 4.11-C el cual ha sido obtenido del Fundamentals Handbook de ASHRAE, chapter 26, pág.26.25 table 19.

A partir de estos valores y considerando que las personas ingresan al local a las 08:00 hrs y permanecen en el local 12 horas, se ha determinado la carga térmica por personas que se muestra en el Cuadro N° 4.11-D.

Estos resultados se muestran también en el Gráfico N° 4.10.

#### d) Resultados

Finalmente, la suma de todos los componentes de la carga térmica que son variables con el tiempo se muestran en el Cuadro N° 4.12 y en el Gráfico N° 4.11, de donde se concluye que el mes de cálculo es Enero y la hora de cálculo corresponde a las seis de la tarde (18 horas).

Debido a que las máximas aportaciones solares empleadas para el mes de Enero corresponden al día 21

## CUADRO No 4.11-C

### FACTOR DE CARGA SENSIBLE POR PERSONAS

HDIA	HORAS DE PERMANENCIA EN EL ESPACIO											
	2	4	6	8	10	12	14	16	18			
1	0.49	0.49	0.50	0.51	0.53	0.55	0.56	0.62	0.66			
2	0.58	0.59	0.60	0.61	0.62	0.64	0.66	0.70	0.74			
3	0.17	0.66	0.67	0.67	0.69	0.70	0.72	0.75	0.79			
4	0.13	0.71	0.72	0.72	0.74	0.75	0.77	0.79	0.82			
5	0.10	0.27	0.76	0.76	0.77	0.79	0.80	0.82	0.85			
6	0.08	0.21	0.79	0.80	0.80	0.81	0.83	0.85	0.87			
7	0.07	0.16	0.34	0.82	0.83	0.84	0.85	0.87	0.89			
8	0.06	0.14	0.26	0.84	0.85	0.86	0.87	0.88	0.90			
9	0.05	0.11	0.21	0.36	0.87	0.88	0.89	0.90	0.92			
10	0.04	0.10	0.18	0.30	0.89	0.89	0.90	0.91	0.93			
11	0.04	0.08	0.15	0.25	0.42	0.91	0.91	0.92	0.94			
12	0.03	0.07	0.13	0.21	0.34	0.92	0.92	0.93	0.94			
13	0.03	0.06	0.11	0.18	0.28	0.45	0.93	0.94	0.95			
14	0.02	0.06	0.10	0.15	0.23	0.36	0.94	0.95	0.96			
15	0.02	0.05	0.08	0.13	0.20	0.30	0.47	0.95	0.96			
16	0.02	0.04	0.07	0.12	0.17	0.25	0.38	0.96	0.97			
17	0.02	0.04	0.06	0.10	0.15	0.21	0.31	0.49	0.97			
18	0.01	0.03	0.06	0.09	0.13	0.19	0.26	0.39	0.97			
19	0.01	0.03	0.05	0.08	0.11	0.16	0.23	0.33	0.50			
20	0.01	0.03	0.04	0.07	0.10	0.14	0.20	0.28	0.40			
21	0.01	0.02	0.04	0.06	0.09	0.12	0.17	0.24	0.33			
22	0.01	0.02	0.03	0.05	0.08	0.11	0.15	0.20	0.26			
23	0.01	0.02	0.03	0.05	0.07	0.09	0.13	0.18	0.24			
24	0.01	0.01	0.03	0.04	0.06	0.08	0.11	0.16	0.21			

HDIA \* HORAS DESPUES DEL INGRESO AL AMBIENTE



**CUADRO No 4.11-D**  
**CARGA TERMICA POR PERSONAS**

HORA SOLAR	LATENTE Kcal/h	SENSIBLE Kcal/h	TOTAL Kcal/h
6	0.00	65.12	65.12
7	0.00	53.28	53.28
8	0.00	47.36	47.36
9	920.00	325.60	1,245.60
10	920.00	378.88	1,298.88
11	920.00	414.40	1,334.40
12	920.00	444.00	1,364.00
13	920.00	467.68	1,387.68
14	920.00	479.52	1,399.52
15	920.00	497.28	1,417.28
16	920.00	509.12	1,429.12
17	920.00	520.96	1,440.96
18	920.00	526.88	1,446.88
19	920.00	538.72	1,458.72
20	920.00	544.64	1,464.64
21	0.00	266.40	266.40
22	0.00	213.12	213.12
23	0.00	177.60	177.60
24	0.00	148.00	148.00
1	0.00	124.32	112.48
2	0.00	112.48	94.72
3	0.00	94.72	82.88
4	0.00	82.88	71.04
5	0.00	71.04	65.12
6	0.00	65.12	65.12

**CUADRO No 4.12**  
**CARGA TERMICA VARIABLE**  
**AMBIENTE: MODULO DE LABORATORIO 511**

HORA SOLAR	CARGA TERMICA			
	ENERO Kcal/h	FEBRERO Kcal/h	MARZO Kcal/h	ABRIL Kcal/h
6	2,605.27	2,551.72	2,618.53	2,293.05
7	1,366.36	1,316.72	1,374.01	1,045.83
8	1,255.50	1,232.16	1,301.41	988.42
9	2,547.21	2,521.70	2,584.88	2,266.79
10	2,745.91	2,714.24	2,768.72	2,440.92
11	3,006.97	2,988.71	3,047.72	2,720.46
12	3,379.97	3,366.02	3,425.66	3,088.14
13	4,098.59	4,071.12	4,127.78	3,773.10
14	4,778.58	4,728.76	4,768.99	4,386.41
15	5,449.05	5,368.23	5,388.71	4,960.24
16	5,954.71	5,829.17	5,814.73	5,326.86
17	6,495.64	6,323.19	6,274.63	5,722.11
18	7,234.66	7,050.30	6,997.13	6,426.07
19	7,046.32	6,974.38	7,035.71	6,612.81
20	6,856.09	6,782.02	6,837.61	6,420.56
21	5,192.83	5,135.88	5,207.66	4,822.00
22	4,712.58	4,668.91	4,755.70	4,395.63
23	4,287.16	4,212.78	4,271.68	3,898.33
24	3,893.91	3,795.84	3,837.83	3,456.93
1	3,635.63	3,548.91	3,601.43	3,233.22
2	3,336.90	3,259.32	3,312.80	2,956.56
3	3,112.44	3,050.58	3,117.36	2,778.98
4	2,925.54	2,866.86	2,933.69	2,602.90
5	2,634.76	2,585.93	2,657.91	2,338.49

(ver el Cuadro N°4.2), este será el día de cálculo seleccionado.

En resumen podemos decir que las condiciones de cálculo de la carga térmica del módulo de laboratorio 511 serán:

Mes : Enero

Día : 21

Hora: 18

Este procedimiento de cálculo se ha repetido para los demás ambientes, mostrándose los resultados en el Cuadro N° 4.13.

#### 4.1.2 Determinación de las cargas térmicas.

Para la determinación de las cargas térmicas se ha calculado para cada ambiente, además de los componentes mencionados en el punto anterior, los correspondientes al flujo de calor debido a diversos aparatos que generan calor.

De igual forma que en el acápite anterior, se efectuarán en forma detallada los cálculos para un ambiente de laboratorio, el Módulo 511, y se presentarán los resultados para los ambientes restantes.

Los datos del ambiente son:

Datos generales:

Equipos	100 w/m <sup>2</sup>
Temp. de sala	24 °C
Humedad relativa de sala	50
Área del ambiente	70 m <sup>2</sup>

CUADRO 4.13  
 MES, DIA Y HORA DE MAXIMA CARGA TERMICA  
 (CARGA TERMICA VARIABLE MAXIMA)

AMBIENTE A ACONDICIONAR	NIVEL DE UBICACION	MES DE CALCULO	DIA DE CALCULO	HORA DE CALCULO	CARGA TERMICA (Kcal/h)
501	5	MARZO	22	18:00	3483.69
502	5	MARZO	22	17:00	2810.46
503	5	MARZO	22	17:00	2810.46
504	5	MARZO	22	17:00	2810.46
505	5	MARZO	22	17:00	2810.46
506	5	MARZO	22	17:00	2810.46
507	5	MARZO	22	17:00	2810.46
508	5	MARZO	22	17:00	2810.46
509	5	MARZO	22	17:00	2810.46
510	5	FEBRERO	20	18:00	3156.38
511	5	ENERO	21	18:00	7234.66
512	5	ENERO	21	18:00	3910.39
513	5	ENERO	21	18:00	3910.39
514	5	ENERO	21	18:00	3910.39
515	5	ENERO	21	18:00	3910.39
516	5	ENERO	21	18:00	3910.39
517	5	ENERO	21	18:00	3910.39
518	5	ENERO	21	18:00	4378.10
OC51	5	ABRIL	20	18:00	2326.53
OC52	5	ABRIL	20	18:00	2326.53
LS51	5	ABRIL	20	18:00	997.08
LS52	5	ABRIL	20	18:00	997.08
PT51	5	ABRIL	20	18:00	553.94
PT52	5	ABRIL	20	18:00	553.94
PT53	5	ABRIL	20	18:00	553.94
PT54	5	ABRIL	20	18:00	553.94
OF51	5	ABRIL	20	18:00	1606.00
OF52	5	ABRIL	20	18:00	1606.00
SR51	5	ENERO	21	18:00	7130.80
SR52	5	ENERO	21	18:00	7130.80
401	4	ABRIL	20	11:00	1379.84
402	4	ABRIL	20	11:00	1375.80
403	4	ABRIL	20	11:00	1375.80
404	4	ABRIL	20	11:00	1375.80
405	4	ABRIL	20	11:00	1375.80
406	4	ABRIL	20	11:00	1375.80
407	4	ABRIL	20	11:00	1375.80
408	4	ABRIL	20	11:00	1375.80
409	4	ABRIL	20	11:00	1375.80
410	4	MARZO	22	12:00	1379.80
411	4	ENERO	21	18:00	1910.71
412	4	ENERO	21	18:00	1526.60
413	4	ENERO	21	18:00	1526.60
414	4	ENERO	21	18:00	1526.60
415	4	ENERO	21	18:00	1526.60
416	4	ENERO	21	18:00	1526.60
417	4	ENERO	21	18:00	1526.60

CUADRO 4.13  
 MES, DIA Y HORA DE MAXIMA CARGA TERMICA  
 (CARGA TERMICA VARIABLE MAXIMA)

AMBIENTE A ACONDICIONAR	NIVEL DE UBICACION	MES DE CALCULO	DIA DE CALCULO	HORA DE CALCULO	CARGA TERMICA (Kcal/h)
418	4	ENERO	21	18:00	1852.01
OC41	4		0		0.00
OC42	4		0		0.00
LS41	4		0		0.00
LS42	4		0		0.00
PT41	4		0		0.00
PT42	4		0		0.00
PT43	4		0		0.00
PT44	4		0		0.00
OF41	4		0		0.00
OF42	4		0		0.00
SR41	4	ENERO	21	18:00	4764.70
SR42	4	ENERO	21	18:00	4764.70
301	3	ABRIL	20	11:00	1379.84
302	3	ABRIL	20	11:00	1375.80
303	3	ABRIL	20	11:00	1375.80
304	3	ABRIL	20	11:00	1375.80
305	3	ABRIL	20	11:00	1375.80
306	3	ABRIL	20	11:00	1375.80
307	3	ABRIL	20	11:00	1375.80
308	3	ABRIL	20	11:00	1375.80
309	3	ABRIL	20	11:00	1375.80
310	3	MARZO	22	12:00	1379.80
311	3	ENERO	21	18:00	1910.71
312	3	ENERO	21	18:00	1526.60
313	3	ENERO	21	18:00	1526.60
314	3	ENERO	21	18:00	1526.60
315	3	ENERO	21	18:00	1526.60
316	3	ENERO	21	18:00	1526.60
317	3	ENERO	21	18:00	1526.60
318	3	ENERO	21	18:00	1852.01
OC31	3		0		0.00
OC32	3		0		0.00
LS31	3		0		0.00
LS32	3		0		0.00
PT31	3		0		0.00
PT32	3		0		0.00
PT33	3		0		0.00
PT34	3		0		0.00
OF31	3		0		0.00
OF32	3		0		0.00
SR31	3	ENERO	21	18:00	4764.70
SR32	3	ENERO	21	18:00	4764.70
201	2	ABRIL	20	11:00	1379.84
202	2	ABRIL	20	11:00	1375.80
203	2	ABRIL	20	11:00	1375.80
204	2	ABRIL	20	11:00	1375.80

a) Carga térmica por aparatos

$$Q = 100 \times 70 \times 0.86 = 6,020 \text{ Kcal/h}$$

El Cuadro N° 4.14 muestra una hoja de cálculo de la carga térmica en donde pueden apreciarse resultados parciales y finales obtenidos para el modulo de laboratorio 511.

Además, en los Cuadros del N° 4.15 al N° 4.42 se muestran los resultados para el cálculo de la carga térmica de todos los demás ambientes acondicionados del edificio en estudio.

En estos cuadros se ha empleado la siguiente nomenclatura:

RAD : Radiación  
 CONV: Convección  
 PEXT: Pared Exterior  
 VEXT: Ventana Exterior  
 PINT: Pared Interior  
 PUIN: Puerta Interior  
 TECH: Techo  
 U : Coeficiente global de transferencia de calor

#### 4.2 Determinación de la capacidad de los equipos.

Para determinar la capacidad de los equipos de acondicionamiento vamos a añadir a la carga térmica, mediante un análisis de la psicrometría del proceso, el valor de la carga por enfriamiento de aire externo de renovación.

En algunos ambientes a acondicionar, es necesario efectuar un recalentamiento del aire para poder garantizar el suministro del mismo a una condición que pertenezca a la línea de proceso del sistema.

### CUADRO No 4.14

HOJA DE CALCULO DE LA CARGA TERMICA  
 AMBIENTE: MODULO DE LABORATORIO

511

MES DE CALCULO : ENERO

HORA DE CALCULO : 18

Tipo	Simb	Orien	Area m <sup>2</sup>	U Kcal/hm <sup>2</sup>	DTemp C	R.Solar Kcal/h-m <sup>2</sup>	F corr.	Falm.	Q.sens. Kcal/h	Q.lat. Kcal/h
RAD	PEXT	NO	37	1.66	7.90				495.51	
RAD	FEXT	SO	15	1.92	16.27				471.39	
RAD	VEXT	SO	4			423.29	0.91	0.61	936.80	
CONV	VEXT	SO	4	5.20	4.10				85.28	
RAD	TECH		70	1.78	18.98				2,381.92	
CONV	PINT	SE	36	1.47	5.00				217.57	
CONV	PUIN	SE	2	1.80	5.00				12.83	
CONV	PINT	NE	17	1.47	5.00				100.58	
CONV	PUIN	NE	3	1.80	5.00				19.99	
CONV	PISO	H	70	1.39	5.00				404.31	
8 PERSONAS A Q.sen = 74 Y Q.lat = 115									526.28	920.00
ILUMINACION									691.62	
APARATOS ELECTRICOS									6,020.00	0.00
TOTALES									12,334.66	920.00

#### RESUMEN:

CALOR SENSIBLE	(Kcal/h)	12,334.66
CALOR LATENTE	(Kcal/h)	920.00
CALOR TOTAL	(Kcal/h)	13,254.66
FACTOR DE CALOR SENSIBLE		0.931

### CUADRO No 4.15

HOJA DE CALCULO DE LA CARGA TERMICA

AMBIENTE: MODULO DE LABORATORIO

501

MES DE CALCULO : MARZO

HORA DE CALCULO : 18

Tipo	Simb	Orien	Area m <sup>2</sup>	U Kcal/hm <sup>2</sup>	DTemp C	R.Solar Kcal/h-m <sup>2</sup>	F.corr.	Falm.	Q.sens. Kcal/h	Q.lat. Kcal/h
RAD	PEXT	NO	37	1.66	10.62				652.42	
RAD	PEXT	NE	15	1.92	7.48				215.29	
RAD	VEXT	NE	4			344.00	0.91	0.16	199.84	
CONV	VEXT	NE	4	5.20	5.00				104.00	
RAD	TECH		70	1.78	18.56				2,312.14	
CONV	PINT	SE	36	1.47	5.00				262.54	
CONV	PUIN	SE	2	1.90	5.00				15.48	
CONV	PINT	SO	17	1.47	5.00				121.35	
CONV	PUIN	SO	3	1.90	5.00				24.12	
CONV	PISO	H	70	1.39	5.00				487.89	
8 PERSONAS A Q.sen = 74 Y Q.lat = 115									592.00	920.00
ILUMINACION									1,931.90	
APARATOS ELECTRICOS									6,020.00	0.00
TOTALES									12,938.97	920.00

RESUMEN:

CALOR SENSIBLE	(Kcal/h)	12,938.97
CALOR LATENTE	(Kcal/h)	920.00
CALOR TOTAL	(Kcal/h)	13,858.97
FACTOR DE CALOR SENSIBLE		0.934



### CUADRO No 4.16

HOJA DE CALCULO DE LA CARGA TERMICA

AMBIENTE: MODULO DE LABORATORIO

502 al 509

MES DE CALCULO : MARZO

HORA DE CALCULO : 17

Tipo	Simb	Orien	Area m <sup>2</sup>	U Kc/hm <sup>2</sup>	DTemp C	R.Solar Kc/h-m <sup>2</sup>	F.corr.	Falm.	Q.sens. Kcal/h	Q.lat. Kcal/h
RAD	PEXT	NE	15	1.92	7.66				220.62	
RAD	VEXT	NE	4			344.00	0.91	0.17	212.33	
CONV	VEXT	NE	4	5.20	5.00				104.00	
RAD	TECH		70	1.78	18.25				2,273.51	
CONV	PINT	SE	36	1.47	5.00				262.54	
CONV	PUIN	SE	2	1.80	5.00				15.48	
CONV	PINT	SO	17	1.47	5.00				121.35	
CONV	PUIN	SO	3	1.80	5.00				24.12	
CONV	PINT	NO	36	1.47	5.00				262.54	
CONV	PUIN	NO	2	1.80	5.00				15.48	
CONV	FISO	H	70	1.39	5.00				487.89	
8 PERSONAS A Q.sen = 74 Y Q.lat = 115									592.00	920.00
ILUMINACION									1,931.80	
APARATOS ELECTRICOS									6,020.00	0.00
TOTALES									12,543.76	920.00

RESUMEN:

CALOR SENSIBLE	(Kcal/h)	12,543.76
CALOR LATENTE	(Kcal/h)	920.00
CALOR TOTAL	(Kcal/h)	13,463.76
FACTOR DE CALOR SENSIBLE		0.932

### CUADRO No 4.17

HOJA DE CALCULO DE LA CARGA TERMICA  
 AMBIENTE: MODULO DE LABORATORIO

510

MES DE CALCULO : FEBRERO

HORA DE CALCULO : 18

Tipo	Simb	Orien	Area m <sup>2</sup>	U Kc/hm <sup>2</sup>	DTemp C	R.Solar Kc/h-m <sup>2</sup>	F.corr.	Falm.	Q.sens. Kcal/h	Q.lat. Kcal/h
RAD	PEXT	SE	37	1.68	5.92				363.34	
RAD	PEXT	NE	15	1.92	7.27				208.45	
RAD	VEXT	NE	4			254.00	0.91	0.16	147.57	
CONV	VEXT	NE	4	5.20	5.00				104.00	
RAD	TECH		70	1.78	5.00				2,332.02	
CONV	PINT	SO	17	1.47	5.00				121.35	
CONV	PUIN	SO	3	1.80	5.00				24.12	
CONV	PINT	NO	38	1.47	5.00				262.54	
CONV	PUIN	NO	2	1.80	5.00				15.48	
CONV	PISO	H	70	1.39	5.00				487.89	
8 PERSONAS A Q <sub>sen</sub> = 74 Y Q <sub>lat</sub> = 115									582.00	820.00
ILUMINACION									1,931.90	
APARATOS ELECTRICOS									6,020.00	0.00
TOTALES									12,611.68	920.00

RESUMEN:

CALOR SENSIBLE	(Kcal/h)	12,611.68
CALOR LATENTE	(Kcal/h)	920.00
CALOR TOTAL	(Kcal/h)	13,531.68
FACTOR DE CALOR SENSIBLE		0.932

### CUADRO No 4.18

HOJA DE CALCULO DE LA CARGA TERMICA  
 AMBIENTE: MODULO DE LABORATORIO  
 512 al 517  
 MES DE CALCULO : ENERO  
 HORA DE CALCULO : 18

Tipo	Simb	Orien	Area m <sup>2</sup>	U Kc/hm <sup>2</sup>	DTemp C	R.Solar Kc/h-m <sup>2</sup>	F.corr.	Falm.	Q.sens. Kcal/h	Q.lat. Kcal/h
RAD	PEXT	SO	15	1.92	15.86				466.61	
RAD	VEXT	SO	4			429.07	0.91	0.61	950.41	
CONV	VEXT	SO	4	5.20	1.48				30.75	
RAD	TECH		70	1.78	19.71				2,462.62	
CONV	PINT	SE	36	1.47	5.00				262.54	
CONV	PUIN	SE	2	1.80	5.00				15.48	
CONV	PINT	NE	17	1.47	5.00				121.35	
CONV	PUIN	NE	3	1.80	5.00				24.12	
CONV	PINT	NO	36	1.47	5.00				262.54	
CONV	PUIN	NO	2	1.80	5.00				15.48	
CONV	PISO	H	70	1.39	5.00				487.89	
8 PERSONAS A Q.sen = 74 Y Q.lat = 115									592.00	920.00
ILUMINACION									1,931.90	
APARATOS ELECTRICOS									6,020.00	0.00
TOTALES									13,643.69	920.00

#### RESUMEN:

CALOR SENSIBLE	(Kcal/h)	13,643.69
CALOR LATENTE	(Kcal/h)	920.00
CALOR TOTAL	(Kcal/h)	14,563.69
FACTOR DE CALOR SENSIBLE		0.937

### CUADRO No 4.19

HOJA DE CALCULO DE LA CARGA TERMICA

AMBIENTE: MODULO DE LABORATORIO

518

MES DE CALCULO : ENERO

HORA DE CALCULO : 18

Tipo	Simb	Orien	Area m <sup>2</sup>	U Kcal/hm <sup>2</sup>	DTemp C	R.Solar Kcal/h-m <sup>2</sup>	F.corr.	Falm.	Q.sens. Kcal/h	Q.lat. Kcal/h
RAD	PEXT	SO	15	1.92	16.13				470.74	
RAD	VEXT	SO	4			441.57	0.91	0.61	978.10	
CONV	VEXT	SO	4	5.20	1.48				30.75	
RAD	PEXT	SE	37	1.66	6.65				413.45	
RAD	TECH		70	1.78	19.89				2,485.02	
CONV	PINT	NE	17	1.47	5.00				121.35	
CONV	PUIN	NE	3	1.80	5.00				24.12	
CONV	PINT	NO	36	1.47	5.00				262.54	
CONV	PUIN	NO	2	1.80	5.00				15.48	
CONV	PISO	H	70	1.39	5.00				487.89	
8 PERSONAS A Q.sen = 74 Y Q.lat = 115									582.00	920.00
ILUMINACION									1,931.90	
AFARATOS ELECTRICOS									6,020.00	0.00
TOTALES									13,833.34	920.00

RESUMEN:

CALOR SENSIBLE	(Kcal/h)	13,833.34
CALOR LATENTE	(Kcal/h)	920.00
CALOR TOTAL	(Kcal/h)	14,753.34
FACTOR DE CALOR SENSIBLE		0.939

### CUADRO No 4.20

HOJA DE CALCULO DE LA CARGA TERMICA  
 AMBIENTE: OFICINAS CENTRALES  
 OC51 Y OC52  
 MES DE CALCULO ABRIL  
 HORA DE CALCULO : 18

Tipo	Simb	Orien	Area m <sup>2</sup>	U Kc/hm <sup>2</sup>	DTemp °C	R.Solar Kc/h-m <sup>2</sup>	F.corr.	Falm.	Q.sens. Kcal/h	Q.lat. Kcal/h
RAD	TECH	H	42	1.78	31.72				2,326.53	
CONV	PINT	NO	18	1.47	5.00				132.30	
CONV	PINT	NE	18	1.47	5.00				120.39	
CONV	PUIN	NE	5	1.20	5.00				27.72	
CONV	PINT	SE	18	1.47	5.00				119.95	
CONV	PUIN	SE	2	1.20	5.00				10.08	
CONV	PINT	SO	18	1.47	5.00				120.39	
CONV	PUIN	SO	5	1.20	5.00				27.72	
CONV	PISO	H	42	1.39	5.00				294.00	
6 PERSONAS A Q.sen = 61 Y Q.lat = 52									366.00	312.00
ILUMINACION									903.00	
APARATOS ELECTRICOS									0.00	0.00
TOTALES									4,448.08	312.00

#### RESUMEN:

CALOR SENSIBLE	(Kcal/h)	4,448.08
CALOR LATENTE	(Kcal/h)	312.00
CALOR TOTAL	(Kcal/h)	4,760.08
FACTOR DE CALOR SENSIBLE		0.934

### CUADRO No 4.21

HOJA DE CALCULO DE LA CARGA TERMICA  
 AMBIENTES: LAVADO Y SECADO  
 LS51 Y LS52  
 MES DE CALCULO : ABRIL  
 HORA DE CALCULO : 18

Tipo	Simb	Orien	Area m <sup>2</sup>	U Kc/hm <sup>2</sup>	DTemp C	R.Solar Kc/h-m <sup>2</sup>	F.corr.	Falm.	Q.sens. Kcal/h	Q.lat. Kcal/h
RAD	TECH		18	1.78	31.12				997.08	
CONV	PINT	NO	18	1.47	5.00				132.30	
CONV	PINT	NE	12	1.47	5.00				89.74	
CONV	PUIN	NE	2	1.20	5.00				11.34	
CONV	PINT	SE	18	1.47	5.00				132.30	
CONV	PINT	SO	12	1.47	5.00				89.74	
CONV	PUIN	SO	2	1.20	5.00				11.34	
CONV	PISO	H	18	1.39	5.00				128.49	
5 PERSONAS A Q.sen = 74 Y Q.lat = 115									370.00	575.00
ILUMINACION									391.00	
APARATOS ELECTRICOS									0.00	0.00
TOTALES									2,351.34	575.00

#### RESUMEN:

CALOR SENSIBLE	(Kcal/h)	2,351.34
CALOR LATENTE	(Kcal/h)	575.00
CALOR TOTAL	(Kcal/h)	2,926.34
FACTOR DE CALOR SENSIBLE		0.804

### CUADRO No 4.22

HOJA DE CALCULO DE LA CARGA TERMICA  
 AMBIENTE: PREPARADOS TOXICOS  
 PT51, PT52, PT53 Y PT54  
 MES DE CALCULO ABRIL  
 HORA DE CALCULO : 18

Tipo	Simb	Orien	Area m <sup>2</sup>	U Kc/hm <sup>2</sup>	DTemp C	R.Solar Kc/h-m <sup>2</sup>	F.corr.	Falm.	Q.sens. Kcal/h	Q.lat. Kcal/h
RAD	TECH	H	10	1.78	31.12				553.84	
CONV	PINT	NO	10	1.47	5.00				70.56	
CONV	FINT	SE	9	1.47	5.00				69.48	
CONV	PINT	NE	10	1.47	5.00				70.56	
CONV	PINT	SO	8	1.47	5.00				55.57	
CONV	PUIN	SO	2	1.20	5.00				11.34	
CONV	PISO	H	10	1.39	5.00				68.94	
3 PERSONAS A Q.sen = 74 Y Q.lat = 115									222.00	345.00
ILUMINACION									213.28	
APARATOS ELECTRICOS									215.00	0.00
TOTALES									1,550.65	345.00

#### RESUMEN:

CALOR SENSIBLE	(Kcal/h)	1,550.65
CALOR LATENTE	(Kcal/h)	345.00
CALOR TOTAL	(Kcal/h)	1,895.65
FACTOR DE CALOR SENSIBLE		0.818

### CUADRO No 4.23

HOJA DE CALCULO DE LA CARGA TERMICA  
 AMBIENTE: OFICINAS ADMINISTRATIVAS  
 OF51 Y OF52  
 MES DE CALCULO ABRIL  
 HORA DE CALCULO : 18

Tipo	Simb	Orien	Area m <sup>2</sup>	U Kc/hm <sup>2</sup>	DTemp C	R.Solar Kc/h-m <sup>2</sup>	F.corr.	Falm.	Q.sens. Kcal/h	Q.lat. Kcal/h
RAD	TECH	H	29	1.78	31.12				1,606.00	
CONV	PINT	NO	25	1.47	5.00				183.02	
CONV	PINT	NE	11	1.47	5.00				80.48	
CONV	PINT	SE	21	1.47	5.00				155.23	
CONV	PUIN	SE	4	1.20	5.00				22.68	
CONV	PINT	SO	9	1.47	5.00				63.58	
CONV	PUIN	SO	2	1.20	5.00				13.80	
CONV	PISO	H	29	1.39	5.00				204.82	
6 PERSONAS A Q.sen = 61 Y Q.lat = 52									366.00	312.00
ILUMINACION									633.61	
APARATOS ELECTRICOS									0.00	0.00
TOTALES									3,329.22	312.00

#### RESUMEN:

CALOR SENSIBLE	(Kcal/h)	3,329.22
CALOR LATENTE	(Kcal/h)	312.00
CALOR TOTAL	(Kcal/h)	3,641.22
FACTOR DE CALOR SENSIBLE		0.914



### CUADRO No 4.24

HOJA DE CALCULO DE LA CARGA TERMICA  
 AMBIENTES: SALAS DE REUNIONES  
 SR51 Y SR52  
 MES DE CALCULO : ENERO  
 HORA DE CALCULO : 18

Tipo	Simb	Orien	Area m <sup>2</sup>	U Kc/hm <sup>2</sup>	DTemp C	R.Solar Kc/h-m <sup>2</sup>	F.corr.	Falm.	Q.sens. Kcal/h	Q.lat. Kcal/h
RAD	PEXT	SO	14	1.92	18.95				499.51	
RAD	VEXT	SO	16			429.07	0.91	0.66	4,089.42	
CONV	VEXT	SO	16	5.20	1.48				121.30	
RAD	TECH		69	1.78	19.71				2,420.52	
CONV	PINT	NO	18	1.47	5.00				130.98	
CONV	VINT	NO	5	3.60	5.00				84.24	
CONV	PINT	NE	17	1.47	5.00				123.41	
CONV	PUIN	NE	13	1.80	5.00				114.75	
CONV	PINT	SE	18	1.47	5.00				130.98	
CONV	VINT	SE	5	3.60	5.00				84.24	
CONV	PISO	H	69	1.39	5.00				479.55	
15 PERSONAS A Q.sen = 61 Y Q.lat = 52									915.00	780.00
ILUMINACION									949.44	
APARATOS ELECTRICOS									0.00	0.00
TOTALES									10,143.34	780.00

#### RESUMEN:

CALOR SENSIBLE	(Kcal/h)	10,143.34
CALOR LATENTE	(Kcal/h)	780.00
CALOR TOTAL	(Kcal/h)	10,923.34
FACTOR DE CALOR SENSIBLE		0.928

### CUADRO No 4.25

HOJA DE CALCULO DE LA CARGA TERMICA

AMBIENTE: MODULOS DE LABORATORIO:

401, 301, 201, 101, S23

MES DE CALCULO : ABRIL

HORA DE CALCULO : 11

Tipo	Simb	Orien	Area m <sup>2</sup>	U Kc/hm <sup>2</sup>	DTemp C	R.Solar Kc/h-m <sup>2</sup>	F.corr.	Falm.	Q.sens. Kcal/h	Q.lat. Kcal/h
RAD	PEXT	NO	37	1.66	1.98				123.12	
RAD	PEXT	NE	15	1.92	11.09				323.65	
RAD	VEXT	NE	4			404.00	0.91	0.63	921.37	
CONV	VEXT	NE	4	5.20	0.56				11.70	
CONV	PINT	SE	38	1.47	5.00				262.54	
CONV	PUIN	SE	2	1.80	5.00				15.48	
CONV	PINT	SO	17	1.47	5.00				121.35	
CONV	PUIN	SO	3	1.80	5.00				24.12	
CONV	TECH	H	70	1.39	5.00				487.99	
CONV	PISO	H	70	1.39	5.00				487.99	
g PERSONAS A Q <sub>sen</sub> = 74 Y Q <sub>lat</sub> = 115									592.00	920.00
ILUMINACION									1,931.00	
APARATOS ELECTRICOS									6,020.00	0.00
TOTALES									11,323.02	920.00

RESUMEN:

CALOR SENSIBLE	(Kcal/h)	11,323.02
CALOR LATENTE	(Kcal/h)	920.00
CALOR TOTAL	(Kcal/h)	12,243.02
FACTOR DE CALOR SENSIBLE		0.925

### CUADRO No 4.26

#### HOJA DE CALCULO DE LA CARGA TERMICA AMBIENTES: MODULOS DE LABORATORIO

del 102 al 109, del 202 al 209

del 302 al 309, del 402 al 409

del S19 al S22

MES DE CALCULO : ABRIL

HORA DE CALCULO : 11

Tipo	Simb	Orien	Area m <sup>2</sup>	U Kc/hm <sup>2</sup>	DTemp C	R.Solar Kc/hm <sup>2</sup>	F.corr.	Falm.	Q.sens. Kcal/h	Q.lat. Kcal/h
RAD	PEXT	NE	17	1.92	12.01				350.38	
RAD	VEXT	NE	4			436.00	0.91	0.67	1,067.64	
CONV	VEXT	NE	4	5.20	-2.40				-42.24	
CONV	PINT	SO	36	1.47	5.00				262.54	
CONV	FUIN	SE	2	1.80	5.00				15.48	
CONV	PINT	SO	17	1.47	5.00				121.35	
CONV	FUIN	SO	3	1.80	5.00				24.12	
CONV	PINT	NO	36	1.47	5.00				262.54	
CONV	FUIN	NO	2	1.80	5.00				15.48	
CONV	TECH	H	70	1.39	5.00				487.89	
CONV	PISO	H	70	1.39	5.00				487.89	
8 PERSONAS A Q.sen = 74 Y Q.lat = 115									592.00	920.00
ILUMINACION									1,931.00	
APARATOS ELECTRICOS									6,020.00	0.00
<b>TOTALES</b>									<b>11,596.97</b>	<b>920.00</b>

#### RESUMEN:

<b>CALOR SENSIBLE</b>	<b>(Kcal/h)</b>	<b>11,596.97</b>
<b>CALOR LATENTE</b>	<b>(Kcal/h)</b>	<b>920.00</b>
<b>CALOR TOTAL</b>	<b>(Kcal/h)</b>	<b>12,516.97</b>
<b>FACTOR DE CALOR SENSIBLE</b>		<b>0.926</b>

### CUADRO No 4.27

HOJA DE CALCULO DE LA CARGA TERMICA.

AMBIENTE: MODULO DE LABORATORIO

410, 310, 210, 110

MES DE CALCULO : MARZO

HORA DE CALCULO : 12

Tipo	Simb	Orien	Area m <sup>2</sup>	U Kc/hm <sup>2</sup>	DTemp C	R.Solar Kc/h.m <sup>2</sup>	F.corr.	Falm.	Q.sens. Kcal/h	Q.lat. Kcal/h
RAD	PEXT	NE	15	1.92	11.13				324.80	
RAD	VEXT	NE	4			344.00	0.91	0.54	674.25	
RAD	VEXT	NE	4	5.20	2.03				42.05	
RAD	PEXT	SE	37	1.66	5.45				338.64	
CONV	PINT	SO	17	1.47	5.00				121.35	
CONV	PUIN	SO	3	1.90	5.00				24.12	
CONV	PINT	NO	36	1.47	5.00				262.54	
CONV	PUIN	NO	2	1.90	5.00				15.48	
CONV	TECH	H	70	1.39	5.00				487.89	
CONV	PISO	H	70	1.39	5.00				487.89	
8 PERSONAS A Q.sen = 74 Y Q.lat = 115									592.00	820.00
ILUMINACION									1,931.00	
APARATOS ELECTRICOS									6,020.00	0.00
TOTALES									11,322.92	920.00

RESUMEN:

CALOR SENSIBLE	(Kcal/h)	11,322.92
CALOR LATENTE	(Kcal/h)	920.00
CALOR TOTAL	(Kcal/h)	12,242.92
FACTOR DE CALOR SENSIBLE		0.923

### CUADRO No 4.28

HOJA DE CALCULO DE LA CARGA TERMICA  
 AMBIENTE: MODULOS DE LABORATORIO

411, 311, 211, 111

MES DE CALCULO : ENERO

HORA DE CALCULO : 18

Tipo	Simb	Orien	Area m <sup>2</sup>	U Kc/hm <sup>2</sup>	DTemp C	R.Solar Kc/h-m <sup>2</sup>	F.corr.	Falm.	Q.sens. Kcal/h	Q.lat. Kcal/h
RAD	PEXT	NO	37	1.66	7.51				466.61	
RAD	PEXT	SO	15	1.92	15.86				462.94	
RAD	VEXT	SO	4			429.07	0.91	0.61	950.41	
CONV	VEXT	SO	4	5.20	1.48				30.75	
CONV	PINT	SE	38	1.47	5.00				262.54	
CONV	PUIN	SE	2	1.80	5.00				15.48	
CONV	PINT	NE	17	1.47	5.00				121.35	
CONV	PUIN	NE	3	1.80	5.00				24.12	
CONV	TECH	H	70	1.38	5.00				487.89	
CONV	PISO	H	70	1.38	5.00				487.89	
8 PERSONAS A Q.sen = 74 Y Q.lat = 115									592.00	920.00
ILUMINACION									1.931.00	
APARATOS ELECTRICOS									6.020.00	0.00
TOTALES									11.853.89	920.00

RESUMEN:

CALOR SENSIBLE	(Kcal/h)	11,853.89
CALOR LATENTE	(Kcal/h)	920.00
CALOR TOTAL	(Kcal/h)	12,773.89
FACTOR DE CALOR SENSIBLE		0.928

### CUADRO No 4.29

HOJA DE CALCULO DE LA CARGA TERMICA

AMBIENTE: MODULO DE LABORATORIO

del 412 al 417, del 312 al 317

del 212 al 217, del 112 al 117

MES DE CALCULO : ENERO

HORA DE CALCULO : 18

Tipo	Simb	Orien	Area m <sup>2</sup>	U Kc/hm <sup>2</sup>	DTemp C	R.Solar Kc/hm <sup>2</sup>	F.corr.	Falm.	Q.sens. Kcal/h	Q.lat. Kcal/h
RAD	PEXT	SO	15	1.92	15.86				462.94	
RAD	VEXT	SO	4			429.07	0.91	0.66	1,032.87	
CONV	VEXT	SO	4	5.20	1.48				30.75	
CONV	PINT	SE	36	1.47	5.00				262.54	
CONV	PUIN	SE	2	1.80	5.00				15.48	
CONV	PINT	NE	17	1.47	5.00				121.35	
CONV	PUIN	NE	3	1.80	5.00				24.12	
CONV	PINT	NO	36	1.47	5.00				262.54	
CONV	PUIN	NO	2	1.80	5.00				15.48	
CONV	TECH	H	70	1.39	5.00				487.89	
CONV	PISO	H	70	1.39	5.00				487.89	
8 PERSONAS A Q.sen = 74 Y Q.lat = 115									592.00	920.00
ILUMINACION									1,931.90	
APARATOS ELECTRICOS									6,020.00	0.00
TOTALES									11,747.76	920.00

RESUMEN:

CALOR SENSIBLE	(Kcal/h)	11,747.76
CALOR LATENTE	(Kcal/h)	920.00
CALOR TOTAL	(Kcal/h)	12,667.76
FACTOR DE CALOR SENSIBLE		0.927

### CUADRO No 4.30

HOJA DE CALCULO DE LA CARGA TERMICA

AMBIENTE: MODULO DE LABORATORIO

418, 318, 218, 118

MES DE CALCULO : ENERO

HORA DE CALCULO : 18

Tipo	Simb	Orien	Area m <sup>2</sup>	U Kc/hm <sup>2</sup>	DTemp C	R.Solar Kc/h-m <sup>2</sup>	F.corr.	Falm.	Q.sens. Kcal/h	Q.lat. Kcal/h
RAD	PEXT	SO	15	1.92	15.86				462.94	
RAD	VEXT	SO	4			429.07	0.91	0.61	950.41	
CONV	VEXT	SO	4	5.20	1.48				30.75	
RAD	PEXT	SE	37	1.66	6.56				407.91	
CONV	PINT	NE	17	1.47	5.00				121.35	
CONV	PUIN	NE	3	1.80	5.00				24.12	
CONV	PINT	NO	36	1.47	5.00				262.54	
CONV	PUIN	NO	2	1.80	5.00				15.48	
CONV	TECH	H	70	1.39	5.00				497.89	
CONV	PISO	H	70	1.39	5.00				487.89	
8 PERSONAS A Q.sen = 74 Y Q.lat = 115									592.00	920.00
ILUMINACION									1,931.90	
APARATOS ELECTRICOS									6,020.00	0.00
TOTALES									11,795.18	920.00

RESUMEN:

CALOR SENSIBLE	(Kcal/h)	11,795.18
CALOR LATENTE	(Kcal/h)	920.00
CALOR TOTAL	(Kcal/h)	12,715.18
FACTOR DE CALOR SENSIBLE		0.928

### CUADRO No 4.31

HOJA DE CALCULO DE LA CARGA TERMICA  
 AMBIENTE: OFICINAS CENTRALES  
 OC41, OC42, OC31, OC32, OC21, OC22, OC11, OC12, OCS1

Tipo	Simb	Orien	Area m <sup>2</sup>	U Kc/hm <sup>2</sup>	DTemp C	R.Solar Kc/h-m <sup>2</sup>	F.corr.	Falm.	Q.sens. Kcal/h	Q.lat. Kcal/h
CONV	TECH	H	42	1.78	5.00				350.29	
CONV	PINT	NO	19	1.47	5.00				132.30	
CONV	PINT	NE	16	1.47	5.00				120.39	
CONV	PUIN	NE	5	1.20	5.00				27.72	
CONV	PINT	SE	16	1.47	5.00				119.95	
CONV	PUIN	SE	2	1.20	5.00				10.09	
CONV	PINT	SO	16	1.47	5.00				120.39	
CONV	PUIN	SO	5	1.20	5.00				27.72	
CONV	PISO	H	42	1.39	5.00				294.00	
8 PERSONAS A Q.sen = 81 Y Q.lat = 52									366.00	312.00
ILUMINACION									903.00	
AFARATOS ELECTRICOS									0.00	0.00
TOTALES									2,471.84	312.00

#### RESUMEN:

CALOR SENSIBLE	(Kcal/h)	2,471.84
CALOR LATENTE	(Kcal/h)	312.00
CALOR TOTAL	(Kcal/h)	2,783.84
FACTOR DE CALOR SENSIBLE		0.888



### CUADRO No 4.32

HOJA DE CALCULO DE LA CARGA TERMICA  
 AMBIENTE: LAVADO Y SECADO  
 LS41, LS42, LS31, LS32, LS21,  
 LS22, LS11, LS12, LSS1

Tipo	Simb	Orien	Area m <sup>2</sup>	U Kc/hm <sup>2</sup>	DTemp °C	R.Solar Kc/h-m <sup>2</sup>	F.corr.	Falm.	Q.sens. Kcal/h	Q.lat. Kcal/h
CONV	TECH	H	18	1.78	5.00				151.79	
CONV	PINT	NO	18	1.47	5.00				132.30	
CONV	PINT	NE	12	1.47	5.00				89.74	
CONV	PUIN	NE	2	1.20	5.00				11.34	
CONV	PINT	SE	18	1.47	5.00				132.30	
CONV	PINT	SO	12	1.47	5.00				89.74	
CONV	PUIN	SO	2	1.20	5.00				11.34	
CONV	PISO	H	18	1.39	5.00				126.48	
5 PERSONAS A Q.sen = 74 Y Q.lat = 115									370.00	575.00
ILUMINACION									391.30	
APARATOS ELECTRICOS									0.00	0.00
TOTALES									1,506.35	575.00

#### RESUMEN:

CALOR SENSIBLE	(Kcal/h)	1,506.35
CALOR LATENTE	(Kcal/h)	575.00
CALOR TOTAL	(Kcal/h)	2,081.35
FACTOR DE CALOR SENSIBLE		0.724

### CUADRO No 4.33

HOJA DE CALCULO DE LA CARGA TERMICA  
 AMBIENTE: PREPARADOS TOXICOS  
 PT41, PT42, PT43 Y PT44  
 PT31, PT32, PT33 Y PT34  
 PT21, PT22, PT23 Y PT24  
 PT11, PT12, PT13 Y PT14  
 PTS1 Y PTS2

Tipo	Simb	Orien	Area m <sup>2</sup>	U Kc/hm <sup>2</sup>	DTemp C	R.Solar Kc/h-m <sup>2</sup>	F.corr.	Falm.	Q.sens. Kcal/h	Q.lat. Kcal/h
CONV	TECH	H	10	1.78	5.00				82.74	
CONV	PINT	NO	10	1.47	5.00				70.56	
CONV	PINT	SE	9	1.47	5.00				69.46	
CONV	PINT	NE	10	1.47	5.00				70.56	
CONV	PINT	SO	8	1.47	5.00				55.57	
CONV	PUIN	SO	2	1.20	5.00				11.34	
CONV	PISO	H	10	1.39	5.00				68.94	
3 PERSONAS A Q.sen = 74 Y Q.lat = 115									222.00	345.00
ILUMINACION									213.28	
APARATOS ELECTRICOS									215.00	0.00
TOTALES									1,079.45	345.00

RESUMEN:

CALOR SENSIBLE	(Kcal/h)	1,079.45
CALOR LATENTE	(Kcal/h)	345.00
CALOR TOTAL	(Kcal/h)	1,424.45
FACTOR DE CALOR SENSIBLE		0.758

### CUADRO No 4.34

HOJA DE CALCULO DE LA CARGA TERMICA  
 AMBIENTE: OFICINAS ADMINISTRATIVAS  
 OF41, OF42, OF31, OF32, OF21, OF22

Tipo	Simb	Orien	Area m <sup>2</sup>	U Kc/hm <sup>2</sup>	DTemp C	R.Solar Kc/h-m <sup>2</sup>	F.corr.	Falm.	Q.sens. Kcal/h	Q.lat. Kcal/h
CONV	TECH	H	29	1.78	5.00				245.79	
CONV	PINT	NO	25	1.47	5.00				183.02	
CONV	PINT	NE	11	1.47	5.00				80.48	
CONV	PINT	SE	21	1.47	5.00				155.23	
CONV	PUIN	SE	4	1.20	5.00				22.68	
CONV	PINT	SO	8	1.47	5.00				63.58	
CONV	PUIN	SO	2	1.20	5.00				13.80	
CONV	PISO	H	29	1.39	5.00				204.82	
8 PERSONAS A Q.sen = 61 Y Q.lat = 52									366.00	312.00
ILUMINACION									633.61	
APARATOS ELECTRICOS									0.00	0.00
TOTALES									1,969.01	312.00

RESUMEN:

CALOR SENSIBLE	(Kcal/h)	1,969.01
CALOR LATENTE	(Kcal/h)	312.00
CALOR TOTAL	(Kcal/h)	2,281.01
FACTOR DE CALOR SENSIBLE		0.863

### CUADRO No 4.35

HOJA DE CALCULO DE LA CARGA TERMICA

AMBIENTES: SALAS DE REUNIONES

SR21, SR22, SR31, SR32, SR41, SR42

MES DE CALCULO : ENERO

HORA DE CALCULO : 18

Tipo	Simb	Orien	Area m <sup>2</sup>	U Kc/hm <sup>2</sup>	DTemp C	R.Solar Kc/h-m <sup>2</sup>	F.corr.	Falm.	Q.sens. Kcal/h	Q.lat. Kcal/h
RAD	PEXT	SO	14	1.92	19.00				503.49	
RAD	VEXT	SO	18			429.00	0.92	0.66	4,139.91	
CONV	VEXT	SO	18	5.20	1.49				121.30	
CONV	PINT	NO	18	1.47	5.00				130.99	
CONV	VINT	NO	5	3.60	5.00				84.24	
CONV	PINT	NE	17	1.47	5.00				123.41	
CONV	PUIN	NE	13	1.80	5.00				114.75	
CONV	PINT	SE	18	1.47	5.00				130.99	
CONV	VINT	SE	5	3.60	5.00				84.24	
CONV	TECH	H	69	1.39	5.00				479.55	
CONV	PISC	H	69	1.39	5.00				479.55	
15 PERSONAS A Q.sen = 61 Y Q.lat = 52									915.00	780.00
ILUMINACION									949.44	
APARATOS ELECTRICOS									0.00	0.00
TOTALES									8,256.84	780.00

RESUMEN:

CALOR SENSIBLE	(Kcal/h)	8,256.84
CALOR LATENTE	(Kcal/h)	780.00
CALOR TOTAL	(Kcal/h)	9,036.84
FACTOR DE CALOR SENSIBLE		0.914

### CUADRO No 4.36

#### HOJA DE CALCULO DE LA CARGA TERMICA AMBIENTES DEL SOTANO

S01, S03 y S05

MES DE CALCULO : ABRIL

HORA DE CALCULO : 11

Tipo	Simb	Orien	Area m <sup>2</sup>	U Kc/hm <sup>2</sup>	DTemp C	R.Solar Kc/h-m <sup>2</sup>	F.corr.	Falm.	Q.sens. Kcal/h	Q.lat. Kcal/h
RAD	PEXT	NO	8	1.66	1.98				24.86	
RAD	PEXT	NE	9	1.92	10.59				183.72	
RAD	VEXT	NE	2			404.00	0.91	0.62	365.93	
CONV	VEXT	NE	2	5.20	0.56				4.69	
CONV	PINT	SE	8	1.47	5.00				55.57	
CONV	PINT	SO	9	1.47	5.00				64.68	
CONV	PUIN	SO	2	1.20	5.00				16.56	
CONV	PISO	H	10	1.39	5.00				71.31	
3 PERSONAS A Q <sub>sen</sub> = 74 Y Q <sub>lat</sub> = 115									222.00	345.00
ILUMINACION									132.35	
APARATOS ELECTRICOS									0.00	0.00
TOTALES									1,141.67	345.00

#### RESUMEN:

CALOR SENSIBLE	(Kcal/h)	1,141.67
CALOR LATENTE	(Kcal/h)	345.00
CALOR TOTAL	(Kcal/h)	1,486.67
FACTOR DE CALOR SENSIBLE		0.768

### CUADRO No 4.37

#### HOJA DE CALCULO DE LA CARGA TERMICA AMBIENTES DEL SOTANO

S02, S07 y S08

MES DE CALCULO : ABRIL

HORA DE CALCULO : 11

Tipo	Simb	Orien	Area m <sup>2</sup>	U Kc/hm <sup>2</sup>	DTemp C	R.Solar Kc/h-m <sup>2</sup>	F.corr.	Falm.	Q.sens. Kcal/h	Q.lat. Kcal/h
RAD	PEXT	NE	11	1.82	11.75				255.48	
RAD	VEXT	NE	2			436.00	0.91	0.62	592.37	
CONV	VEXT	NE	2	5.20	-2.04				-25.41	
CONV	PINT	SE	8	1.47	5.00				55.57	
CONV	PINT	SO	12	1.47	5.00				87.32	
CONV	PUIN	SO	2	1.20	5.00				16.56	
CONV	PINT	NO	8	1.47	5.00				55.57	
CONV	TECH	H	13	1.39	5.00				91.95	
3 PERSONAS A Q <sub>sen</sub> = 74 Y Q <sub>lat</sub> = 115									222.00	345.00
ILUMINACION									170.67	
APARATOS ELECTRICOS									0.00	0.00
<b>TOTALES</b>									<b>1,522.08</b>	<b>345.00</b>

#### RESUMEN:

CALOR SENSIBLE	(Kcal/h)	1,522.08
CALOR LATENTE	(Kcal/h)	345.00
CALOR TOTAL	(Kcal/h)	1,867.08
FACTOR DE CALOR SENSIBLE		0.815

### CUADRO No 4.38

#### HOJA DE CALCULO DE LA CARGA TERMICA AMBIENTES DEL SOTANO S04, S06, S09, S10, S11, S12

Tipo	Simb	Orien	Area m <sup>2</sup>	U Kc/hm <sup>2</sup>	DTemp C	R.Solar Kc/h-m <sup>2</sup>	F.corr.	Falm.	Q.sens. Kcal/h	Q.lat. Kcal/h
CONV	PINT	SE	10	1.47	5.00				76.15	
CONV	VINT	SE	0.4	3.60	5.00				7.20	
CONV	FUIN	SE	2	1.80	5.00				18.56	
CONV	PINT	SO	11	1.47	5.00				80.26	
CONV	PINT	NO	13	1.47	5.00				92.61	
CONV	PINT	NE	11	1.47	5.00				80.26	
CONV	TECH	H	18	1.39	5.00				121.97	
3 PERSONAS A Q <sub>sen</sub> = 74 Y Q <sub>lat</sub> = 115									222.00	345.00
ILUMINACION									226.40	
APARATOS ELECTRICOS									0.00	0.00
TOTALES									923.41	345.00

#### RESUMEN:

CALOR SENSIBLE	(Kcal/h)	923.41
CALOR LATENTE	(Kcal/h)	345.00
CALOR TOTAL	(Kcal/h)	1.268.41
FACTOR DE CALOR SENSIBLE		0.728

### CUADRO No 4.39

#### HOJA DE CALCULO DE LA CARGA TERMICA AMBIENTE DEL SOTANO S13

MES DE CALCULO : ABRIL

HORA DE CALCULO : 11

Tipo	Simb	Orien	Area m <sup>2</sup>	U Kc/l-m2	DTenp C	R.Solar Kc/l-h-m2	F.corr.	Falm.	Q.sens. Kcal/h	Q.lat. Kcal/h
RAD	PEXT	NO	25	1.92	0.45				21.92	
RAD	VEXT	NO	5			404.00	0.91	0.24	424.95	
CONV	VEXT	NO	5	5.20	0.58				14.08	
RAD	PEXT	SE	8	1.66	2.47				36.67	
CONV	PINT	SO	27	1.47	5.00				199.92	
CONV	PUIN	SO	3	1.80	5.00				24.94	
CONV	PINT	NO	8	1.47	5.00				55.57	
CONV	TECH	H	29	1.39	5.00				200.79	
4 PERSONAS A Q.sen = 74 Y Q lat = 115									298.00	460.00
ILUMINACION									372.68	
APARATOS ELECTRICOS									0.00	0.00
TOTALES									1,647.42	460.00

#### RESUMEN:

CALOR SENSIBLE	(Kcal/h)	1,647.42
CALOR LATENTE	(Kcal/h)	460.00
CALOR TOTAL	(Kcal/h)	2,107.42
FACTOR DE CALOR SENSIBLE		0.782



### CUADRO No 4.40

#### HOJA DE CALCULO DE LA CARGA TERMICA AMBIENTES DEL SOTANO S14 Y S15

MES DE CALCULO : ENERO

HORA DE CALCULO : 12

Tipo	Simb	Orien	Area m <sup>2</sup>	U Kc/hm <sup>2</sup>	DTemp °C	R.Solar Kc/h-m <sup>2</sup>	F.corr.	Falm.	Q.sens. Kcal/h	Q.lat. Kcal/h
RAD	PEXT	SE	12	1.66	8.38				163.58	
CONV	PINT	SO	23	1.47	5.00				170.81	
CONV	PINT	NO	9	1.47	5.00				66.15	
CONV	PUIN	NO	3	1.80	5.00				24.84	
CONV	PINT	NE	23	1.47	5.00				170.81	
CONV	TECH	H	34	1.39	5.00				236.30	
3 PERSONAS A Q.sen = 74 Y Q.lat = 115									222.00	345.00
ILUMINACION									428.60	
APARATOS ELECTRICOS									0.00	0.00
TOTALES									1,493.09	345.00

#### RESUMEN:

CALOR SENSIBLE	(Kcal/h)	1,493.09
CALOR LATENTE	(Kcal/h)	345.00
CALOR TOTAL	(Kcal/h)	1,838.09
FACTOR DE CALOR SENSIBLE		0.812

### CUADRO No 4.41

#### HOJA DE CALCULO DE LA CARGA TERMICA AMBIENTES DEL SOTANO S16, S17 y S18

Tipo	Simb	Orien	Area m <sup>2</sup>	U Kc/hm <sup>2</sup>	DTemp C	R.Solar Kc/h-m <sup>2</sup>	F.corr.	Falm.	Q.sens. Kcal/h	Q.lat. Kcal/h
CONV	PINT	SE	17	1.47	5.00				123.48	
CONV	PINT	SO	18	1.47	5.00				142.00	
CONV	PINT	NO	17	1.47	5.00				123.48	
CONV	PINT	NE	17	1.47	5.00				121.72	
CONV	PUIN	NE	3	1.80	5.00				24.84	
CONV	TECH	H	41	1.39	5.00				287.73	
3 PERSONAS A Q.sen = 74 Y Q.lat = 115									298.00	460.00
ILUMINACION									534.06	
APARATOS ELECTRICOS									0.00	0.00
TOTALES									1,653.31	460.00

#### RESUMEN:

CALOR SENSIBLE	(Kcal/h)	1,653.31
CALOR LATENTE	(Kcal/h)	460.00
CALOR TOTAL	(Kcal/h)	2,113.31
FACTOR DE CALOR SENSIBLE		0.782

### CUADRO No 4.42

#### HOJA DE CALCULO DE LA CARGA TERMICA AMBIENTE: TOTAL

MES DE CALCULO : ENERO

HORA DE CALCULO : 18

Tipo	Simb	Orien	Area m <sup>2</sup>	U Kc/hm <sup>2</sup>	DTemp °C	R.Solar Kc/h-m <sup>2</sup>	F.corr.	Falm.	Q.sens. Kcal/h	Q.lat. Kcal/h
RAD	PEXT	NO	447	1.66	7.51				5,570.91	
RAD	PEXT	NE	860	1.92	7.14				11,776.42	
RAD	VEXT	NE	215			191.53	0.91	0.16	6,001.91	
CONV	VEXT	NE	215	5.20	1.48				1,653.02	
RAD	PEXT	SE	447	1.66	8.58				4,970.05	
RAD	PEXT	SO	825	1.92	16.36				25,913.81	
RAD	VEXT	SO	294			429.07	0.91	0.60	68,991.05	
CONV	VEXT	SO	294	5.20	1.48				2,261.83	
RAD	TECH	H	2096	1.78	19.71				73,527.71	
600 PERSONAS A Q.sen = 74 Y Q.lat = 115									44,400.00	69,000.00
ILUMINACION									202,517.60	
APARATOS ELECTRICOS									579,571.20	0.00
TOTALES									1,027,056.00	69,000.00

#### RESUMEN:

CALOR SENSIBLE	(Kcal/h)	1,027,056.00
CALOR LATENTE	(Kcal/h)	69,000.00
CALOR TOTAL	(Kcal/h)	1,096,056.00
FACTOR DE CALOR SENSIBLE		0.937

Para ambos casos es mostrado un ejemplo de cálculo y se adjunta los cuadros correspondientes a los demás ambientes con comportamiento similar.

#### 4.2.1 Determinación de las cargas de enfriamiento.

A continuación se presenta el cálculo detallado de la capacidad de enfriamiento perteneciente a un ambiente (módulo de laboratorio N°511) y luego se muestran los resultados de los ambientes acondicionados restantes.

Del Cuadro N°4.14 obtenemos la carga térmica total el factor de calor sensible del ambiente que son:

$$Q_t = 13,254.65 \text{ Kcal/h}$$

$$F.C.S. = 0.931$$

Se han ubicado en la carta psicrométrica, figura N°4.1, los puntos S y E correspondientes a las condiciones de sala y exterior respectivamente. Luego se ha trazado una línea que pase por el punto S cuya pendiente corresponde a la línea de factor de calor sensible 0.931.

A continuación se ha ubicado el punto I considerando una humedad relativa de 95 % para el aire saliendo del equipo enfriador (unidad ventilador-serpentin).

De la carta psicrométrica se obtiene las siguientes entalpías para el aire húmedo:

A las condiciones del aire de sala:  $h_s = 15.75 \text{ Kcal/Kg}$

A las condic. de salida del equipo:  $h_i = 12.80 \text{ Kcal/Kg}$

A las condiciones del aire exterior:  $h_e = 22.20 \text{ Kcal/Kg}$

Ahora es posible determinar el flujo másico de aire de insuflamiento del equipo ventilador-serpentín:

$$m_1 = Q_t / (h_s - h_1)$$

Reemplazando valores se obtiene:

$$m_1 = 4,493.1 \text{ Kg/h}$$

Siendo el flujo de aire exterior de 400 m<sup>3</sup>/h (ver acápite 3.2.3) se tiene:

$$m_{ae} = 454 \text{ Kg/h}$$

A partir del principio de conservación de la energía en un proceso de mezcla entre el aire de retorno y el aire exterior, se ha deducido la siguiente expresión para determinar la entalpía del aire a la condición de mezcla:

$$h_m = \frac{h_e * m_{ae} + h_s * (m_1 - m_{ae})}{m_1}$$

Reemplazando valores obtenemos:

$$h_m = 16.42 \text{ Kcal/Kg de aire seco}$$

La capacidad de enfriamiento del equipo ventilador-serpentín del módulo de laboratorio No 401 será entonces:

$$\text{Capacidad} = m_1 * (h_m - h_1)$$

Reemplazando valores se obtiene:

$$\text{Capacidad de enfriamiento} = 16,183.14 \text{ Kcal/h}$$

Capacidad que equivale a 5.39 TON de refrigeración.

En el Cuadro No 4.43 se muestra la hoja de cálculo de la capacidad del equipo para módulo No 511, en la Figura No 4.1 se encuentra graficado el proceso en la carta psicrométrica.

**CUADRO No 4.43****CALCULO DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO  
AMBIENTES: MODULOS DE LABORATORIO**

511

<b>DATOS</b>		
CALOR TOTAL	Qt	12,254.85 Kcal/h
FACTOR CALOR SENSIBLE	FCB	0.931
ENTALPIA DE INSUFLAMIENTO	hi	12.800 Kcal/kg
ENTALPIA DE SALA	hs	15.750 Kcal/kg
ENTALPIA DE AIRE EXTERIOR	he	22.200 Kcal/kg
VOL. ESP. INSUFLAMIENTO	vi	0.824 m <sup>3</sup> /kg
VOL. ESP. AIRE EXTERIOR	ve	0.881 m <sup>3</sup> /kg
<b>CALCULOS</b>		
FLUJO MASICO INSUFLAMIENTO	mi	4,483.10 kg/h
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	Vi	3,702.32 m <sup>3</sup> /h
FLUJO VOLUM. AIRE EXTERIOR	Ve	400.00 m <sup>3</sup> /h
FLUJO MASICO AIRE EXTERIOR	me	454.03 kg/h
ENTALPIA DE LA MEZCLA	hm	18.402 Kcal/kg
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	CAPAC	18,183.14 Kcal/h
FLUJO DE AGUA HELADA	mag	3.24 m <sup>3</sup> /h

**RESULTADOS:**

CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(Kcal/h)	18,183.14
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(TON)	5.38
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	(m <sup>3</sup> /h)	3,702.32
FLUJO DE AGUA HELADA	(m <sup>3</sup> /h)	3.24

Además, en los cuadros del 4.44 al 4.65 se encuentran las hojas de cálculo de la capacidad de los equipos para todos los demás ambientes del pabellón, excepto los que no emplean recirculación de aire (área de animales) los cuales se analizan en el siguiente punto.

#### 4.2.2 Determinación de las cargas de recalentamiento

Todas las áreas de animales deberán ser del tipo 100% de aire exterior (ver acápite 3.2.3), por lo que la psicrometría del proceso es sustancialmente distinta a los ambientes antes evaluados.

A continuación se presenta el cálculo detallado de la capacidad de enfriamiento del equipo ventilador-serpentín perteneciente al ambiente S01 y luego se presentan los resultados para los demás ambientes para animales de laboratorio.

A partir del cuadro No 4.36 obtenemos los valores de la carga térmica del local:

$$Q_t = 1,486.7 \text{ Kcal/h}$$

$$FCS = 0.768$$

Ubicándose los puntos S y E (condiciones de sala y aire exterior respectivamente) en la carta psicrométrica mostrada en la Figura 4.2 y trazando una línea que pase por el punto S y que tenga una pendiente correspondiente a la línea de factor de calor sensible 0.768, se puede ver que si el punto de insuflamiento estuviera ubicado en la línea de humedad relativa de 95%, no existiría una temperatura del refrigerante capaz de llevar el aire

**CUADRO No 4.44****CALCULO DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO  
AMBIENTES: MODULOS DE LABORATORIO**

501

<b>DATOS</b>		
CALOR TOTAL	Qt	13,858.97 Kcal/h
FACTOR CALOR SENSIBLE	FCS	0.934
ENTALPIA DE INSUFLAMIENTO	hi	12.900 Kcal/kg
ENTALPIA DE SALA	hs	15.750 Kcal/kg
ENTALPIA DE AIRE EXTERIOR	he	22.200 Kcal/kg
VOL. ESP. INSUFLAMIENTO	vi	0.824 m <sup>3</sup> /kg
VOL. ESP. AIRE EXTERIOR	ve	0.991 m <sup>3</sup> /kg
<b>CALCULOS</b>		
FLUJO MASICO INSUFLAMIENTO	mi	4,697.96 kg/h
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	Vi	3,871.12 m <sup>3</sup> /h
FLUJO VOLUM. AIRE EXTERIOR	Ve	400.00 m <sup>3</sup> /h
FLUJO MASICO AIRE EXTERIOR	me	454.03 kg/h
ENTALPIA DE LA MEZCLA	hm	16.373 Kcal/kg
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	CAPAC	16,797.46 Kcal/h
FLUJO DE AGUA HELADA	mag	3.36 m <sup>3</sup> /h

**RESULTADOS:**

CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(Kcal/h)	16,787.46
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(TON)	5.60
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	(m <sup>3</sup> /h)	3,871.12
FLUJO DE AGUA HELADA	(m <sup>3</sup> /h)	3.36



**CUADRO No 4.45**

**CALCULO DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO  
 AMBIENTES: MODULOS DE LABORATORIO  
 502 al 509**

<b>DATOS</b>		
CALOR TOTAL	Qt	12,463.76 Kcal/h
FACTOR CALOR SENSIBLE	FCS	0.922
ENTALPIA DE INSUFLAMIENTO	hi	12.700 Kcal/kg
ENTALPIA DE SALA	hs	15.750 Kcal/kg
ENTALPIA DE AIRE EXTERIOR	he	22.200 Kcal/kg
VOL. ESP. INSUFLAMIENTO	vi	0.824 m <sup>3</sup> /kg
VOL. ESP. AIRE EXTERIOR	ve	0.981 m <sup>3</sup> /kg
<b>CALCULOS</b>		
FLUJO MASICO INSUFLAMIENTO	mi	4,414.35 kg/h
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	Vi	3,637.42 m <sup>3</sup> /h
FLUJO VOLUM. AIRE EXTERIOR	Ve	400.00 m <sup>3</sup> /h
FLUJO MASICO AIRE EXTERIOR	me	454.03 kg/h
ENTALPIA DE LA MEZCLA	hm	16.413 Kcal/kg
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	CAPAC	16,392.25 Kcal/h
FLUJO DE AGUA HELADA	mag	3.28 m <sup>3</sup> /h

**RESULTADOS:**

CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(Kcal/h)	16,392.25
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(TON)	5.46
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	(m <sup>3</sup> /h)	3,637.42
FLUJO DE AGUA HELADA	(m <sup>3</sup> /h)	3.28

**CUADRO No 4.46****CALCULO DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO  
AMBIENTES: MODULOS DE LABORATORIO**

510

<b>DATOS</b>			
CALOR TOTAL	Qt	13,531.66	Kcal/h
FACTOR CALOR SENSIBLE	FCS	0.932	
ENTALPIA DE INSUFLAMIENTO	hi	12.700	Kcal/kg
ENTALPIA DE SALA	hs	15.750	Kcal/kg
ENTALPIA DE AIRE EXTERIOR	he	22.200	Kcal/kg
VOL. ESP. INSUFLAMIENTO	vi	0.824	m <sup>3</sup> /kg
VOL. ESP. AIRE EXTERIOR	ve	0.881	m <sup>3</sup> /kg
<b>CALCULOS</b>			
FLUJO MASICO INSUFLAMIENTO	mi	4,436.61	kg/h
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	Vi	3,655.77	m <sup>3</sup> /h
FLUJO VOLUM. AIRE EXTERIOR	Ve	400.00	m <sup>3</sup> /h
FLUJO MASICO AIRE EXTERIOR	me	454.03	kg/h
ENTALPIA DE LA MEZCLA	hm	16.410	Kcal/kg
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	CAPAC	16,460.15	Kcal/h
FLUJO DE AGUA HELADA	mag	3.29	m <sup>3</sup> /h

**RESULTADOS:**

CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(Kcal/h)	16,460.15
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(TON)	5.49
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	(m <sup>3</sup> /h)	3,655.77
FLUJO DE AGUA HELADA	(m <sup>3</sup> /h)	3.29

**CUADRO No 4.47**

**CALCULO DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO  
 AMBIENTES: MODULOS DE LABORATORIO  
 512 al 517**

<b>DATOS</b>		
CALOR TOTAL	Qt	14.583.89 Kcal/h
FACTOR CALOR SENSIBLE	FCS	0.937
ENTALPIA DE INSUFLAMIENTO	hi	12.800 Kcal/kg
ENTALPIA DE SALA	hs	15.750 Kcal/kg
ENTALPIA DE AIRE EXTERIOR	he	22.200 Kcal/kg
VOL. ESP. INSUFLAMIENTO	vi	0.824 m <sup>3</sup> /kg
VOL. ESP. AIRE EXTERIOR	ve	0.891 m <sup>3</sup> /kg
<b>CALCULOS</b>		
FLUJO MASICO INSUFLAMIENTO	mi	4.936.94 kg/h
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	Vi	4.067.96 m <sup>3</sup> /h
FLUJO VOLUM. AIRE EXTERIOR	Ve	400.00 m <sup>3</sup> /h
FLUJO MASICO AIRE EXTERIOR	me	454.03 kg/h
ENTALPIA DE LA MEZCLA	hm	18.343 Kcal/kg
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	CAFAC	17.492.18 Kcal/h
FLUJO DE AGUA HELADA	mag	3.50 m <sup>3</sup> /h

**RESULTADOS:**

CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(Kcal/h)	17,492.18
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(TON)	5.83
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	(m <sup>3</sup> /h)	4,067.96
FLUJO DE AGUA HELADA	(m <sup>3</sup> /h)	3.50

**CUADRO No 4.48**

**CALCULO DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO  
 AMBIENTES: MODULOS DE LABORATORIO  
 518**

<b>DATOS</b>		
CALOR TOTAL	Qt	14,753.34 Kcal/h
FACTOR CALOR SENSIBLE	FCS	0.938
ENTALPIA DE INSUFLAMIENTO	hi	12.800 Kcal/kg
ENTALPIA DE SALA	hs	15.750 Kcal/kg
ENTALPIA DE AIRE EXTERIOR	he	22.200 Kcal/kg
VOL. ESP. INSUFLAMIENTO	vi	0.824 m <sup>3</sup> /kg
VOL. ESP. AIRE EXTERIOR	ve	0.881 m <sup>3</sup> /kg
<b>CALCULOS</b>		
FLUJO MASICO INSUFLAMIENTO	mi	5,001.13 kg/h
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	Vi	4,120.93 m <sup>3</sup> /h
FLUJO VOLUM. AIRE EXTERIOR	Ve	400.00 m <sup>3</sup> /h
FLUJO MASICO AIRE EXTERIOR	me	454.03 kg/h
ENTALPIA DE LA MEZCLA	hm	18.338 Kcal/kg
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	CAPAC	17,681.83 Kcal/h
FLUJO DE AGUA HELADA	mag	3.54 m <sup>3</sup> /h

**RESULTADOS:**

CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(Kcal/h)	17,681.83
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(TON)	5.89
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	(m <sup>3</sup> /h)	4,120.93
FLUJO DE AGUA HELADA	(m <sup>3</sup> /h)	3.54

### CUADRO No 4.49

#### CALCULO DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO AMBIENTES: OFICINAS CENTRALES OC51 Y OC52

<b>DATOS</b>		
CALOR TOTAL	Qt	4,448.08 Kcal/h
FACTOR CALOR SENSIBLE	FCS	0.934
ENTALPIA DE INSUFLAMIENTO	hi	12.800 Kcal/kg
ENTALPIA DE SALA	hs	15.750 Kcal/kg
ENTALPIA DE AIRE EXTERIOR	he	22.200 Kcal/kg
VOL. ESP. INSUFLAMIENTO	vi	0.824 m <sup>3</sup> /kg
VOL. ESP. AIRE EXTERIOR	ve	0.981 m <sup>3</sup> /kg
<b>CALCULOS</b>		
FLUJO MASICO INSUFLAMIENTO	mi	1,507.82 kg/h
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	Vi	1,242.45 m <sup>3</sup> /h
FLUJO VOLUM. AIRE EXTERIOR	Ve	252.00 m <sup>3</sup> /h
FLUJO MASICO AIRE EXTERIOR	me	286.04 kg/h
ENTALPIA DE LA MEZCLA	hm	16.974 Kcal/kg
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	CAPAC	6,293.03 Kcal/h
FLUJO DE AGUA HELADA	mag	1.26 m <sup>3</sup> /h

#### RESULTADOS:

CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(Kcal/h)	6,293.03
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(TON)	2.10
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	(m <sup>3</sup> /h)	1,242.45
FLUJO DE AGUA HELADA	(m <sup>3</sup> /h)	1.26

### CUADRO No 4.50

#### CALCULO DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO AMBIENTES: LAVADO Y SECADO LS51 Y LS52

<b>DATOS</b>		
CALOR TOTAL	Qt	2,926.34 Kcal/h
FACTOR CALOR SENSIBLE	FCS	0.904
ENTALPIA DE INSUFLAMIENTO	hi	11.900 Kcal/kg
ENTALPIA DE SALA	hs	15.750 Kcal/kg
ENTALPIA DE AIRE EXTERIOR	he	22.200 Kcal/kg
VOL. ESP. INSUFLAMIENTO	vi	0.817 m <sup>3</sup> /kg
VOL. ESP. AIRE EXTERIOR	ve	0.991 m <sup>3</sup> /kg
<b>CALCULOS</b>		
FLUJO MASICO INSUFLAMIENTO	mi	740.85 kg/h
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	Vi	605.27 m <sup>3</sup> /h
FLUJO VOLUM. AIRE EXTERIOR	Va	169.20 m <sup>3</sup> /h
FLUJO MASICO AIRE EXTERIOR	me	192.05 kg/h
ENTALPIA DE LA MEZCLA	hm	17.422 Kcal/kg
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	CAPAC	4,165.09 Kcal/h
FLUJO DE AGUA HELADA	mag	0.83 m <sup>3</sup> /h

#### RESULTADOS:

CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(Kcal/h)	4,165.09
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(TON)	1.39
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	(m <sup>3</sup> /h)	605.27
FLUJO DE AGUA HELADA	(m <sup>3</sup> /h)	0.83

**CUADRO No 4.51**

**CALCULO DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO  
 AMBIENTES: PREPARADOS TOXICOS  
 PT51, PT52, PT53 Y PT54**

<b>DATOS</b>		
CALOR TOTAL	Qt	1,895.65 Kcal/h
FACTOR CALOR SENSIBLE	FCS	0.818
ENTALPIA DE INSUFLAMIENTO	hi	11.900 Kcal/kg
ENTALPIA DE SALA	hs	15.750 Kcal/kg
ENTALPIA DE AIRE EXTERIOR	he	22.200 Kcal/kg
VOL. ESP. INSUFLAMIENTO	vi	0.818 m <sup>3</sup> /kg
VOL. ESP. AIRE EXTERIOR	ve	0.891 m <sup>3</sup> /kg
<b>CALCULOS</b>		
FLUJO MASICO INSUFLAMIENTO	mi	492.38 kg/h
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	Vi	402.76 m <sup>3</sup> /h
FLUJO VOLUM. AIRE EXTERIOR	Ve	60.48 m <sup>3</sup> /h
FLUJO MASICO AIRE EXTERIOR	me	69.65 kg/h
ENTALPIA DE LA MEZCLA	hm	16.649 Kcal/kg
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	CAPAC	2,338.44 Kcal/h
FLUJO DE AGUA HELADA	mag	0.47 m <sup>3</sup> /h

**RESULTADOS:**

CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(Kcal/h)	2,338.44
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(TON)	0.78
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	(m <sup>3</sup> /h)	402.76
FLUJO DE AGUA HELADA	(m <sup>3</sup> /h)	0.47

### CUADRO No 4.52

#### CALCULO DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO AMBIENTES: OFICINAS ADMINISTRATIVAS OF51 Y OF52

<b>DATOS</b>		
CALOR TOTAL	Qt	3,641.22 Kcal/h
FACTOR CALOR SENSIBLE	FCS	0.914
ENTALPIA DE INSUFLAMIENTO	hi	12.600 Kcal/kg
ENTALPIA DE SALA	hs	15.750 Kcal/kg
ENTALPIA DE AIRE EXTERIOR	he	22.200 Kcal/kg
VOL. ESP. INSUFLAMIENTO	vi	0.823 m <sup>3</sup> /kg
VOL. ESP. AIRE EXTERIOR	ve	0.891 m <sup>3</sup> /kg
<b>CALCULOS</b>		
FLUJO MASICO INSUFLAMIENTO	mi	1,155.94 kg/h
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	Vi	951.34 m <sup>3</sup> /h
FLUJO VOLUM. AIRE EXTERIOR	Ve	176.40 m <sup>3</sup> /h
FLUJO MASICO AIRE EXTERIOR	me	200.23 kg/h
ENTALPIA DE LA MEZCLA	hm	16.987 Kcal/kg
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	CAPAC	4,932.68 Kcal/h
FLUJO DE AGUA HELADA	mag	0.99 m <sup>3</sup> /h

#### RESULTADOS:

CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(Kcal/h)	4,932.68
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(TON)	1.64
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	(m <sup>3</sup> /h)	951.34
FLUJO DE AGUA HELADA	(m <sup>3</sup> /h)	0.99



### CUADRO No 4.53

#### CALCULO DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO AMBIENTES: SALAS DE REUNIONES SR51 Y SR52

<b>DATOS</b>		
CALOR TOTAL	Qt	10,923.34 Kcal/h
FACTOR CALOR SENSIBLE	FCS	0.920
ENTALPIA DE INSUFLAMIENTO	hi	12.600 Kcal/kg
ENTALPIA DE SALA	hs	15.750 Kcal/kg
ENTALPIA DE AIRE EXTERIOR	he	22.200 Kcal/kg
VOL. ESP. INSUFLAMIENTO	vi	0.823 m <sup>3</sup> /kg
VOL. ESP. AIRE EXTERIOR	ve	0.991 m <sup>3</sup> /kg
<b>CALCULOS</b>		
FLUJO MASICO INSUFLAMIENTO	mi	3,467.73 kg/h
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	Vi	2,853.94 m <sup>3</sup> /h
FLUJO VOLUM. AIRE EXTERIOR	Ve	1,035.00 m <sup>3</sup> /h
FLUJO MASICO AIRE EXTERIOR	me	1,174.90 kg/h
ENTALPIA DE LA MEZCLA	hm	17.925 Kcal/kg
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	CAFAC	18,500.81 Kcal/h
FLUJO DE AGUA HELADA	mag	3.70 m <sup>3</sup> /h

#### RESULTADOS:

CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(Kcal/h)	18,500.81
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(TON)	6.17
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	(m <sup>3</sup> /h)	2,853.94
FLUJO DE AGUA HELADA	(m <sup>3</sup> /h)	3.70

### CUADRO No 4.54

CALCULO DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO  
 AMBIENTES: MODULOS DE LABORATORIO  
 401, 301, 201, 101, S23

<b>DATOS</b>		
CALOR TOTAL	Qt	12,243.02 Kcal/h
FACTOR CALOR SENSIBLE	FCS	0.925
ENTALPIA DE INSUFLAMIENTO	hi	12.650 Kcal/kg
ENTALPIA DE SALA	hs	15.750 Kcal/kg
ENTALPIA DE AIRE EXTERIOR	he	22.200 Kcal/kg
VOL. ESP. INSUFLAMIENTO	vi	0.824 m <sup>3</sup> /kg
VOL. ESP. AIRE EXTERIOR	ve	0.891 m <sup>3</sup> /kg
<b>CALCULOS</b>		
FLUJO MASICO INSUFLAMIENTO	mi	3,949.36 kg/h
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	Vi	3,254.27 m <sup>3</sup> /h
FLUJO VOLUM. AIRE EXTERIOR	Ve	400.00 m <sup>3</sup> /h
FLUJO MASICO AIRE EXTERIOR	me	454.03 kg/h
ENTALPIA DE LA MEZCLA	hm	16.492 Kcal/kg
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	CAPAC	15,171.51 Kcal/h
FLUJO DE AGUA HELADA	mag	3.03 m <sup>3</sup> /h

#### RESULTADOS:

CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(Kcal/h)	15,171.51
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(TON)	5.06
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	(m <sup>3</sup> /h)	3,254.27
FLUJO DE AGUA HELADA	(m <sup>3</sup> /h)	3.03

**CUADRO No 4.55****CALCULO DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO  
AMBIENTES: MODULOS DE LABORATORIO**

del 102 al 109, del 202 al 209

del 302 al 309, del 402 al 409

del S19 al S22

<b>DATOS</b>		
CALOR TOTAL	Qt	12,518.97 Kcal/h
FACTOR CALOR SENSIBLE	FCS	0.926
ENTALPIA DE INSUFLAMIENTO	hi	12.650 Kcal/kg
ENTALPIA DE SALA	hs	15.750 Kcal/kg
ENTALPIA DE AIRE EXTERIOR	he	22.200 Kcal/kg
VOL. ESP. INSUFLAMIENTO	vi	0.824 m <sup>3</sup> /kg
VOL. ESP. AIRE EXTERIOR	ve	0.881 m <sup>3</sup> /kg
<b>CALCULOS</b>		
FLUJO MASICO INSUFLAMIENTO	mi	4,037.73 kg/h
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	Vi	3,327.09 m <sup>3</sup> /h
FLUJO VOLUM. AIRE EXTERIOR	Ve	400.00 m <sup>3</sup> /h
FLUJO MASICO AIRE EXTERIOR	me	454.03 kg/h
ENTALPIA DE LA MEZCLA	hm	16.475 Kcal/kg
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	CAPAC	15,445.48 Kcal/h
FLUJO DE AGUA HELADA	mag	3.09 m <sup>3</sup> /h

**RESULTADOS:**

CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(Kcal/h)	15,445.46
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(TON)	5.15
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	(m <sup>3</sup> /h)	3,327.09
FLUJO DE AGUA HELADA	(m <sup>3</sup> /h)	3.09

**CUADRO No 4.56**

CALCULO DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO  
 AMBIENTES: MODULOS DE LABORATORIO  
 410, 310, 210, 110

<b>DATOS</b>		
CALOR TOTAL	Qt	12,242.92 Kcal/h
FACTOR CALOR SENSIBLE	FC:S	0.825
ENTALPIA DE INSUFLAMIENTO	hi	12.850 Kcal/kg
ENTALPIA DE SALA	hs	15.750 Kcal/kg
ENTALPIA DE AIRE EXTERIOR	he	22.200 Kcal/kg
VOL. ESP. INSUFLAMIENTO	vi	0.824 m <sup>3</sup> /kg
VOL. ESP. AIRE EXTERIOR	ve	0.881 m <sup>3</sup> /kg
<b>CALCULOS</b>		
FLUJO MASICO INSUFLAMIENTO	mi	3,949.33 kg/h
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	Vi	3,254.25 m <sup>3</sup> /h
FLUJO VOLUM. AIRE EXTERIOR	Ve	400.00 m <sup>3</sup> /h
FLUJO MASICO AIRE EXTERIOR	me	454.03 kg/h
ENTALPIA DE LA MEZCLA	hm	18.492 Kcal/kg
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	CAPAC	15,171.41 Kcal/h
FLUJO DE AGUA HELADA	mag	3.03 m <sup>3</sup> /h

**RESULTADOS:**

CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(Kcal/h)	15,171.41
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(TON)	5.06
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	(m <sup>3</sup> /h)	3,254.25
FLUJO DE AGUA HELADA	(m <sup>3</sup> /h)	3.03

**CUADRO No 4.57**

CALCULO DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO  
 AMBIENTES: MODULOS DE LABORATORIO  
 411, 311, 211, 111

<b>DATOS</b>		
CALOR TOTAL	Qt	12,773.89 Kcal/h
FACTOR CALOR SENSIBLE	FCS	0.920
ENTALPIA DE INSUFLAMIENTO	hi	12.650 Kcal/kg
ENTALPIA DE SALA	hs	15.750 Kcal/kg
ENTALPIA DE AIRE EXTERIOR	he	22.200 Kcal/kg
VOL. ESP. INSUFLAMIENTO	vi	0.824 m <sup>3</sup> /kg
VOL. ESP. AIRE EXTERIOR	ve	0.881 m <sup>3</sup> /kg
<b>CALCULOS</b>		
FLUJO MASICO INSUFLAMIENTO	mi	4,120.61 kg/h
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	Vi	3,395.38 m <sup>3</sup> /h
FLUJO VOLUM. AIRE EXTERIOR	Ve	400.00 m <sup>3</sup> /h
FLUJO MASICO AIRE EXTERIOR	me	454.03 kg/h
ENTALPIA DE LA MEZCLA	hm	16.461 Kcal/kg
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	CAFAC	15,702.39 Kcal/h
FLUJO DE AGUA HELADA	mag	3.14 m <sup>3</sup> /h

**RESULTADOS:**

CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(Kcal/h)	15,702.38
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(TON)	5.23
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	(m <sup>3</sup> /h)	3,395.38
FLUJO DE AGUA HELADA	(m <sup>3</sup> /h)	3.14

### CUADRO No 4.58

CALCULO DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO  
 AMBIENTES: MODULOS DE LABORATORIO  
 del 412 al 417, del 312 al 317  
 del 212 al 217, del 112 al 117

<b>DATOS</b>		
CALOR TOTAL	Qt	12.667.76 Kcal/h
FACTOR CALOR SENSIBLE	FCS	0.927
ENTALPIA DE INSUFLAMIENTO	hi	12.650 Kcal/kg
ENTALPIA DE SALA	hs	15.750 Kcal/kg
ENTALPIA DE AIRE EXTERIOR	he	22.200 Kcal/kg
VOL. ESP. INSUFLAMIENTO	vi	0.824 m <sup>3</sup> /kg
VOL. ESP. AIRE EXTERIOR	ve	0.881 m <sup>3</sup> /kg
<b>CALCULOS</b>		
FLUJO MASICO INSUFLAMIENTO	mi	4.096.37 kg/h
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	Vi	3.367.17 m <sup>3</sup> /h
FLUJO VOLUM. AIRE EXTERIOR	Ve	400.00 m <sup>3</sup> /h
FLUJO MASICO AIRE EXTERIOR	me	454.03 kg/h
ENTALPIA DE LA MEZCLA	hm	16.487 Kcal/kg
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	CAPAC	15.596.25 Kcal/h
FLUJO DE AGUA HELADA	mag	3.12 m <sup>3</sup> /h

### RESULTADOS:

CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(Kcal/h)	15.596.25
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(TON)	5.20
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	(m <sup>3</sup> /h)	3.367.17
FLUJO DE AGUA HELADA	(m <sup>3</sup> /h)	3.12

### CUADRO No 4.59

CALCULO DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO  
 AMBIENTES: MODULOS DE LABORATORIO  
 418, 318, 218, 118

<b>DATOS</b>		
CALOR TOTAL	Qt	12,715.18 Kcal/h
FACTOR CALOR SENSIBLE	FCS	0.928
ENTALPIA DE INSUFLAMIENTO	hi	12.650 Kcal/kg
ENTALPIA DE SALA	hs	15.750 Kcal/kg
ENTALPIA DE AIRE EXTERIOR	he	22.200 Kcal/kg
VOL. ESP. INSUFLAMIENTO	vi	0.824 m <sup>3</sup> /kg
VOL. ESP. AIRE EXTERIOR	ve	0.881 m <sup>3</sup> /kg
<b>CALCULOS</b>		
FLUJO MASICO INSUFLAMIENTO	mi	4,101.67 kg/h
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	Vi	3,378.78 m <sup>3</sup> /h
FLUJO VOLUM. AIRE EXTERIOR	Ve	400.00 m <sup>3</sup> /h
FLUJO MASICO AIRE EXTERIOR	me	454.03 kg/h
ENTALPIA DE LA MEZCLA	hm	18.484 Kcal/kg
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	CAFAC	15,643.67 Kcal/h
FLUJO DE AGUA HELADA	mag	3.13 m <sup>3</sup> /h

### RESULTADOS:

CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(Kcal/h)	15,643.67
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(TON)	5.21
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	(m <sup>3</sup> /h)	3,378.78
FLUJO DE AGUA HELADA	(m <sup>3</sup> /h)	3.13

### CUADRO No 4.60

CALCULO DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO  
 AMBIENTES: OFICINAS CENTRALES  
 OC41, OC42, OC31, OC32  
 OC21, OC22, OC11, OC12 Y OCS1

<b>DATOS</b>		
CALOR TOTAL	Qt	2,783.84 Kcal/h
FACTOR CALOR SENSIBLE	FCs	0.888
ENTALPIA DE INSUFLAMIENTO	hi	12.500 Kcal/kg
ENTALPIA DE SALA	hs	15.750 Kcal/kg
ENTALPIA DE AIRE EXTERIOR	he	22.200 Kcal/kg
VOL. ESP. INSUFLAMIENTO	vi	0.820 m <sup>3</sup> /kg
VOL. ESP. AIRE EXTERIOR	ve	0.881 m <sup>3</sup> /kg
<b>CALCULOS</b>		
FLUJO MASICO INSUFLAMIENTO	mi	956.57 kg/h
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	Vi	702.38 m <sup>3</sup> /h
FLUJO VOLUM. AIRE EXTERIOR	Ve	252.00 m <sup>3</sup> /h
FLUJO MASICO AIRE EXTERIOR	me	298.04 kg/h
ENTALPIA DE LA MEZCLA	hm	17.904 Kcal/kg
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	CAPAC	4,628.79 Kcal/h
FLUJO DE AGUA HELADA	mag	0.93 m <sup>3</sup> /h

### RESULTADOS:

CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(Kcal/h)	4,628.79
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(TON)	1.54
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	(m <sup>3</sup> /h)	702.38
FLUJO DE AGUA HELADA	(m <sup>3</sup> /h)	0.93



### CUADRO No 4.61

CALCULO DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO  
 AMBIENTES: LAVADO Y SECADO  
 LS41, LS42, LS31, LS32, LS21  
 LS22, LS11, LS12, LSS1

<b>DATOS</b>		
CALOR TOTAL	Qt	2.091.35 Kcal/h
FACTOR CALOR SENSIBLE	FCS	0.724
ENTALPIA DE INSUFLAMIENTO	hi	11.000 Kcal/kg
ENTALPIA DE SALA	hs	15.750 Kcal/kg
ENTALPIA DE AIRE EXTERIOR	he	22.200 Kcal/kg
VOL. ESP. INSUFLAMIENTO	vi	0.813 m <sup>3</sup> /kg
VOL. ESP. AIRE EXTERIOR	ve	0.881 m <sup>3</sup> /kg
<b>CALCULOS</b>		
FLUJO MASICO INSUFLAMIENTO	mi	438.18 kg/h
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	Vi	356.02 m <sup>3</sup> /h
FLUJO VOLUM. AIRE EXTERIOR	Ve	169.20 m <sup>3</sup> /h
FLUJO MASICO AIRE EXTERIOR	me	192.05 kg/h
ENTALPIA DE LA MEZCLA	hm	18.577 Kcal/kg
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	CAPAC	3.320.10 Kcal/h
FLUJO DE AGUA HELADA	mag	0.66 m <sup>3</sup> /h

### RESULTADOS:

CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(Kcal/h)	3,320.10
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(TON)	1.11
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	(m <sup>3</sup> /h)	356.02
FLUJO DE AGUA HELADA	(m <sup>3</sup> /h)	0.66

### CUADRO No 4.62

#### CALCULO DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO

##### AMBIENTES: PREPARADOS TOXICOS

PT41, PT42, PT43 Y PT44

PT31, PT32, PT33 Y PT34

PT21, PT22, PT23 Y PT24

PT11, PT12, PT13 Y PT14

PTS1 Y PTS2

<b>DATOS</b>		
CALOR TOTAL	Qt	1,424.45 Kcal/h *
FACTOR CALOR SENSIBLE	FCS	0.758
ENTALPIA DE INSUFLAMIENTO	hi	11.500 Kcal/kg
ENTALPIA DE SALA	hs	15.750 Kcal/kg
ENTALPIA DE AIRE EXTERIOR	he	22.200 Kcal/kg
VOL. ESP. INSUFLAMIENTO	vi	0.817 m <sup>3</sup> /kg
VOL. ESP. AIRE EXTERIOR	ve	0.881 m <sup>3</sup> /kg
<b>CALCULOS</b>		
FLUJO MASICO INSUFLAMIENTO	mi	335.18 kg/h
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	Vi	273.83 m <sup>3</sup> /h
FLUJO VOLUM. AIRE EXTERIOR	Ve	60.48 m <sup>3</sup> /h
FLUJO MASICO AIRE EXTERIOR	me	68.65 kg/h
ENTALPIA DE LA MEZCLA	hm	17.071 Kcal/kg
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	CAFAC	1,867.24 Kcal/h
FLUJO DE AGUA HELADA	mag	0.37 m <sup>3</sup> /h

#### RESULTADOS:

CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(Kcal/h)	1,867.24
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(TON)	0.62
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	(m <sup>3</sup> /h)	273.83
FLUJO DE AGUA HELADA	(m <sup>3</sup> /h)	0.37

**CUADRO No 4.63**

**CALCULO DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO  
 AMBIENTES: OFICINAS ADMINISTRATIVAS  
 OF41, OF42, OF31, OF32, OF21, OF22**

<b>DATOS</b>			
CALOR TOTAL	Qt	2,281.01	Kcal/h
FACTOR CALOR SENSIBLE	FCS	0.863	
ENTALPIA DE INSUFLAMIENTO	hi	12.650	Kcal/kg
ENTALPIA DE SALA	hs	15.750	Kcal/kg
ENTALPIA DE AIRE EXTERIOR	he	22.200	Kcal/kg
VOL. ESP. INSUFLAMIENTO	vi	0.822	m <sup>3</sup> /kg
VOL. ESP. AIRE EXTERIOR	ve	0.881	m <sup>3</sup> /kg
<b>CALCULOS</b>			
FLUJO MASICO INSUFLAMIENTO	mi	735.81	kg/h
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	Vi	604.84	m <sup>3</sup> /h
FLUJO VOLUM. AIRE EXTERIOR	Ve	178.40	m <sup>3</sup> /h
FLUJO MASICO AIRE EXTERIOR	me	200.23	kg/h
ENTALPIA DE LA MEZCLA	hm	17.505	Kcal/kg
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	CAPAC	3,572.47	Kcal/h
FLUJO DE AGUA HELADA	mag	0.71	m <sup>3</sup> /h

**RESULTADOS:**

CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(Kcal/h)	3,572.47
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(TON)	1.18
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	(m <sup>3</sup> /h)	604.84
FLUJO DE AGUA HELADA	(m <sup>3</sup> /h)	0.71

### CUADRO No 4.64

CALCULO DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO  
 AMBIENTES: SALAS DE REUNIONES  
 SR21, SR22, SR31, SR32, SR41, SR42

<b>DATOS</b>		
CALOR TOTAL	Qt	9,038.84 Kcal/h
FACTOR CALOR SENSIBLE	FCS	0.914
ENTALPIA DE INSUFLAMIENTO	hi	12.600 Kcal/kg
ENTALPIA DE SALA	hs	15.750 Kcal/kg
ENTALPIA DE AIRE EXTERIOR	he	22.200 Kcal/kg
VOL. ESP. INSUFLAMIENTO	vi	0.823 m <sup>3</sup> /kg
VOL. ESP. AIRE EXTERIOR	ve	0.881 m <sup>3</sup> /kg
<b>CALCULOS</b>		
FLUJO MASICO INSUFLAMIENTO	mi	2,869.84 kg/h
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	Vi	2,361.05 m <sup>3</sup> /h
FLUJO VOLUM. AIRE EXTERIOR	Ve	1,035.00 m <sup>3</sup> /h
FLUJO MASICO AIRE EXTERIOR	me	1,174.90 kg/h
ENTALPIA DE LA MEZCLA	hm	18.391 Kcal/kg
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	CAPAC	18,614.31 Kcal/h
FLUJO DE AGUA HELADA	mag	3.32 m <sup>3</sup> /h

### RESULTADOS:

CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(Kcal/h)	16,614.31
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(TON)	5.54
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	(m <sup>3</sup> /h)	2,361.05
FLUJO DE AGUA HELADA	(m <sup>3</sup> /h)	3.32

### CUADRO No 4.65

#### CALCULO DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO AMBIENTE: TOTAL

<b>DATOS</b>		
CALOR TOTAL	Qt	1,098,058.00 Kcal/h
FACTOR CALOR SENSIBLE	FCS	0.937
ENTALPIA DE INSUFLAMIENTO	hi	12.800 Kcal/kg
ENTALPIA DE SALA	hs	15.750 Kcal/kg
ENTALPIA DE AIRE EXTERIOR	he	22.200 Kcal/kg
VOL. ESP. INSUFLAMIENTO	vi	0.824 m <sup>3</sup> /kg
VOL. ESP. AIRE EXTERIOR	ve	0.891 m <sup>3</sup> /kg
<b>CALCULOS</b>		
FLUJO MASICO INSUFLAMIENTO	mi	371,544.41 kg/h
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	Vi	306,152.58 m <sup>3</sup> /h
FLUJO VOLUM. AIRE EXTERIOR	Ve	64,189.50 m <sup>3</sup> /h
FLUJO MASICO AIRE EXTERIOR	me	72,859.82 kg/h
ENTALPIA DE LA MEZCLA	hm	17.015 Kcal/kg
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	CAPAC	1,566,001.83 Kcal/h
FLUJO DE AGUA HELADA	mag	313.20 m <sup>3</sup> /h

#### RESULTADOS:

CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(Kcal/h)	1,566,001.83
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(TON)	522.00
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	(m <sup>3</sup> /h)	306,152.58
FLUJO DE AGUA HELADA	(m <sup>3</sup> /h)	313.20

desde la condición del aire exterior hasta la de insuflamiento

Por esta razón se va a realizar el proceso en dos pasos.

Primero se efectuará un enfriamiento desde la condición E hasta la condición I1 y luego se efectuará un calentamiento sensible empleando resistencias eléctricas desde la condición I1 hasta la condición correspondiente al punto I que pertenece a la línea de proceso de sala.

Finalmente en esta condición I se insuflará el aire al ambiente a acondicionar.

Desde el punto E se ha trazado una recta tangente a la curva de saturación y ubicado los puntos R y I1 (ver figura 4.2).

A continuación, desde el punto I1 se ha trazado una recta horizontal hasta cortar a la línea de factor de calor sensible de 0.768 quedando así localizado el punto I que corresponde a la condición de insuflamiento de aire.

Del gráfico se puede obtener las siguientes entalpías para el aire húmedo:

A las condiciones del aire de sala :  $h_s = 15.75$  Kcal/Kg

A las condiciones del aire exterior:  $h_e = 22.2$  Kcal/Kg

A las condiciones del punto I1 :  $h_{I1} = 12.0$  Kcal/Kg

A las condic. de salida del equipo :  $h_i = 13.1$  Kcal/Kg

Seguidamente se calcula el flujo de masa del aire de insuflamiento del equipo empleando la siguiente expresión:

$$m_1 = Q_t / (h_s - h_i)$$

Reemplazando obtenemos:

$$m_1 = 561 \text{ Kg/h}$$

A la condición de insuflamiento le corresponde un volumen específico de  $0.83 \text{ m}^3/\text{Kg}$ , por lo que el caudal de aire insuflado será:

$$V_i = 465.64 \text{ m}^3/\text{h}$$

A la condición del aire exterior le corresponde un volumen específico de  $0.881 \text{ m}^3/\text{Kg}$  por lo que el caudal de aire exterior será:

$$V_e = 494.25 \text{ m}^3/\text{h}$$

La carga de enfriamiento del equipo estará dada por la siguiente expresión:

$$\text{Capacidad} = m_i \cdot (h_e - h_{i1})$$

De donde, reemplazando valores se obtiene:

$$\text{Capacidad de enfriamiento} = 5,722.3 \text{ Kcal/h}$$

Valor que equivale a 1.91 TON de refrigeración.

Finalmente, la carga de recalentamiento estará definida como:

$$\text{Carga Recalentamiento} = m_i \cdot (h_i - h_{i1})$$

Reemplazando valores obtenemos:

$$\text{Carga de recalentamiento} = 617.1 \text{ Kcal/h}$$

Valor que equivale a 0.72 Kw.

En el Cuadro N° 4.66 se puede encontrar la hoja de cálculo de la capacidad de enfriamiento y recalentamiento para el ambiente evaluado (S01) y en los cuadros 4.67 al 4.71 se presenta la hoja de cálculo para los demás ambientes con 100% de aire exterior.



### CUADRO No 4.66

#### CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO Y RECALENTAMIENTO AMBIENTES DEL SOTANO S01, S03 Y S05

<b>DATOS</b>		
CALOR TOTAL	Qt	1,488.67 Kcal/h
FACTOR CALOR SENSIBLE	FCS	0.768
ENTALPIA DEL PUNTO II	hi1	12.000 Kcal/kg
ENTALPIA DE INSUFLAMIENTO	hi	13.100 Kcal/kg
ENTALPIA DE SALA	hs	15.750 Kcal/kg
ENTALPIA DE AIRE EXTERIOR	he	22.200 Kcal/kg
VOL. ESP. INSUFLAMIENTO	vi	0.830 m <sup>3</sup> /kg
VOL. ESP. AIRE EXTERIOR	ve	0.881 m <sup>3</sup> /kg
<b>CALCULOS</b>		
FLUJO MASICO INSUFLAMIENTO	mi	561.01 kg/h
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	Vi	465.64 m <sup>3</sup> /h
FLUJO VOLUM. AIRE EXTERIOR	Ve	494.25 m <sup>3</sup> /h
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	CAPAC	5,722.28 Kcal/h
CAPACIDAD DE RECALENTAMIENT	CAP.R	617.11 Kcal/h
FLUJO DE AGUA HELADA	mag	1.14 m <sup>3</sup> /h

#### RESULTADOS:

CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(Kcal/h)	5,722.28
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(TON)	1.91
CAPACIDAD DE RECALENTAMIENTO	(Kw)	0.72
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	(m <sup>3</sup> /h)	465.64
FLUJO DE AGUA HELADA	(m <sup>3</sup> /h)	1.14

**CUADRO No 4.67**

**CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO Y RECALENTAMIENTO  
 AMBIENTES DEL SOTANO  
 S02, S07 Y S08**

<b>DATOS</b>		
CALOR TOTAL	Qt	1.867.09 Kcal/h
FACTOR CALOR SENSIBLE	FCS	0.915
ENTALPIA DEL PUNTO II	hi1	12.000 Kcal/kg
ENTALPIA DE INSUFLAMIENTO	hi	12.550 Kcal/kg
ENTALPIA DE SALA	hs	15.750 Kcal/kg
ENTALPIA DE AIRE EXTERIOR	he	22.200 Kcal/kg
VOL. ESP. INSUFLAMIENTO	vi	0.823 m <sup>3</sup> /kg
VOL. ESP. AIRE EXTERIOR	ve	0.821 m <sup>3</sup> /kg
<b>CALCULOS</b>		
FLUJO MASICO INSUFLAMIENTO	mi	583.47 kg/h
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	Vi	480.19 m <sup>3</sup> /h
FLUJO VOLUM. AIRE EXTERIOR	Ve	514.03 m <sup>3</sup> /h
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	CAPAC	5.951.35 Kcal/h
CAPACIDAD DE RECALENTAMIENT	CAP.R	320.91 Kcal/h
FLUJO DE AGUA HELADA	mag	1.19 m <sup>3</sup> /h

**RESULTADOS:**

CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(Kcal/h)	5.951.35
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(TON)	1.98
CAPACIDAD DE RECALENTAMIENTO	(Kw)	0.37
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	(m <sup>3</sup> /h)	480.19
FLUJO DE AGUA HELADA	(m <sup>3</sup> /h)	1.19

**CUADRO No 4.68**

**CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO Y RECALENTAMIENTO  
 AMBIENTES DEL SOTANO  
 S04, S06, S09, S10, S11, S12**

<b>DATOS</b>		
CALOR TOTAL	Qt	1,269.41 Kcal/h
FACTOR CALOR SENSIBLE	FCS	0.729
ENTALPIA DEL PUNTO I1	hi1	12.000 Kcal/kg
ENTALPIA DE INSUFLAMIENTO	hi	13.300 Kcal/kg
ENTALPIA DE SA' A	hs	15.750 Kcal/kg
ENTALPIA DE AIRE EXTERIOR	he	22.200 Kcal/kg
VOL. ESP. INSUFLAMIENTO	vi	0.833 m <sup>3</sup> /kg
VOL. ESP. AIRE EXTERIOR	ve	0.881 m <sup>3</sup> /kg
<b>CALCULOS</b>		
FLUJO MASICO INSUFLAMIENTO	mi	517.72 kg/h
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	Vi	431.26 m <sup>3</sup> /h
FLUJO VOLUM. AIRE EXTERIOR	Ve	456.11 m <sup>3</sup> /h
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	CAPAC	5,280.73 Kcal/h
CAPACIDAD DE RECALENTAMIENT	CAP.R	673.03 Kcal/h
FLUJO DE AGUA HELADA	mag	1.06 m <sup>3</sup> /h

**RESULTADOS:**

CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(Kcal/h)	5,280.73
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(TON)	1.76
CAPACIDAD DE RECALENTAMIENTO	(Kw)	0.78
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	(m <sup>3</sup> /h)	431.26
FLUJO DE AGUA HELADA	(m <sup>3</sup> /h)	1.06

### CUADRO No 4.69

#### CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO Y RECALENTAMIENTO AMBIENTE DEL SOTANO S13

<b>DATOS</b>		
CALOR TOTAL	Qt	2.107,42 Kcal/h
FACTOR CALOR SENSIBLE	FCS	0,792
ENTALPIA DEL PUNTO II	hi1	12.000 Kcal/kg
ENTALPIA DE INSUFLAMIENTO	hi	12.900 Kcal/kg
ENTALPIA DE SALA	hs	15.750 Kcal/kg
ENTALPIA DE AIRE EXTERIOR	he	22.200 Kcal/kg
VOL ESP. INSUFLAMIENTO	vi	0,927 m <sup>3</sup> /kg
VOL ESP. AIRE EXTERIOR	ve	0,881 m <sup>3</sup> /kg
<b>CALCULOS</b>		
FLUJO MASICO INSUFLAMIENTO	mi	729,45 kg/h
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	Vi	611,52 m <sup>3</sup> /h
FLUJO VOLUM. AIRE EXTERIOR	Ve	651,45 m <sup>3</sup> /h
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	CAPAC	7.542,35 Kcal/h
CAPACIDAD DE RECALENTAMIENT	CAP.R	885,50 Kcal/h
FLUJO DE AGUA HELADA	mag	1,51 m <sup>3</sup> /h

#### RESULTADOS:

CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(Kcal/h)	7.542,35
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(TON)	2,51
CAPACIDAD DE RECALENTAMIENTO	(Kw)	0,77
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	(m <sup>3</sup> /h)	611,52
FLUJO DE AGUA HELADA	(m <sup>3</sup> /h)	1,51

### CUADRO No 4.70

#### CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO Y RECALENTAMIENTO AMBIENTE DEL SOTANO S14 Y S15

<b>DATOS</b>		
CALOR TOTAL	Qt	1,838.09 Kcal/h
FACTOR CALOR SENSIBLE	FCS	0.912
ENTALPIA DEL PUNTO II	hi1	12.000 Kcal/kg
ENTALPIA DE INSUFLAMIENTO	hi	12.600 Kcal/kg
ENTALPIA DE SALA	hs	15.750 Kcal/kg
ENTALPIA DE AIRE EXTERIOR	he	22.200 Kcal/kg
VOL. ESP. INSUFLAMIENTO	vi	0.824 m <sup>3</sup> /kg
VOL. ESP. AIRE EXTERIOR	ve	0.881 m <sup>3</sup> /kg
<b>CALCULOS</b>		
FLUJO MASICO INSUFLAMIENTO	mi	583.52 kg/h
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	Vi	480.82 m <sup>3</sup> /h
FLUJO VOLUM. AIRE EXTERIOR	Ve	514.08 m <sup>3</sup> /h
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	CAPAC	5,951.91 Kcal/h
CAPACIDAD DE RECALENTAMIENT	CAP.R	350.11 Kcal/h
FLUJO DE AGUA HELADA	mag	1.18 m <sup>3</sup> /h

#### RESULTADOS:

CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(Kcal/h)	5,951.91
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(TON)	1.98
CAPACIDAD DE RECALENTAMIENTO	(Kw)	0.41
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	(m <sup>3</sup> /h)	480.82
FLUJO DE AGUA HELADA	(m <sup>3</sup> /h)	1.18

### CUADRO No 4.71

#### CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO Y RECALENTAMIENTO AMBIENTE DEL SOTANO S16, S17 Y S18

<b>DATOS</b>		
CALOR TOTAL	Qt	2,113.31 Kcal/h
FACTOR CALOR SENSIBLE	FCs	0.782
ENTALPIA DEL PUNTO II	hi1	12.000 Kcal/kg
ENTALPIA DE INSUFLAMIENTO	hi	12.900 Kcal/kg
ENTALPIA DE SALA	hs	15.750 Kcal/kg
ENTALPIA DE AIRE EXTERIOR	he	22.200 Kcal/kg
VOL. ESP. INSUFLAMIENTO	vi	0.827 m <sup>3</sup> /kg
VOL. ESP. AIRE EXTERIOR	ve	0.881 m <sup>3</sup> /kg
<b>CALCULOS</b>		
FLUJO MASICO INSUFLAMIENTO	mi	741.51 kg/h
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	Vi	613.23 m <sup>3</sup> /h
FLUJO VOLUM. AIRE EXTERIOR	Ve	653.27 m <sup>3</sup> /h
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	CAPAC	7,563.43 Kcal/h
CAPACIDAD DE RECALENTAMIENT	CAP R	667.36 Kcal/h
FLUJO DE AGUA HELADA	mag	1.51 m <sup>3</sup> /h

#### RESULTADOS:

CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(Kcal/h)	7,563.43
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	(TON)	2.52
CAPACIDAD DE RECALENTAMIENTO	(Kw)	0.78
FLUJO VOLUM. INSUFLAMIENTO	(m <sup>3</sup> /h)	613.23
FLUJO DE AGUA HELADA	(m <sup>3</sup> /h)	1.51

## CAPITULO 5 SELECCION DE LOS EQUIPOS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

El sistema de aire acondicionado empleado, tal como se detalló en el punto 3.3, es del tipo todo agua y estará compuesto por varias unidades centrales de enfriamiento de agua (chillers) y en cada ambiente acondicionado una unidad ventilador serpentín (fan coil).

La selección de los equipos mencionados se efectuará empleando los resultados obtenidos en el capítulo anterior de capacidades y flujo de aire necesarios tanto para el local considerado en forma global así como para cada ambiente.

En el mercado local existen distribuidores de diversas marcas de reconocido prestigio internacional que podrían suministrar los equipos necesarios, de los cuales se empleará la marca DAIKIN para efectuar la selección.

En el apéndice B se incluyen todos los catálogos empleados en la selección de los diversos equipos.

### 5.1 Selección de las unidades centrales de enfriamiento.

Para esta parte emplearemos los resultados del cálculo de la capacidad global del edificio, que se encuentra en el Cuadro N°4.65, de donde se tiene:

Carga de enfriamiento - 1'566,001.8 Kcal/h - 522 TON

Para escoger el número de unidades centrales enfriadoras, se debe tomar en cuenta que es necesario tener un sistema confiable debido a que una falla en el sistema de acondicionamiento puede ocasionar serios problemas en diversos ambientes como por ejemplo en los ambientes de animales, en donde un excesivo aumento de temperatura puede alterar los resultados de los experimentos y hasta puede ocasionar la muerte de dichos animales.

Por lo tanto será necesario emplear 3 unidades centrales de enfriamiento iguales de 261 TON de refrigeración cada una, de tal manera que siempre existan dos unidades operando y una en reserva.

Para la selección de los equipos se considerará:

Texterior	: 29°C
salida del agua	· 5 °C
Variac. temp. agua	: 5 °C
Capac. requerida	: 783,000 Kcal/h

Empleando el cuadro de capacidad No 4.2 del catálogo "Air Cooled Water Chillers" de DAIKIN obtenemos que con las consideraciones de temperatura mencionadas, el modelo UWA 320 H tiene la siguiente capacidad de enfriamiento:

CAP	: 788,800 Kcal/h
WFR	: 2,390.4 LT/min



En donde CAP es la capacidad de enfriamiento y WFR es el caudal de agua para una disminución de temperatura dentro del chiller de 5.5 °C, por lo tanto el flujo de agua debe corregirse de la siguiente manera:

$$WFR1 = WFR * 5.5 / 5 \dots\dots\dots (\text{Ecuación N}^\circ 5.1)$$

de donde:

$$\text{Flujo de agua} = 2,629 \text{ lt/min} = 157 \text{ m}^3/\text{h}$$

Como la capacidad requerida por el local es ligeramente menor que la que entrega el equipo, el equipo seleccionado funcionará satisfactoriamente. Además, podríamos reducir ligeramente el flujo de agua de tal manera que nos de el valor exacto del calor requerido, así:

Partiendo de la ecuación:

$$Q = m * c_p * \Delta t \dots\dots\dots (\text{Ecuación N}^\circ 5.2)$$

$$m \text{ agua} = 157 \times 783,000 / 788,800 = 155 \text{ m}^3/\text{h}$$

Es decir, los chillers tendrán las siguientes características:

MARCA : DAIKIN  
 MODELO : UWA 320H  
 CAPAC : 783,000 Kcal/h  
 FLUJO : 155 m<sup>3</sup>/h  
 Tentrada : 10 °C  
 Tsalida : 5 °C  
 CANTIDAD : 3

Las características eléctricas de los equipos son:

TENSION : 440 V  
 FRECUENCIA : 60 Hz  
 FASES : 3

Estos equipos irán montados en la azotea del edificio y cada uno separado en dos partes, una de ellas corresponderá a los compresores y al intercambiador de coraza y haz de tubos agua-refrigerante R22 y la otra parte corresponderá a los condensadores con sus respectivos ventiladores.

## 5.2 Selección de las unidades ventilador-serpentin.

En esta sección se efectúa la selección de la unidad ventilador serpentin para el ambiente correspondiente al módulo de laboratorio No 511 y luego se presentan los resultados de la selección efectuada, bajo el mismo procedimiento, para los demás ambientes acondicionados del edificio.

Del cuadro No 4.43 se tienen los siguientes datos de partida para la selección:

Capacidad de enfriamiento total= 16,183.14 Kcal/h

Flujo de aire de insuflamiento = 63 m<sup>3</sup>/min

Además, de la figura 4.1 obtenemos las condiciones del aire a la entrada del serpentin de enfriamiento (punto de insuflamiento):

Temp. bulbo seco : 24.5  
Temp. bulbo húmedo : 18.0 °C

Además, el factor de By-pass será:

$$BF = \frac{13.3 - 12.5}{24.5 - 12.5} = 0.07$$

Con todos estos datos y empleando el cuadro de capacidad de enfriamiento No 3.3 del catálogo "Air Handling Units UAH-J Series" de DAIKIN obtenemos lo siguiente:

$$\begin{aligned} \text{Capacidad de enfriamiento} &= 15,400 \text{ Kcal/h} \\ \text{Flujo de agua} &= 47 \text{ litros/min} \end{aligned}$$

Sin embargo, estos valores corresponden a una temperatura de entrada al serpentín del agua enfriada de 7 °C y con una variación de temperatura en el mismo de 5.5 °C por lo tanto debe corregirse la capacidad obtenida

$$\begin{aligned} \text{Capacidad de enfriam. real} &= 15,400 * 1.18 * 5/5.5 \\ \text{Capacidad} &= 16,520 \text{ Kcal/h} \end{aligned}$$

Donde el primer factor corresponde a la corrección por temperatura de ingreso del agua diferente de 7 °C (ver nota 1 del catálogo) y el segundo factor corresponde a la corrección por la diferencia de temperatura dentro del serpentín.

Además el flujo de agua para esta condición será:

$$\text{Caudal de agua} = \frac{16,520}{1 * 5 * 1,000} = 3.3 \text{ m}^3/\text{h} = 54.9 \text{ lt/min}$$

Es necesario recalcar que la capacidad de enfriamiento que puede entregar el equipo es mayor que la requerida por el ambiente (16,520 y 16,183.14 respectivamente), sin embargo este exceso es de apenas el 7% por lo que se puede decir que el equipo ventilador serpentín seleccionado es totalmente apropiado para el ambiente a acondicionar.

Acercas de la velocidad del aire en la cara del serpentín, que para el equipo seleccionado es de 2.11 m/s, se puede afirmar que es satisfactoria ya que se encuentra dentro del rango óptimo de funcionamiento de este tipo de equipos (1.8 m/s a 2.8 m/s) según recomendaciones de diversos fabricantes.

Finalmente se presenta un resumen con los resultados obtenidos para el ventilador serpentín:

MARCA	: DAIKIN
MODELO	: UAH8J
CAPACIDAD	: 16,520 Kcal/h
AIRE INSUF:	63 m <sup>3</sup> /min
FLUJO AGUA:	3.3 m <sup>3</sup> /h

Las características eléctricas del equipo ventilador serpentín seleccionado son las siguientes:

TENSION	: 220 V
FRECUENCIA	: 60 Hz
FASES	: 3

El procedimiento de selección mostrado se ha repetido para los demás ambientes acondicionados del edificio y a continuación se presenta el cuadro No 5.1 que contiene los resultados obtenidos.

## CAPITULO 6 CALCULO OPTIMIZADO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCION DE AIRE

Hasta este punto han sido determinados los caudales de insuflamiento del aire acondicionado y de renovación para cada uno de los ambientes. En este capítulo va a determinarse la forma en que estos caudales van a ser transportados, insuflados y retornados de cada ambiente.

### 6.1 Disposición de ductos de inyección y extracción de aire

En el caso de los módulos de laboratorio, la distribución de aire de insuflamiento del equipo acondicionador se efectuará a través del ducto de suministro mostrado en los planos, en donde además se puede apreciar que el aire ha sido distribuido convenientemente para lograr una adecuada uniformización de las condiciones ambientales. También se puede apreciar que el retorno se lleva a cabo muy cerca del equipo de tal manera que se consigue un ahorro en ductería y a la vez se disminuye la caída de presión que debe vencer el ventilador de impulsión.

La inyección de aire de renovación se efectúa mediante ductos que ingresan por la azotea y bajan verticalmente por ductos de concreto e inyectan aire de renovación a los módulos de laboratorio del 5°, 4°, 3°, 2° y 1° piso y

cuando corresponde, a los módulos de laboratorio del sótano. Los ventiladores que efectúan esta labor se encuentran ubicados en la azotea del edificio.

Para los ambientes ubicados en la parte central del edificio, como son las oficinas centrales, las oficinas de lavado y secado y las salas de preparados tóxicos, se ha efectuado la inyección de aire exterior mediante ventiladores ubicados en la azotea y ductos que bajan por los ductos de concreto centrales y luego distribuyen el aire a nivel de cada piso.

Todos los ambientes descritos tienen una presión positiva debido a la inyección de aire exterior, lo cual impide la ganancia de calor por aire de infiltración, obligando por el contrario a que una parte del aire insuflado fugue por las puertas e intersticios, completándose el ciclo de renovación de aire del ambiente.

Para el caso de los ambientes de animales del sótano, en donde no existe recirculación de aire, se han previsto ductos de inyección y extracción de aire con sus respectivos ventiladores (ver plano del sótano).

Aquí se puede notar que se han dispuesto ventiladores para llevar aire desde el exterior hasta la zona de ingreso a los fan-coils y desde este punto ya es el propio ventilador del fan-coil el que se encarga de vencer la resistencia misma del equipo y la

correspondiente a los ductos de distribución de aire acondicionado.

En el cuadro N°6.1 se encuentra la relación de ventiladores de aire exterior y extractores con los diferentes ambientes a los que se inyecta aire junto con su respectiva ubicación.

## 6.2 Distribución de aire en los espacios acondicionados.

Con la disposición de caudales ya mostrados en los planos se va a dimensionar los respectivos difusores y rejillas de aire para la correcta distribución de aire.

Sin una correcta distribución de aire, debido a un mal cálculo de difusores, es posible tener un ambiente mal acondicionado aún insuflando la cantidad correcta de aire.

Por esta razón se efectúa un minucioso cálculo de difusores y rejillas.

### 6.2.1 Cálculo de difusores.

Se va a presentar un ejemplo de cálculo para un difusor del módulo de laboratorio 511 y los demás difusores, que han sido calculados con el mismo criterio, se pueden encontrar en los planos respectivos.

Se empleará el Cuadro 3.19 que ha sido incluido en la presente tesis en el acápite 3.4.6.

El caudal de insuflamiento total al ambiente 511 es de 4,086 m<sup>3</sup>/h (ver Cuadro 4.43) y considerando un alcance del tiro equivalente a las 3/4 partes de la distancia desde la ubicación del difusor hasta la pared ubicada al

frente (ver plano IM-3), se tiene que el alcance del tiro del difusor debe ser de:

$$\text{Alcance del tiro} : 5.2 \times 0.75 = 3.9 \text{ mt}$$

La diferencia de temperaturas entre el aire insuflado y la condición de sala es  $24 - 13 = 11 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Además, es necesario determinar el factor de circulación K, que está definido como el caudal insuflado entre el área libre de pared opuesta.

Del plano IM-3 puede verse que el ducto de insuflamiento consta de dos partes: una primera en que existen cuatro difusores alineados y una segunda en que hay dos difusores también alineados, es decir, existen seis difusores en total.

En la zona de los cuatro primeros difusores, el área de la pared opuesta a los mismos es de 8.5 m x 3 m de altura y el caudal insuflado por estos difusores será de  $4,086 \times 4/6 \text{ m}^3/\text{h}$ .

Por lo tanto, el factor de circulación K será:

$$K = (4,086 \times 4/6) / (8.5 \times 3.0 \times 3,600) = 0.0297 \text{ m}^3/\text{s.m}^2$$

En el Cuadro N° 3.19 se puede ver que para el caso en que la velocidad de salida es de 2 m/s, los valores de K están entre 0.0289 y 0.0965 y que para el caso de velocidad 2.5 m/s los valores de K están comprendidos entre 0.0213 y 0.071. Estos dos rangos contienen al valor de K calculado, por lo que nos encontramos en alguno de estos casos o en el intermedio de estos.



Por otro lado sabemos que el caudal insuflado por los seis difusores es de 4,086 m<sup>3</sup>/h por lo que cada difusor deberá insuflar 681 m<sup>3</sup>/h.

Si usamos difusores de 600 mm x 200 mm podemos observar en el Cuadro N° 3.19 que para una velocidad de salida de 2 m/s se insuflarán 590 m<sup>3</sup>/h mientras que con una velocidad de salida de 2.5 m/s se insuflarán 780 m<sup>3</sup>/h, por lo que interpolando entre los caudales y velocidades mencionados, obtenemos que a un caudal de 681 m<sup>3</sup>/h le corresponde una velocidad de 2.24 m/s.

Smilarmente se va a determinar el alcance del tiro interpolando entre los valores correspondientes a 2 m/s y 2.5 m/s tal como se muestra a continuación:

Velocidad(m/s):	2.0	2.24	2.5
Alcance del tiro:			
máx. (m)	5.2	6.35(*)	7.6
med. (m)	3.95	4.84(*)	5.8
mín. (m)	2.6	3.25(*)	3.95

(\*) Valor obtenido por interpolación.

Por lo tanto, ajustando las guías del difusor puede obtenerse la distancia de propulsión exacta de 3.9 mt.

Además, interpolando en el Cuadro N° 3.19 de manera similar a la descrita podemos comprobar que la altura de techo mínima del ambiente estará dentro del siguiente rango:

Velocidad(m/s)	2.0	2.24	2.5
Altura mínima del techo (m):			
Tiro máx:	3.5	3.72(*)	3.95
Tiro med:	3.0	3.19(*)	3.40
Tiro mín:	2.6	2.65(*)	2.70

(\*) Valor obtenido por interpolación.

Para determinar la altura de techo mínima que le corresponde a una distancia de propulsión de 3.9 m efectuamos la siguiente interpolación a partir de los valores ya obtenidos:

Alcance del tiro (m)	Altura mín. de techo (m)
4.84	3.19
3.90	2.87(*)
3.25	2.65

(\*) Valor obtenido por interpolación.

El ambiente acondicionado tiene una altura de 3 mt, valor que es superior a los 2.87 mt de altura mínima.

Como comprobación final podemos ver que la velocidad en la boca de impulsión de 2.24 m/s, es considerablemente inferior a la velocidad máxima recomendada en estos casos (ver Cuadro 3.17).

Por todo lo antes expuesto se puede afirmar que los difusores de 600 mm x 200 mm trabajarán satisfactoriamente en el módulo de laboratorio.

#### 6.2.2 Cálculo de las rejillas de retorno.

El cálculo de las dimensiones de las rejillas de retorno se ha efectuado según el procedimiento que se presenta a continuación para el caso del módulo de laboratorio 511.

Del Cuadro 4.43 se han obtenido los siguientes datos:

Flujo másico de insuflamiento,  $m_1 = 4,958.9$  Kg/h  
 Flujo másico de aire exterior,  $m_e = 454.0$  Kg/h  
 Vol. específico del aire de sala,  $v_s = 0.855$  m<sup>3</sup>/Kg

El flujo volumétrico de aire que retorna a la unidad está definido por la expresión:  $V_r = (m_1 - m_e) \times v_s$

Evaluando esta **expresión** obtenemos un flujo volumétrico de aire de retorno de 3,852 m<sup>3</sup>/h.

Si consideramos una rejilla de retorno de 900 x 450 mm<sup>2</sup>, la velocidad del aire a través de ésta será de 2.64 m/s, valor que está por debajo del máximo permisible (ver Cuadro 3.18) por lo que las dimensiones escogidas de la rejilla son satisfactorias.

### 6.3 Disposición de mecanismos de balance.

Tal como se ha explicado en el punto 3.4.5, en cada difusor y rejilla de retorno se ubicará un damper de regulación de caudal de doble acción para permitir efectuar un balance del sistema que garantice que los flujos de aire especificados se den en la práctica.

La razón de emplear dampers de doble acción es que estos permiten regular mejor el flujo ya que la relación entre el porcentaje de apertura de las paletas del damper y el porcentaje de caudal van variando en proporciones más controlables que en el caso de los dampers de simple acción en los que el control de caudal resulta casi imposible.

Además en cada derivación se deberá instalar compuertas que faciliten el balance del sistema al hacer

la puesta en marcha del mismo. La regulación de las compuertas en cada derivación podrá ser efectuada mediante la instalación de un tubo de pitot que permita determinar el caudal que circula por el ducto.

#### 6.4 Dimensionamiento de ductos mediante simulación hidráulica

El dimensionamiento de los ductos se llevará a cabo mediante una simulación hidráulica empleando para esto, tal como se especificó en el acápite 3.4.4, el método de pérdida de carga constante.

La simulación debe predecir la pérdida de carga en cada uno de los componentes del sistema de ductería de distribución de aire, empleándose para ello las siguientes fórmulas:

a) Caída de presión en tramos rectos (Pérdidas primarias)

La caída de presión en tramos rectos depende de la velocidad del aire en el ducto, del tamaño del mismo, de la rugosidad de la superficie interior y de la longitud del ducto.

Su cálculo puede hacerse empleando la ecuación de D'arcy-Weisbach:

$$h_p = f \cdot L/D \cdot V^2/2g \dots\dots\dots(\text{Ecuación N}^\circ 6.1)$$

En donde L es la longitud del conducto, D el diámetro del mismo y V la velocidad del aire en su interior.

El factor de fricción f puede ser determinado mediante la ecuación de Colebrook:

$$1/\sqrt{f} = -2 \cdot \log_{10} \left[ \frac{(f \cdot e)}{(3.7D)} + \frac{2.51}{(Re \cdot \sqrt{f})} \right] \dots (\text{Ec. } 6.2)$$

En donde  $e$  es el factor de rugosidad absoluta del material.

Resulta claro que el factor  $f$  debe ser calculado mediante el empleo de técnicas iterativas.

Sin embargo, el "Institution of Heating and Ventilating Engineers" ha resuelto el problema confeccionando un ábaco que empleando coordenadas logarítmicas, presenta relaciones lineales para el flujo de aire, diámetro del conducto, velocidad media y caída de presión.

Dicho ábaco se presenta en el Gráfico N° 6.1, el cual ha sido elaborado para ductos circulares de plancha galvanizada con uniones de acuerdo con la buena práctica comercial y aire a condiciones estandar, pudiéndose emplear en un rango de variación de las condiciones del aire entre 10 y 32°C y para altitudes de hasta 600 m.s.n.m. sin que se obtenga un margen apreciable de error.

Los ductos empleados en el pabellón son rectangulares y no circulares, por lo que para el empleo del Gráfico N° 6.1 se hallará el diámetro equivalente manteniendo constantes el caudal y la caída de presión.

Dicho diámetro equivalente se calculará empleando la siguiente fórmula:

$$Deq = 1.3 \times (A \times B)^{0.625} / (A + B)^{0.25} \dots (\text{Ec N° } 6.2)$$

En donde A y B son las dimensiones del ducto de sección rectangular.

b) Caída de presión en accesorios (Pérdidas secundarias)

Para determinar la caída de presión que ocurre en cada uno de los accesorios del sistema como codos, derivaciones, transformaciones (transiciones) y otros, se empleará la siguiente expresión:

$$h_s = C_o \times V^2 / 2g \dots\dots\dots (\text{Ecuación N}^\circ 6.3)$$

En donde:

V : Velocidad del aire en el ducto

C<sub>o</sub> : Coeficiente de pérdidas del accesorio

Los valores de C<sub>o</sub> para cada uno de los accesorios componentes del sistema de distribución de aire en estudio aparecen en el Gráfico N°6.2, información que ha sido obtenida del "Fundamentals Handbook" de ASHRAE.

Para llevar a cabo la simulación hidráulica del sistema perteneciente a la unidad ventiladora VA-21 se ha elaborado el Gráfico N°6.3 que muestra esquemáticamente el sistema con todos los tramos que lo conforman convenientemente numerados para su identificación.

Luego en los Cuadros N° 6.2, 6.3, 6.4, 6.5 6.6 y 6.7 se ha hecho el cálculo de la caída de presión en cada tramo del sistema para seis diferentes alternativas de caídas de presión por unidad de longitud.

Los valores de caída de presión por metro de longitud de ducto que se mantendrán constantes en todo el sistema

para cada alternativa son 0.025, 0.05, 0.075, 0.10, 0.125 y 0.20 mm.c.a. respectivamente.

En cada uno de estos cálculos se ha determinado la caída de presión total necesaria para llevar el aire hasta los probables puntos críticos del sistema, que son los ambientes del sótano PTS1 y OCS1, determinándose así la altura total del ventilador de impulsión.

Además se ha calculado el peso de ductos necesario para la fabricación de cada uno de los sistemas.

La elección del valor de pérdida de carga que se mantendrá constante en todo el sistema se llevará a cabo mediante el análisis de optimización que se presenta a continuación.

#### 6.5 Optimización del sistema.

Para determinar el sistema óptimo se efectuará una comparación de los costos totales de inversión, operación y mantenimiento de cada una de las alternativas desarrolladas en el punto anterior.

En el Cuadro N° 6.8 se resumen las diferentes características de cada una de las alternativas evaluadas.

### CUADRO N° 6.8

CARACTERISTICAS DE LAS ALTERNATIVAS DEL SISTEMA DE  
DISTRIBUCION DE AIRE UNIDAD VENTILADORA VA21

CARACTERIS- TICA	ALTERNATIVA					
	1	2	3	4	5	6
DP (mmca/m)	0.025	0.050	0.075	0.100	0.125	0.200
H (mmca)	1.90	3.80	5.30	7.30	9.90	17.0
Q (m <sup>3</sup> /h)	3253	3253	3253	3253	3253	3253
Pot(Watts)	34	67	94	130	175	301
Kg ductos	266	219	194	174	163	146

El costo de inversión de cada alternativa está definido como la suma del costo del motor, ventilador y la fabricación e instalación de los ductos metálicos.

El costo de los ductos de aire acondicionado en el mercado local es de 7 US\$ por Kg de ducto instalado, precio que incluye el suministro de materiales, fabricación de los ductos y su instalación.

El costo de los ventiladores fué proporcionado por suministradores locales de estos equipos, presentándose a continuación en en Cuadro N°6.9 el siguiente resumen de costos de inversión.

### CUADRO N° 6.9 COSTO DE INVERSION DE CADA ALTERNATIVA US \$

ALTERNATIVA	MOTO VENTILADOR	DUCTOS	TOTAL
1	760	1,862	2,622
2	810	1,533	2,343
3	870	1,358	2,228
4	940	1,218	2,158
5	1,150	1,141	2,291
6	1,980	1,022	3,002



En el Gráfico N° 6.4 se presenta la comparación de costos de inversión en ventilador y ductos, lo que también puede apreciarse en el Gráfico N° 6.5. En dichos gráficos se puede ver claramente que el menor costo de inversión corresponde a la alternativa de caída de presión de 0.1 mm.c.a./m de longitud de ducto.

El costo de operación de cada alternativa es proporcional a la potencia eléctrica requerida.

El costo actual de la energía eléctrica en la Universidad Cayetano Heredia es de 8.14 centavos de US\$ por Kw-h. Sin embargo Electrolima tiene la denominada Tarifa Objetivo de 10.10 centavos de US\$ por Kw-h a la que debe llegar a fin de este año y en la que se va a mantener por años.

Por lo tanto, el cálculo del costo anual de operación se efectuará considerando la tarifa de 10.10 centavos de US\$ por Kw-h y un período de funcionamiento del ventilador de 4,000 horas al año.

El costo anual de operación se presenta a continuación en el Cuadro N°6.10.

**CUADRO N° 6.10**  
COSTO DE OPERACION DE CADA ALTERNATIVA  
US \$

ALTERNATIVA	COSTO ANUAL	VALOR PRESENTE
1	13.74	74.53
2	27.10	146.88
3	37.98	206.07
4	52.52	284.99
5	70.70	383.64
6	121.60	659.85

En el mismo cuadro puede apreciarse el valor presente del costo de operación para un período de duración de los equipos de 10 años a una tasa del 13% del costo de capital.

El costo anual de mantenimiento de cada alternativa es el 5% del costo de inversión del equipo respectivo conforme se muestra en el Cuadro N°6.11.

**CUADRO N° 6.11**  
COSTO DE MANTENIMIENTO DE CADA ALTERNATIVA  
US \$

ALTERNATIVA	COSTO ANUAL	VALOR PRESENTE*
1	39.0	211.62
2	40.5	219.76
3	43.5	236.04
4	47.0	255.03
5	57.5	312.01
6	99.0	537.20

\* Para un período de 10 años y tasa de 13% costo de capital

En el Gráfico N°6.6 se muestran los valores presentes de los costos de operación y mantenimiento para un período de 10 años y a una tasa del 13% del costo de capital.

En el Gráfico N° 6.7 se presentan los montos totales correspondientes a los costos de operación y mantenimiento llevados a valor presente.

El costo total de cada alternativa será el valor presente del costo de inversión, operación y mantenimiento considerando un período económico de

duración de los equipos de 10 años a una tasa del 13% del costo de capital.

EL costo total de cada alternativa se presenta en el Cuadro N°6.12

### CUADRO N° 6.12

VALOR PRESENTE TOTAL DE CADA ALTERNATIVA DE DISTRIBUCION DE AIRE UNIDAD VENTILADORA VA21 (US \$)

RUBRO	ALTERNATIVA					
	1	2	3	4	5	6
Inversión	2,622	2,343	2,228	2,158	2,291	3,002
Operación	75	147	285	285	384	660
Mantenimiento	212	220	236	255	312	537
Total US \$	2,908	2,710	2,670	2,698	2,986	4,199

En el Gráfico N° 6.8 se muestran los componentes del costo total de cada alternativa y la suma de estos, que también se muestra en el Gráfico N° 6.9.

De aquí se puede observar que el costo total mínimo corresponde a una caída de presión por unidad de longitud de 0.075 mm.c.a./m.

Sin embargo, en el gráfico N° 6.9 se nota claramente que existe una "región óptima" que corresponde a los valores de caída de presión comprendidos entre 0.05 y 0.1 mmca/m en la cual la diferencia de costo de inversión más operación y mantenimiento para un período de 10 años no varía sustancialmente. Por consiguiente para poder definir la caída de presión que optimiza el sistema

escojemos el valor comprendido en la mencionada región que tenga el menor costo de inversión inicial.

De los Gráficos N° 6.4 y N° 6.5 así como del Cuadro N°6.12 podemos concluir que la caída de presión que optimiza el sistema es de 0.1 mm.c.a/m de longitud de ducto.

Finalmente se puede decir que las características del sistema corresponden a las mostradas en el Cuadro N° 6.5 y que los datos de selección de la unidad ventiladora VA-21 son:

Altura - 7.3 mm.c.a.      0.3 Plg. Agua

Caudal - 3,250 m<sup>3</sup>/h = 1,900 C.F.M.

Un procedimiento similar permite determinar las características de los demás ventiladores, las mismas que se resumen en el Cuadro N°6.13.

Un ahorro adicional puede ser obtenido reduciendo las dimensiones de los tramos que no pertenezcan a la ruta crítica, siempre y cuando no se supere los límites de velocidad máxima y que el incremento de la pérdida de carga que se produce por la disminución de las dimensiones de estos tramos no supere a la ruta crítica ya determinada.

Esta disminución de las dimensiones de los tramos no críticos permite conseguir un sistema que se pueda balancear más fácilmente y un ahorro de material.

Este criterio ha sido empleado en los sistemas de distribución de aire de todo el pabellón.

### 6.6 Construcción de ductos.

Todos los ductos deberán ser contruidos de plancha de fierro galvanizado.

El espesor de las planchas metálicas a emplearse en la fabricación de los ductos depende de la presión existente en el sistema y de las dimensiones de los ductos, para conseguir rigidez y evitar el pandeo de los mismos entre soportes.

Para el caso en estudio (sistemas de baja velocidad), se emplearán los siguientes espesores de plancha recomendados por el manual de aire acondicionado de CARRIER:

DIMENSION MAYOR DEL DUCTO (cm)	ESPESOR DE PLANCHA (mm)
Hasta 80	0.6
De 80 a 150	0.8
De 150 a 225	1.0

### 6.7 Selección de los ventiladores.

En base a los resultados resumidos en el Cuadro N°6.11 se efectuará la selección de los ventiladores y extractores de aire.

Los equipos a emplearse serán de fabricación nacional marca AIRTEC, de reconocido prestigio y amplia experiencia en el ramo.

Los equipos seleccionados son del modelo FCS con álabes curvados hacia adelante ( $B2 > 90^\circ$ ), debido a que funcionan con bajo nivel de ruido proporcionando grandes

cantidades de aire a bajos RPM. En el apéndice B se incluye el catálogo de los equipos a ser seleccionados.

En el Cuadro N°6.14 se presentan los modelos seleccionados para cada caso, incluyendo la potencia correspondiente al motor eléctrico de cada ventilador.

## CAPITULO 7

### CALCULO OPTIMIZADO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE AGUA HELADA

El presente capítulo determina la forma en que va a transportarse y distribuirse el agua helada desde los chillers hasta las unidades ventilador serpentín y viceversa.

Tal como se mencionó en el acápite 3.5.1 el agua helada será transportada por medio de un sistema de tuberías cerrado con retorno invertido. Con este criterio se va a plantear una disposición del sistema y mediante una simulación se van a determinar los diámetros de las tuberías y calcular la capacidad de las bombas necesaria para el transporte del agua helada.

#### 7.1 Disposición del sistema

Para poder alimentar a todas las unidades ventilador serpentín correctamente, se han dispuesto catorce montantes por las que se distribuye y se recolecta el agua helada.

Cada montante está compuesta de tres tuberías de fierro galvanizado aisladas con medias cañas de lana de vidrio que corresponden a la alimentación, retorno y retorno invertido de agua helada.

A partir de estas montantes se efectúa la alimentación y retorno a las unidades dispuestas en cada uno de los pisos del pabellón.

A nivel de la azotea del edificio, todas las montantes se interconectan entre sí y con las bombas de alimentación, una por cada grupo enfriador de agua, empleándose para esto una troncal principal de alimentación y una de retorno.

Cada montante tendrá instaladas una válvula de compuerta en la tubería de alimentación y una válvula de globo en la tubería de retorno invertido, de tal manera que se pueda eliminar el flujo de agua de la misma para fines de reparación y mantenimiento y a la vez se pueda efectuar exitosamente el balance del sistema.

También con fines de mantenimiento y/o reparación se ha considerado la instalación de válvulas compuerta en la tubería de ingreso y salida a cada chiller y bomba centrífuga.

Todas las montantes deberán tener válvulas automáticas de purga de aire en la parte superior de las mismas y válvulas de drenaje en la parte inferior.

La finalidad de las válvulas de purga es para eliminar cualquier burbuja de aire del sistema y la finalidad de las válvulas de drenaje es la de poder vaciar el agua contenida en la montante para fines de reparación y/o mantenimiento.



Cada unidad ventilador serpentín tendrá instaladas una válvula de compuerta en la tubería de ingreso de agua helada y una válvula de globo en la tubería de salida de agua, las cuales permitirán llevar a cabo el balance individual del flujo así como poder efectuar el mantenimiento de la unidad.

## 7.2 Accesorios del sistema.

El sistema descrito en el punto anterior, además de los elementos principales mencionados, tiene un número de accesorios que son de vital importancia para el buen funcionamiento del mismo, los cuales se describen a continuación.

### 7.2.1 Vaso de expansión.

Debido a que se trata de un sistema cerrado, es necesario contar con un tanque de expansión que permita mantener constante la presión del sistema cuando se produzcan dilataciones o contracciones del agua por efecto de la variación de la temperatura.

El tanque de expansión deberá estar instalado conectado a la troncal de retorno del sistema y su volumen será igual al aumento total de volumen debido a la máxima dilatación del agua en el sistema.

### 7.2.2 Filtros.

Se instalarán filtros de malla de bronce en la zona correspondiente a la succión de las bombas para protegerlas y para evitar que cualquier elemento extraño

que pueda existir, continúe circulando cíclicamente en el circuito cerrado de agua.

### 7.2.3 Termómetros y manómetros.

Se deberá instalar estos instrumentos para que el personal de mantenimiento pueda, mediante la lectura de los mismos, tener una idea clara del estado de funcionamiento del sistema.

Los termómetros a instalarse estarán ubicados en la zona de entrada y salida de los grupos productores de agua helada.

Los manómetros a instalarse estarán ubicados en la zona de succión y descarga de cada bomba centrífuga de agua

### 7.2.4 Salidas de aire.

La salida normal del aire contenido en el sistema es a través del tanque de expansión. Sin embargo, para mayor facilidad de expulsión de burbujas de aire, se instalarán válvulas automáticas de purga de aire en la parte superior de las montantes, tal como se expuso en el punto 7.1.

### 7.3 Dispositivos de balance.

Para poder garantizar que el agua se distribuya por cada ramal de acuerdo a lo proyectado, se deberán instalar válvulas del tipo globo en las montantes de retorno invertido de cada uno de los catorce ramales principales del sistema.

Además, a nivel de la tubería de salida de agua de cada unidad ventilador serpentín, se instalarán válvulas de globo para garantizar un correcto balance individual del sistema.

#### 7.4 Simulación hidráulica

La simulación hidráulica del sistema se efectuará para predecir el comportamiento del mismo y así poder determinar la pérdida de carga de cada uno de los elementos y por consiguiente la capacidad de las bombas centrífugas del sistema de distribución de agua helada.

Para poder predecir las diversas pérdidas de carga del sistema se empleará el procedimiento expuesto a continuación:

##### a) Pérdidas primarias

Las pérdidas primarias o por rozamiento en las tuberías se determinarán a partir del Gráfico N° 7.1, que ha sido obtenido del Manual de Aire Acondicionado de Carrier y ha sido elaborada a partir de la ecuación de D'arcy-Weisbach.

##### b) Pérdidas secundarias

Para determinar las pérdidas secundarias se emplearán los datos de pérdidas en válvulas, codos, tees, cotracciones y expansiones bruscas que se muestran en los Cuadros N° 7.1, N° 7.2 y N° 7.3 respectivamente.

Estos datos, que están expresados en longitud equivalente de tubería, se han obtenido del manual de aire acondicionado de Carrier.

Para llevar a cabo los cálculos se ha elaborado el Gráfico N° 7.2 que es un diagrama unifilar del sistema que representa tanto a las tuberías de suministro como a las de retorno de agua helada.

#### 7.4.1 Definición de los tramos.

El diagrama unifilar mostrado en el Gráfico N° 7.2 ha sido dividido y numerado en "tramos", los cuales vienen a ser cada porción del sistema comprendida entre derivación y derivación de agua.

#### 7.4.2 Dimensionamiento de tramos y elaboración de la base de datos

El dimensionamiento de cada tramo (cálculo del diámetro) se ha efectuado empleando para esto el Gráfico N° 7.1, al cual se ingresa con el dato conocido de caudal y velocidad del agua, este último dato obtenido del Cuadro 3.20 de la presente tesis.

De esta forma se han determinado los diámetros de todos los tramos del sistema, los cuales se pueden apreciar en los planos y en el Gráfico N° 7.2, en donde además se han incluido los caudales que circulan por cada tramo del sistema.

Una vez definidos los diámetros de las tuberías, ya se puede determinar la caída de presión total del sistema.

La caída de presión total del sistema, que corresponde a la altura de la bomba, viene a ser la suma de las pérdidas de todos los tramos de suministro y retorno correspondientes a la unidad ventilador serpentín más

desfavorable, es decir, a la unidad cuya suma de pérdidas sea máxima.

De un análisis preliminar de los planos y del Gráfico N° 7.2 se puede decir que la unidad ventilador serpentín más desfavorable podría ser la correspondiente al ambiente S01 o la correspondiente al ambiente S08, debido a que son los ambientes más alejados del sistema.

Para definir cuál de estas es la unidad más desfavorable, se ha llevado a cabo el cálculo detallado de la caída de presión de los circuitos correspondientes a ambas unidades.

Primeramente se ha llevado a cabo el metrado de todos los datos correspondientes a cada tramo que pertenece a los circuitos de alimentación y/o retorno de los ambientes en estudio, estos datos son diámetro, longitud, N° de codos de 90°, N° de codos de 45°, N° de tees, N° de válvulas tipo compuerta, N° de válvulas tipo globo, etc.

Con toda esta información se ha elaborado una base de datos que se muestra en el Cuadro N° 7.4.

#### 7.4.3 Cálculo de la caída de presión en cada tramo.

Para calcular la caída de presión de cada tramo, se ha realizado el ajuste de las curvas del Gráfico N° 7.1, obteniéndose la siguiente expresión general:

$$h_l = \exp([\log(Q) - \log(b_2)] \frac{[\log(a_1) \quad \log(a_2)]}{[\log(b_1) \quad \log(b_2)]} + \log(a_2)$$

En donde:

$(a_1, b_1)$  y  $(a_2, b_2)$  son dos puntos cualquiera sobre la recta de ajuste (mmca/m, m<sup>3</sup>/h)

$h_1$  : Pérdida de carga por rozamiento (mmca/m)

$Q$  : Caudal de agua (m<sup>3</sup>/h)

En las dos últimas columnas del Cuadro N° 7.4 pueden apreciarse los resultados del cálculo de la caída de presión en cada tramo del sistema.

Cabe recalcar que la diferencia entre las pérdidas de carga en cada tramo como suministro se diferencia de las pérdidas en dicho tramo como retorno en que cuando se trata de suministro, las tuberías van reduciendo su diámetro conforme se va distribuyendo el caudal mientras que cuando se trata de retorno, los diámetros van aumentando. Por tanto el accesorio a ser considerado en el tramo como suministro es una reducción y en el de retorno una expansión, elementos que definitivamente tienen pérdidas de carga distintas.

#### 7.4.4 Cálculo de la caída de presión total del sistema.

En base a los resultados obtenidos de la caída de presión en cada tramo, presentados en el Cuadro N° 7.4, se ha sumado la caída de presión de todos los tramos de suministro y retorno correspondiente a los ambientes S01 y S08 de la siguiente manera:

a) Ambiente S01

Los tramos de suministro son:

1/2/3/4/5/6/7/20/21/22/23/24/25/26/27/28

Los tramos de retorno son:

28/27/26/29/30/31/32/33

Los valores de caída de presión serán entonces:

Caída de presión suministro : 9,524.77 mm.c.a.

Caída de presión retorno : 8,101.65 mm.c.a.

Caída de presión total : 17,626.42 mm.c.a.

b) Ambiente S08

Los tramos de suministro son:

1/2/3/4/5/6/7/8/9/10/11/12/13/14/15/16

Los tramos de retorno son:

16/15/14/17/18/19/31/32/33

Los valores de caída de presión serán entonces:

Caída de presión suministro : 10,636.86 mm.c.a.

Caída de presión retorno : 10,658.58 mm.c.a.

Caída de presión total : 21,295.44 mm.c.a.

De los resultados mostrados se puede concluir que la unidad correspondiente al ambiente S08 es la más desfavorable la altura de pérdidas es de 21.3 mt de columna de agua.

La altura de la bomba será entonces este valor más las pérdidas correspondientes al chiller y al fan coil perteneciente al ambiente S08, los cuales se pueden obtener de los catálogos de los equipos mencionados (incluidos en el apéndice B).

La caída de presión a través del chiller seleccionado UWA320 se puede leer del gráfico de caída de presión en el evaporador (ver pag.11 del catálogo del chiller), de

donde para un caudal de agua de 155 m<sup>3</sup>/h se obtiene una caída de presión de 5.1 m de columna de agua.

La caída de presión a través del fan coil de la unidad S08, que corresponde al modelo FWH66BC, puede obtenerse del gráfico de caída de presión a través del serpentín de la unidad en la página 15 del catálogo correspondiente, en donde se obtiene que para un caudal de agua de 1.19 m<sup>3</sup>/h se produce una caída de presión de 4.3 m de columna de agua.

Finalmente, la caída de presión total del sistema será:

$$h_{sis} = 21.3 + 5.1 + 4.3 = 30.7 \text{ m de columna de agua}$$

#### 7.5 Selección de las bombas del sistema.

Los datos de selección de las bombas centrífugas de agua helada son los siguientes:

Altura : 31.2 m de agua

Caudal : 155 m<sup>3</sup>/h

Con estos datos se seleccionarán las bombas centrífugas requeridas a partir de los catálogos de las bombas HIDROSTAL, que son de fabricación nacional y de muy buena calidad.

De la curva característica de funcionamiento de las bombas HIDROSTAL modelo 80-250 incluida en el catálogo correspondiente del apéndice B, se obtienen los siguientes datos de funcionamiento:



Modelo : 80-250  
Altura : 32 m de agua  
Caudal : 155 m<sup>3</sup>/h  
Rendimiento: 77%  
RPM : 1750

Se puede decir finalmente que la bomba seleccionada cumple satisfactoriamente con los requisitos del proyecto.

## 7.6 Detalles del sistema

### 7.6.1 Materiales.

Todas las tuberías de alimentación y retorno de agua helada serán de fierro galvanizado y de peso estandar para roscar. Los codos, tees, uniones universales y demás accesorios serán igualmente roscados.

Las válvulas de globo y compuerta de 2.1/2" de diámetro y mayores serán de acero al carbono fundido.

Las válvulas de globo y compuerta de 2" y menores serán de bronce.

### 7.6.2 Aislamiento

Todas las tuberías de suministro y retorno de agua helada deberán estar forradas con aislamiento del tipo media caña de lana de vidrio con protección exterior de foil de aluminio.

El espesor de aislamiento será de 1", que es lo que recomienda ASHRAE para rango de temperaturas y diámetro de tuberías de nuestro caso.

### 7.6.3 Soportes y sujeciones.

En todos los tramos horizontales, las tuberías se suspenderán del techo mediante soportes de anillos de

hierro semicirculares (abrazaderas), los cuales deberán anclarse al concreto mediante tornillos de disparo.

Las abrazaderas de los soportes estarán suspendidas mediante varillas de suspensión de los siguientes diámetros:

Diámetro de la tubería	Diámetro del soporte
Hasta 2"	3/8"
De 2.1/2" y 3"	1/2"
De 4" y 5"	5/8"
De 6"	3/4"

La parte inferior de las varillas deberá tener una rosca de de longitud, a fin de permitir el debido ajuste de la altura. La base de apoyo de las tuberías se fijará a los soportes empleando dos tuercas, una a cada lado.

El soporte de las tuberías de la azotea será mediante perfiles estructurales del tipo canal de 3"x1.1/2"x1/4", de las siguientes dimensiones: 1m de alto por 1.1 m de ancho.

Los soportes serán espaciados cada 2 mt como máximo para tuberías de 1.1/2" o menos y cada 3 mt para tuberías de 1.1/2" o más.

## CAPITULO 8 METRADO Y PRESUPUESTO BASE

En el presente capítulo se presenta el metrado de todos los equipos, materiales y otros que conforman la obra en estudio. A partir de este metrado se ha preparado un presupuesto base en función a precios que han proporcionado los principales suministradores locales de equipos y materiales de aire acondicionado. Luego se ha hecho el correspondiente análisis de precios unitarios que permita calcular la fórmula polinómica de reajuste que debe servir para el contrato de ejecución de la obra.

### 8.1 Metrado

El metrado está conformado por todos los materiales, equipos, accesorios y todos los demás componentes que es necesario suministrar para el total y correcto funcionamiento del sistema.

Como primer punto se ha efectuado el metrado de todo el sistema de ductos metálicos que conforman la obra en estudio. Dicho metrado se presenta en el Cuadro N° 8.1, de donde se obtienen casi 21,500 kg. de ductos de plancha galvanizada de 0.6 mm de espesor.

A continuación se ha llevado a cabo el metrado de tuberías galvanizadas para el agua helada. Dicho metrado se incluye en el Cuadro N° 8.2.



**CUADRO No 8.2**  
(CONTINUACION)  
**METRADO DE TUBERIAS DE AGUA HELADA**

TRAMO	DESCRIPCION	DIAMETRO (PLG.)													
		1/2	3/4	1	1 1/2	2	2 1/2	3	4	5	6				
21	Retorno Montante 1	12.60		32.30	7.90	3.20	6.40	20.50							
22	Retorno Montante 2	7.50		49.70	5.30	3.20	6.40	23.30	0.30						
23	Retorno Montante 3		12.40	39.30	7.50	3.20	6.40	24.00							
24	Retorno Montante 4 y 5			64.00	6.40	6.40	12.80	46.80	0.60						
25	Retorno Montante 6			24.20	3.20	6.40	23.15		0.30						
26	Retorno Montante 7 y 12			41.40	6.40	12.80	40.40								
27	Retorno Montante 8 y 11			70.00	6.40	6.40	6.40	40.20	0.60						
28	Retorno Montante 9 y 10			57.40	48.00	6.40	12.80	40.00							
29	Retorno Montante C. Izq.			43.50	6.70	3.20	6.40	38.60							
30	Retorno Montante C. Der.			37.60	3.20	3.20	6.40	29.40	0.30						
	TOTAL ( metros )	40.20	118.30	906.05	202.40	119.90	240.45	396.70	90.95	168.90	69.10				

Con la información obtenida de los cuadros N° 8.1 y N° 8.2 se ha efectuado el Metrado Global (ver Cuadro N° 8.3) en donde se incluyen todo lo necesario para llevar a cabo la instalación completa del sistema de aire acondicionado.

#### 8.2 Presupuesto Base

En base a los precios proporcionados por diversas firmas consultadas, se ha elaborado el presupuesto base en el Cuadro N° 8.4.

Este presupuesto se ha elaborado en Nuevos Soles al 31 de Noviembre de 1992, cuando el tipo de cambio fué de 1.62 Nuevos Soles por dolar N.A.

El presupuesto asciende al monto de S/. 5,053,983.67.

#### 8.3 Análisis de precios unitarios.

Para elaborar el análisis de precios unitarios se ha recurrido a los datos que proporcionan los instaladores de equipos de aire acondicionado, a los fabricantes e instaladores de ductos y de redes de agua helada.

En el mercado local estos instaladores están considerados como "mano de obra especializada", por lo que la forma de presupuestar sus trabajos incluye el costo de materiales, la fabricación y la instalación.

Por lo tanto, para determinar los costos unitarios, se ha desglosado cada partida en lo correspondiente a materiales y mano de obra, lo cual se muestra en el Cuadro N° 8.5.



#### 8.4 Fórmula polinómica.

En base a los resultados obtenidos en el Cuadro N° 8.5 se ha efectuado el Cuadro N° 8.6 que corresponde a la determinación de la incidencia de cada partida en el monto global, lo cual convenientemente agrupado nos da los coeficientes de la fórmula polinómica de reajuste de precios.

Por consiguiente, la fórmula polinómica será:

$$k = 0.064 \text{ DFr/DFo} + 0.627 \text{ Er/Eo} + 0.142 \text{ CMr/CMo} + \\ 0.167 \text{ GUr/Guo}$$

Esta fórmula se empleará para reajustar los montos a ser pagados por la Universidad al contratista que ejecute la obra de aire acondicionado, según el avance de la obra.

Los valores indicados en la columna IU corresponden a los índices unificados que publica CAPECO mensualmente para compensar el efecto de la variación de los precios de los materiales y otros.



**CUADRO No 8.6**  
**COEFICIENTES DE LA FORMULA POLINOMICA**

IU	DENOMINACION	INCIDENCI	PONDERAC	COEF INC.	INC. VALOR
61	DUCTOS	0.016	25%	DF	0.064
57	REJILLAS	0.005	7%		
29	ALISLAMIENTO	0.007	10%		
68	TUBERIAS	0.037	58%		
48	E. NACIONAL	0.020	3%	E	0.627
49	E. IMPORTADO	0.607	97%		
47	MANO DE OBRA	0.142	100%	CMO	0.142
39	GASTOS GRALES Y UTILIDADES	0.167	100%	GU	0.167
	TOTAL	1.000			1.000

## CONCLUSIONES

1. La capacidad de enfriamiento necesaria para el acondicionamiento del nuevo pabellón de ciencias de la Universidad Peruana Cayetano Heredia es de 522 Toneladas de refrigeración. Para poder efectuar el acondicionamiento de aire se instalarán tres equipos enfriadores de agua (chillers) cada uno con una capacidad de 261 Toneladas de refrigeración de manera tal que dos funcionen y uno siempre esté en reserva, lo cual quiere decir que la capacidad instalada será de 783 Toneladas de refrigeración.

2. El costo total de la implementación del sistema de aire acondicionado es de S/5,053,984 que a un tipo de cambio de 1.62 nuevos soles por dolar NA resulta de US\$ 3,119,743.

Esto implica que el costo específico del sistema por Ton de refrigeración instalada es de 3,984 US\$/Ton.

3. Los porcentajes de incidencia de cada una de las partidas que intervienen en la ejecución de la obra son los siguientes:

Equipos Importados	: 60.7 %
Gastos Generales y Utilidades	: 16.7 %
Mano de Obra	: 14.2 %
Tuberías	: 3.7 %
Ductos y Rejillas	: 2.1 %
Equipos Nacionales	: 2.0 %
Aislamiento	: 0.7 %

4. La sumatoria de la capacidad de enfriamiento de todos los ambientes que conforman el nuevo pabellón de ciencias considerados individualmente es igual a 636.4 Toneladas de refrigeración mientras que la capacidad de enfriamiento del pabellón considerado como un todo es igual a 522 Toneladas de refrigeración.

Esta diferencia se debe a la no simultaneidad de los momentos de máxima carga de cada ambiente lo cual al ser tomado en cuenta nos conduce a un ahorro en la capacidad instalada del equipo productor de agua helada de 21.9 %.

5. Debido al almacenamiento de calor en las estructuras del edificio no hay coincidencia entre la máxima ganancia de calor del ambiente y la máxima carga térmica del mismo, produciéndose una atenuación del valor de la carga térmica y un retardo de la hora de máxima carga térmica con respecto a la hora de máxima ganancia de calor del ambiente.

6. Ha quedado en evidencia la importancia de la coordinación, desde el inicio del proyecto integral del edificio, con los diferentes especialistas que participan en su elaboración.

Solamente con una estrecha coordinación desde un principio con el ingeniero electricista, con el ingeniero sanitario, el ingeniero estructural y el arquitecto se puede obtener una solución adecuada al problema del acondicionamiento de aire, que esté en armonía con la arquitectura del local y se evite tener que romper con la concepción inicial de los proyectos de distribución eléctrica y sanitaria, además de simplificar la ejecución de la obra al haberse previsto, en la etapa de proyecto y durante la construcción de los ambientes, todo lo necesario para la correcta instalación del sistema de aire acondicionado.

7. Se ha comprobado que el valor de caída de presión de 0.1 mm. de columna de agua por metro de longitud de ducto recomendado para el diseño de los sistemas de ductos de distribución de aire es también óptimo en el Perú, siendo por lo tanto una referencia confiable.

8. El diseño de un sistema de aire acondicionado no se limita a efectuar el cálculo de la carga térmica de los diversos ambientes a ser acondicionados, sino también a efectuar el cálculo y diseño de todos los sistemas involucrados en la correcta disipación de la carga térmica calculada, como son la distribución del aire acondicionado, la distribución del aire de renovación necesario para cada ambiente, la red de tuberías de agua

helada, el sistema de control, la coordinación con los proyectistas de las diversas especialidades involucradas en la elaboración del proyecto integral del nuevo pabellón, etc.

## BIBLIOGRAFIA

1. Carrier Air Conditioning Company, "Handbook of Air Conditioning System Design"; Marcombo Editores
2. ASHRAE, "1986 Fundamentals Handbook"
3. ASHRAE, " 1989 Applications Handbook"
4. ASHRAE, "1989 Equipment handbook"
5. SENAMHI, "Datos Climatológicos de la Ciudad de Lima en los últimos 20 años"
6. Stanley R. Alten, "Audio in Media"
7. James W. May, Richard D. Rivers, "Air Filtration"
8. M. Brun, G. Porcher, "Conception et Calcul des Procédés de Climatisation"
9. Roger W. Haines, "Sistemas de Control para Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado"
10. American Conference of Governmental Industrial Hygienists, "Industrial Ventilation"
11. William C. Osborne, "Fans"
12. KSB, "Pumps Handbook"
13. CRANE Co, "Flow of Fluids"