

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**  
**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la**  
**Producción**

“Climatización de nuevas áreas en un hotel de Guayaquil”

**TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN**  
Examen Complexivo

Previo la obtención del Título de:

**INGENIERO MECÁNICO**

Presentado por:

***Flérida Germania Villamar López***

***GUAYAQUIL – ECUADOR***

***Año: 2015***

## AGRADECIMIENTO

A Dios, a la Sta. Virgen María, a mis  
Padres: Félix y Rosa, hermanos:  
Hamilton y Verónica, esposo Gonzalo  
e hijos Ángel, Jenny, y Félix y demás  
familiares, por su apoyo y paciencia.  
Al Ing. Ignacio Wiesner, y al Ing.  
Paúl Correa por su ayuda y  
colaboración incondicional.

## DEDICATORIA

A mi amado esposo Federico Gonzalo Ochoa Mite, a mis padres: Félix Alberto Villamar Bajaña y Rosa Flérida López Manzaba, a mis queridos hijos: Ángel Gonzalo, Jenny Patricia y Félix Santiago Ochoa Villamar, mis hermanos: Hamilton y Verónica, mis sobrinas: Geomayra, Tatiana, Juliana, Angelys y Aurora, familiares y seres queridos que de alguna forma se sacrificaron y colaboraron por mi bienestar.

# TRIBUNAL DE GRADUACIÓN

---

Ing. Gonzalo Almeida.  
VOCAL

---

Ing. Gonzalo Zabala  
VOCAL

## DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de examen complejo me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.

(Reglamento de Graduación de la ESPOL).

---

Flérida G. Villamar López

## RESUMEN

Cuando la administración de un Hotel de Guayaquil realizó un análisis de sus ingresos o rentabilidad por prestación de servicios de sus ocho pisos en los últimos cinco años, determinó que el primer piso no era rentable por el bajo uso de sus habitaciones y que los periodos en que existía mayor demanda de alquiler eran en los meses de Julio, Octubre y Diciembre, por lo que decidieron transformar las veinte y seis habitaciones del primer piso en dos salones de eventos. El objetivo del presente trabajo es realizar el diseño del sistema de climatización de estos salones para obtener un mayor beneficio de área ocupada por persona. El piso tenía un solo chiller enfriado por agua de compresor centrífugo, pero el mismo no abastecía la demanda de enfriamiento. Para el diseño se procedió a realizar un estudio de la ganancia térmica de todo el hotel, y así seleccionar la mejor alternativa que cumpla con la limitante desde un aspecto técnico y económico de los equipos que proporcionan mayor versatilidad y menor consumo. La selección de un determinado sistema, es una decisión crítica con la que tenemos que enfrentarnos ya que de esto depende la satisfacción del cliente.

## ÍNDICE GENERAL

	.....Pág.
RESUMEN.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS .....	VI
SIMBOLOGÍA .....	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS .....	X
ÍNDICE DE TABLAS .....	XI
ÍNDICE DE PLANOS .....	XII
INTRODUCCIÓN .....	1
CAPÍTULO 1.....	3
1. NUEVOS REQUERIMIENTOS DE CLIMATIZACION.....	3
1.1 Sistema de Climatización Existente.....	4
1.2 Deficiencia del sistema existente.....	5
1.3 Áreas integradas para climatización.....	5
1.4 Requerimientos actuales .....	7
CAPÍTULO 2.....	8
2. CÁLCULOS.....	8
2.1 Cálculo de la carga térmica de los salones. ....	8
2.1.1. Cálculo de la carga sensible.....	10
2.1.2. Cálculo de la carga latente. ....	15
2.2 Cálculo de la bomba de agua. ....	16

2.3 Cálculo de los ventiladores .....	16
2.4. Selección de tuberías .....	17
2.5 Dimensionamiento de ductos.....	19
CAPÍTULO 3.....	21
3. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE CLIMATIZACION .....	21
3.1 Propuestas técnico-económicos .....	21
3.1.1 ALTERNATIVA 1 (Instalación de Chiller de 140 TR) .....	22
3.1.2 ALTERNATIVA 2 (Instalación de Chiller de 160 TR) .....	23
3.1.3 ALTERNATIVA 3 (Instalación de 2 Chillers de 83 TR) .....	23
3.2 Equipos requeridos.....	24
3.3 Montaje del sistema, pruebas y calibración.....	24
3.3.1 Montaje del sistema .....	24
3.3.2 Pruebas y Calibración .....	27
CAPÍTULO 4.....	29
4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	29
4.1 Conclusiones .....	29
4.2 Recomendaciones .....	30
APÉNDICES.....	31
Apéndice A. Resumen de carga existente en un hotel de Guayaquil .	32
Apéndice B. Condiciones de Diseño .....	36
Apéndice C. Tablas para el cálculo de las cargas .....	41
Apéndice D. Cálculo de carga de los salones .....	51



Apéndice E. Tablas para la consideracion de la ventilación .....	74
Apéndice F. Perdidas por rozamiento en los sistemas cerrados .....	76
Apéndice G. Resumen y características técnicas de los equipos .....	77
Apéndice H. Cronograma del montaje del sistema.....	85
BIBLIOGRAFÍA.....	86

## ABREVIATURAS

ASHRAE	American Society of Heating Refrigeration Air Conditioning (Asociación Americana de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y Acondicionamiento de Aire)
AABC	Associated Air Balance Council
NEBB	National Environmental Balancing Bureau
Amps	Amperios
BTU	Unidad Térmica Británica
BTU/h	BTU por hora
Calc.	Calculado
Cant.	Cantidad
CAP.	Capacidad
C.a	Columna de agua
CFM	Pie cuadrado por minuto
EER	Relación de eficiencia de enfriamiento
GPM	Galones por minuto
HP	Caballos de fuerza
Hz	Hertz
kg.	Kilogramos
Kw.	Kilowatts
min.	Minutos

ML	Metros lineales
Pe	presión estática
PH	Fase
R-134a	Refrigerante R-134a
RPM	Revoluciones por minuto
SG	Gravedad específica
SMACNA	Sheet Metal and Air Conditioning Contractors Association (Asociación Nacional de Contratistas en Acondicionamiento de Aire y Metalistería)
SP	Caída de presión
Tons	Toneladas
TR	Tonelada de refrigeración
UMA	Unidad manejadora de aire
UNID.	Unidad
V	Voltaje

## SIMBOLOGÍA

A	Superficie
°C	Grados centígrados
$f$	Calor específico del aire húmedo
F	factor de corrección
Ft	pie
°F	Grado Fahrenheit
n°	número
$\eta_P$	Eficiencia de la bomba
P	Potencia
Q	Caudal
Q <sub>L</sub>	Carga latente
Q <sub>LP</sub>	Carga latente por personas
Q <sub>LV</sub>	Carga latente de aire de ventilación
Q <sub>S</sub>	Carga sensible
Q <sub>SE</sub>	Carga sensible de equipos
Q <sub>SI</sub>	Carga sensible por infiltración
Q <sub>SIL</sub>	Carga sensible por iluminación
Q <sub>SP</sub>	Carga sensible por personas
Q <sub>ST</sub>	Carga sensible por transmisión
Q <sub>STR</sub>	Carga sensible por radiación y transmisión

$Q_{SV}$	Carga sensible de aire de ventilación
$Q_v$	Carga sensible por radiación y transmisión en ventanas
$R$	Coefficiente de aportación solar
$T$	Temperatura
$T_i$	Temperatura interior
$T_o$	Temperatura exterior
$U$	Coefficiente de transmisión de la pared
$V_i$	Volumen de infiltraciones
$V_v$	Caudal volumétrico de ventilación
$\Delta W$	Diferencias de humedades absolutas
$\Delta T$	Salto térmico
$\Delta T_{eq}$	Diferencia equivalente de temperatura

## ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1 Un hotel de Guayaquil	3
Figura 1.2 Corrosión en Tuberías de Agua Helada	5
Figura 1.3 Gran Salón 1	6
Figura 2.1 Esquema de la distribución de los salones	11
Figura 2.2 Resistencias térmicas y malla térmica	12
Figura 2.3 Luminarias incandescentes	14
Figura 2.4 Luminarias fluorescentes	14
Figura 2.5 Sistema de Tubería de Agua con Retorno Directo en Unidades Conectadas Verticalmente	18
Figura 3.1 Chiller Modelo 30GXN	22
Figura 3.2 Montaje de conductos y ductos flexibles en los salones	26

## ÍNDICE DE TABLAS

		Pág.
Tabla 1	Cargas térmicas de los ambientes sin modificaciones	4
Tabla 2	Nuevas áreas a Climatizar	6
Tabla 3	Tipos de cargas térmicas	8
Tabla 4	Condiciones exteriores	9
Tabla 5	Condiciones interiores	10
Tabla 6	Costos por la Instalación de un Chiller de 140 TR	22
Tabla 7	Costos por la Instalación de un Chiller de 160 TR	23
Tabla 8	Costo de la Instalación de 2 Chillers de 83 TR	24

## ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1	Sistema de tuberías y ubicación de los salones
Plano 2	Distribución de agua (Terraza)
Plano 3	Detalle esquemático bajante UMA Gran salón 1
Plano 4	Detalle esquemático bajante UMA salón 2 y UMA cocina de apoyo
Plano 5	Detalle esquemático bajante UMA salón 3.
Plano 6	Distribución de aire (Primer Piso)



## INTRODUCCIÓN

Este trabajo final de graduación, consiste en la climatización de dos salones de eventos que antes eran habitaciones y un gran salón de eventos remodelado que aumento su área de recepción.

En el capítulo 1 se describe el estado inicial del hotel con respecto a sus equipos de climatización instalados y la deficiencia que estos acarreaban, también se indican las condiciones de diseño que se deberán considerar para los cálculos y desarrollo del proyecto.

En el capítulo 2 se realizará los cálculos: de la carga térmica de los salones con sus respectivas cargas sensible y latente, los cálculos de la bomba para su correcta selección y los cálculos de los CFM por persona para la selección del ventilador.

En el capítulo 3, se detallan tres alternativas en base a la carga que requiere el nuevo sistema. Este estudio dio como resultado independizar los dos salones de eventos con un nuevo sistema de enfriamiento de dos chillers de 83 toneladas de refrigeración puestas en serie. Se indica el proceso para su montaje y el procedimiento para realizar las pruebas y calibración previo al arranque del sistema.

Por último en el capítulo 4 se darán las respectivas conclusiones y recomendaciones del sistema propuesto.

# CAPITULO 1

## 1. NUEVOS REQUERIMIENTOS DE CLIMATIZACION

Al modificar las áreas de habitaciones ya existentes en el primer piso de un hotel de Guayaquil (ver Figura 1.1), que van a ser utilizadas como salones de eventos (Gran Salón 1, Salón 2 y Salón 3), el sistema existente de climatización no posee la capacidad necesaria para cumplir los nuevos requerimientos, por lo que se optó por realizar independiente la climatización de estas áreas.



**Figura 1.1. Un hotel de Guayaquil**

**Fuente:**

[http://fotos.muchoviaje.com/imagenes/BC/BC808312\\_GUAYORO1.JPG](http://fotos.muchoviaje.com/imagenes/BC/BC808312_GUAYORO1.JPG)

### 1.1 Sistema de Climatización Existente

En el primer piso, donde se está realizando las modificaciones, se realizó un levantamiento del sistema, y se obtuvo la capacidad de enfriamiento de 112.08 TR. (Ver tabla 1).

**Tabla 1 Cargas térmicas de los ambientes sin modificaciones**

<b>Planta Primer Piso (Ambientes sin modificación)</b>		
<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>CAP. BTUh</b>	<b>CAP. TR</b>
Salón 1	877,000	73.08
Habitaciones Primer Piso (26)	468,000	39.00
<b>CARGA TOTAL</b>	<b>1,345,000</b>	<b>112.08</b>

Fuente: Propia. Historial de la obra.

En el apéndice A se tiene un resumen de las carga por piso del sistema:

- \* Dos Chillers enfriado por agua, tipo centrífuga de 420 TR cada uno.
- \* Dos Torres de Enfriamiento
- \* Dos bombas de agua
- \* 27 Manejadoras de aire.
- \* 277 Fan Coil

## 1.2 Deficiencia del sistema existente

El sistema, tenía deficiencias en la capacidad de enfriamiento debido a la vetustez de los equipos (20 años) y al crecimiento de las diversas áreas que no fueron concebidas en el diseño original, además de ciertos daños en los diversos elementos del sistema como la corrosión en el sistema de tubería chiller-torre de enfriamiento-manejadoras-bombas y el aislamiento de las tuberías, el cierre de las válvulas, etc. (Ver Figura 1.2).



**Figura 1.2: Corrosión en tuberías de agua helada**

Fuente: Propia. Archivo fotográfico de la obra.

## 1.3 Áreas integradas para climatización

Las nuevas áreas que eran consideradas en la climatización son dos salones de eventos (área de habitaciones anteriormente) y un gran salón de eventos remodelado (salón anterior aumentado su área de

recepción, ver Figura 1.3). En la tabla 2, se indican las dimensiones de las nuevas áreas.



**Figura 1.3: Gran salón 1**

Fuente: [http://www.ooverdeguayaquil.com/imagenes/planifica tu evento/conferencias y eventos corporativos/Eventos-Corporativo-1.jpg](http://www.ooverdeguayaquil.com/imagenes/planifica%20tu%20evento/conferencias%20y%20eventos%20corporativos/Eventos-Corporativo-1.jpg)

**Tabla 2 Nuevas áreas a climatizar**

NUEVAS ÁREAS A CLIMATIZAR					
DIMENSIONES			CAPACIDADES		
	Ft <sup>2</sup>	m <sup>2</sup>	BANQUETES	COCKTAIL	TEATRO
GRAN SALÓN 1	5,495	511	450	850	700
SALÓN 2	3,933	368	200	350	80
SALÓN 3	2,793	263	150	240	50

Fuente: Propia. Historial de la obra.

### **1.4 Requerimientos actuales**

Sus requerimientos en capacidad promedio de personas de cada salón son: 700 en el gran salón 1, 300 personas en el salón 2 y 200 personas en el salón 3, con una temperatura confort en cada salón de 23° C.

Algunas condiciones de diseño se indican (ver apéndice B):

- La construcción e instalación de los conductos.
- Conexión típica de serpentín de la U.M.A (unidad manejadora de aire).
- Conexión del tanque de compresión y separador de aire.
- Conexión de tubería a bombas.

# CAPITULO 2

## 2. CÁLCULOS

### 2.1 Cálculo de la carga térmica de los salones.

La carga térmica es la cantidad de energía que se requiere vencer en un área para mantener determinadas condiciones de temperatura y humedad para una aplicación determinada.

En la **Tabla 3** se dan los diversos tipos de cargas que intervienen en la carga total.

**Tabla 3 Tipos de cargas térmicas**

CARGA	SENSIBLE	LATENTE
Radiación Solar	si	no
Transmisión a través de los cerramientos	si	no
Ventilación e infiltración	si	si
Cargas internas	si	si

Fuente: MSFC203\_Instalaciones de Climatización y Ventilación.



En la época de frío (verano), existe carga térmica sensible debido a la diferencia de temperatura y radiación térmica, y carga latente debido a la humedad del aire. Se la determina por el día del año, la hora del día y la orientación geográfica. El factor máximo de incremento de calor solar que se eligió es 15:00 del 21 de Enero.

Las condiciones geográficas y climáticas exteriores e interiores del hotel en la ciudad de Guayaquil, se indican en las **Tablas 4 y 5** respectivamente.

En el diagrama psicométrico, situamos la temperatura exterior e interior con las humedades relativas para obtener la humedad absoluta y la entalpía.

**Tabla 4 Condiciones exteriores**

Longitud	79°52' W
Latitud	02°15' S
Altura	4 msnm
	<b>VERANO</b>
T. Seca (°C)	32.22
T. Húmeda (°C)	26.67
Humedad relativa %	63
Humedad Absoluta (g/kg)	19.5
Entalpía (kJ/kg)	19.4

Fuente: Propia.

**Tabla 5 Condiciones interiores**

	<b>VERANO</b>
T. Seca (°C)	23
T. Húmeda (°C)	16.3
Humedad relativa %	55
Humedad Absoluta (g/kg)	9.8
Entalpía (kJ/kg)	11.5

Fuente: Propia.

### 2.1.1. Cálculo de la carga sensible.

Las tablas y el cálculo de las cargas están en el Apéndice C y D, respectivamente.

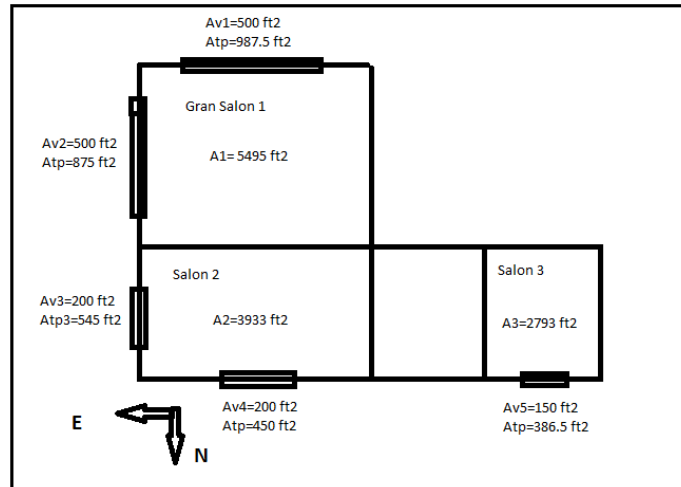
#### 2.1.1.1. Calor debido a la radiación y transmisión solar a través de las superficies de las ventanas.

La fórmula con la cual se obtiene<sup>1</sup> este calor es:

$$Q_v = A[(R) \times (F) + U(T_o - T_i)]$$

Donde:

$$Q_v = 50,312.11 \text{ BTU/h}$$



**Figura 2.1: Esquema de la distribución de las áreas de los salones**

Fuente: Propia.

### 2.1.1.2. Calor debido a la radiación y transmisión a través de superficies de las paredes y techos exteriores.

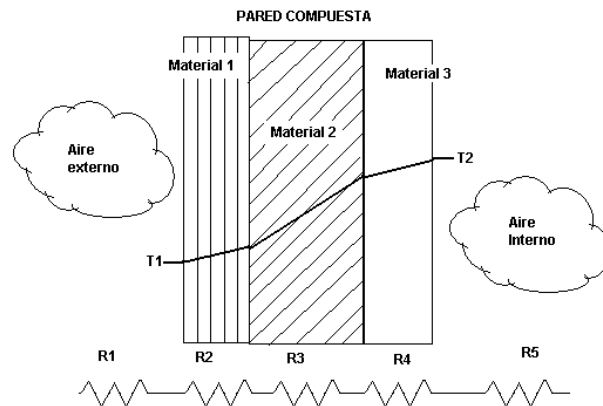
La transmisión de calor es debido a la diferencia de temperaturas entre el exterior y la radiación solar absorbida por los parámetros exteriores.

Para obtener este calor se aplica la fórmula<sup>1</sup>:

$$Q_{STR} \text{ (BTU/h)} = U \times A \times \Delta T_{eq}$$

Donde:

$$Q_{STR} = 37,619.50 \text{ BTU/h}$$



**Figura 2.2: Resistencias térmicas y malla térmica**

Fuente: Fundamentos de transferencia de calor, Frank Incropera.

### 2.1.1.3. Calor debido a la transmisión a través de las superficies de las paredes y techos interiores.

Si se trata de una pared (incluido las puertas) u techo colindante con un local acondicionado, esta no se considera.

Si son colindantes con un área no acondicionada, el salto térmico que se utiliza se rebaja en 3°C (37.4°F)

Para obtener este calor se aplica la fórmula<sup>1</sup>:

$$Q_{ST} \text{ (BTU/h)} = U \times A \times \Delta T$$

Donde:

$$Q_{ST} = 65,599.39 \text{ BTU/h}$$

#### **2.1.1.4. Calor debido al aire de infiltraciones.**

En este proyecto no se considera aire de infiltraciones<sup>1</sup>, debido a que no hay puertas exteriores y es evidente que hay aire de infiltraciones pero en estas circunstancias pueden despreciarse.

#### **2.1.1.5. Calor generado por el número de personas**

Se calcula por la fórmula<sup>1</sup>:

$$Q_{SP} \text{ (BTU/h)} = Q_{SP1} \text{ n}^\circ \text{ personas}$$

Donde:

$$Q_{SP} = 294,000 \text{ BTU/h+}$$

#### **2.1.1.6. Calor generado por la iluminación de los salones.**

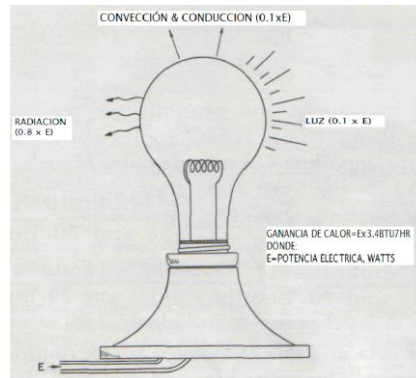
La iluminación produce calor sensible y esta depende:

Si la iluminación es incandescente<sup>1</sup>:  $Q_{SIL}$  (Figura 2.3)

Si la iluminación es fluorescente<sup>1</sup>:  $Q_{SIL} \times 1.25$  (Figura. 2.4)

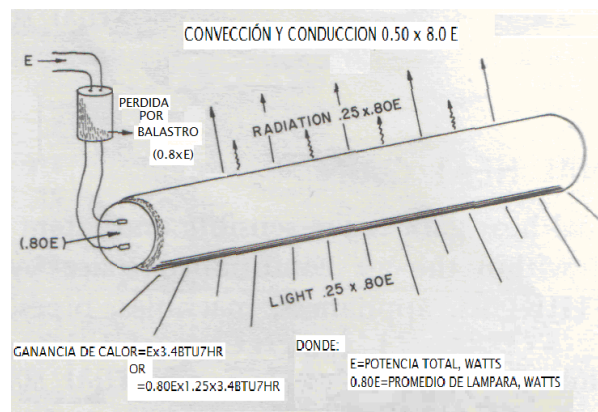
Para nuestro caso se tiene iluminación incandescente, reemplazando se tiene:

$$Q_{SIL} = 62,549.67 \text{ BTU/h}$$



**Figura 2.3: Luminarias incandescentes**

Fuente: Carrier Air Conditioning Company, Handbook of air conditioning system design, 1978



**Figura 2.4: Luminarias fluorescentes**

Fuente: Carrier Air Conditioning Company, Handbook of air conditioning system design, 1978

#### 2.1.1.7. Calor generado por las máquinas en el interior.

Se toma en consideración la potencia de los equipos existentes.

$$Q_E = 20,849.79 \text{ BTU/h.}$$

### **2.1.1.8. Calor procedente del aire de ventilación**

Utilizaremos el método de desviación en el cual se debe considerar que el aire de ventilación no pasa por los serpentines del equipo sino que forma parte de la carga del espacio acondicionado.

La ecuación a utilizar en este caso<sup>1</sup> es:

$$Q_{sv} = 0.33 fV_v (\Delta T)$$

Donde:

$$Q_{sv} = 271,338.21 \text{ BTU/h}$$

## **2.1.2. Cálculo de la carga latente.**

### **2.1.2.1. Calor debido al aire de infiltraciones.**

En este proyecto no se considera aire de infiltraciones, debido a que no hay puertas exteriores.

### **2.1.2.2. Calor generado por las personas.**

Se calcula por la fórmula<sup>1</sup>:

$$Q_{LP} \text{ (BTU/h)} = Q_{LP1} \text{ n}^\circ \text{ personas}$$

Donde:

$$Q_{LP} = 246,000 \text{ BTU/h}$$

### 2.1.2.3. Calor producido del aire de ventilación.

Para carga latente<sup>1</sup>:

$$Q_{LV} = 0.84 fV_v (\Delta W)$$

Donde:

$$Q_{LV} = 726,636.34 \text{ BTU/h}$$

## 2.2 Cálculo de la bomba de agua.

La fórmula es:

$$P = \frac{hA * Q * (SG)}{3956 * \eta p}$$

Donde:

$$P = 32.89 \text{ HP}$$

## 2.3 Cálculo de los ventiladores

El flujo del aire en los sistemas de ventilación cumple con dos principios básicos: La conservación de la masa y la conservación de la energía.



Para simplificar los cálculos se deben considerar:

El aire es incomprensible.

El aire es seco.

El aire es puro libre de contaminantes y.

Se desprecian los efectos del intercambio térmico.

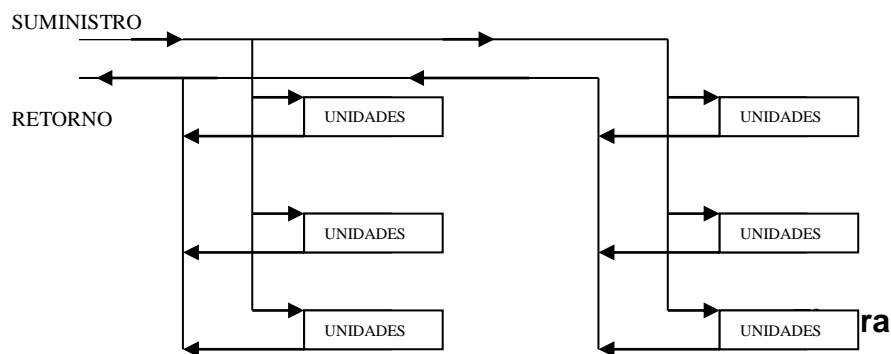
Para el gran salón 1 se requiere un ventilador de 7,000 CFM.

Para el salón 2 un ventilador de 3,000 CFM y

Para el salón 3 un ventilador de 2,000 CFM.

#### **2.4. Selección de tuberías**

El sistema de tubería instalado (ver planos 1) fue el de agua recirculada cerrado de retorno directo. (Ver Figura 2.5).



### 2.5: Sistema de tubería de agua con retorno directo en unidades conectadas verticalmente

Fuente: Carrier Air Conditioning Company, Handbook of air conditioning system design, 1978.

**Agua recirculada-cerrado:** agua que no se descarga sino que circula en un circuito repetidor<sup>1</sup> desde el cambiador de calor hasta el aparato de refrigeración, volviendo nuevamente al intercambiador de calor, en que el caudal de agua no está expuesta en ningún punto a la atmósfera o siendo insignificante la superficie en contacto con ella.

**Retorno directo:** sistema desequilibrado y exige válvulas auxiliares y elementos para medir la caída de presión con el objeto de medir el caudal de agua.

En cualquier tubería por el que circule agua, hay una pérdida de presión.

Estas pérdidas dependen de los siguientes factores:

- 1.- Velocidad del agua (8 ft/s.)
- 2.- Diámetro de la tubería
- 3.- Rugosidad de la superficie interior
- 4.- Longitud de la tubería

En el apéndice F se indica la velocidad del agua, el diámetro de la tubería y el caudal, además de la pérdida de carga por cada metro de longitud equivalente de tubería. Conociendo dos de estos factores pueden determinarse los otros. El caudal de agua necesario depende de la carga de acondicionamiento de aire y la velocidad se determina mediante datos prácticos. Estos dos factores se utilizan para establecer el tamaño de tubería y el régimen de pérdida de carga.

## **2.5 Dimensionamiento de ductos**

Para ductos de retorno, suministro y extracción de aire se recomienda la distribución del aire por el método de igualdad de pérdidas por rozamiento o pérdidas de carga constante, que consiste en calcular los ductos, de forma que tengan la misma pérdida de carga por unidad de longitud, a lo largo de todo el sistema.

En el plano 6 se indica la distribución de aire de cada uno de los salones y del sistema de extracción, ubicados en el primer piso

En los edificios, el criterio de diseño<sup>11</sup> para la velocidad del aire es el control del ruido, en los conductos:

- ✓ Suministro principales: 2,000-2,500 ft/min (10 a 12.5 m/s)
- ✓ Ductos principales de retorno: 1,600 ft/min (8 m/s), y
- ✓ Ductos secundarios: 1,200 ft/min (6 m/s).

La construcción de los ductos fue según el estándar SMACNA.

# **CAPITULO 3**

## **3. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE CLIMATIZACION**

La necesidad de enfriamiento por el incremento de las nuevas áreas es de aproximadamente 140 TR, por lo que a continuación se presentan diversas alternativas para climatizar estas áreas.

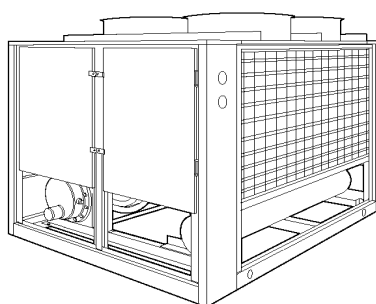
### **3.1 Propuestas técnico-económicos**

Se eligió el tipo de climatización enfriado por agua, porque este es el que existe en la actualidad en el hotel.

Los chillers se los seleccionan por la carga de enfriamiento, en nuestro caso se seleccionó el enfriado por aire con compresor de tornillo por espacio físico y estos funcionan por etapas, y son más eficientes.

### 3.1.1 ALTERNATIVA 1 (Instalación de Chiller de 140 TR)

Climatizar las áreas con un CHILLER enfriado por aire de 140TR, marca CARRIER, modelo 30GXN150-A-641, con compresores de tornillo y control electrónico, R-134a / 460 V. EER= 9.7 o 1.237 Kw / ton. Incluye control de microprocesador comfortlink.



**Figura 3.1: Chiller modelo 30GXN**

Fuente: Carrier Air Conditioning Company, Light and Heavy Commercial Products and System Catalog, 1998

**Tabla 6 Costos por la instalación de chiller de 140 TR**

EQUIPOS	USD 130,945.93
TUBERÍAS Y ACCESORIOS	USD 50,860.98
DUCTOS METÁLICOS, FLEXIBLES Y REJILLAS	USD 18,388.39
<b>TOTAL DE LA INSTALACIÓN DE CHILLER DE 140 TONS (ALTERNATIVA 1)</b>	<b>USD 200,195.30</b>

Fuente: Propia. Historial de la obra

### 3.1.2 ALTERNATIVA 2 (Instalación de Chiller de 160 TR)

Climatizar las áreas con un CHILLER enfriado por aire de 160TR, marca CARRIER, modelo 30GXN160-A-641, con compresores de tornillo y control electrónico, R-134a / 460 V. EER= 9.7 o 1.237 Kw / ton. Incluye control de microprocesador comfortlink.

**Tabla 7 Costo por la instalación de chiller de 160 TR**

EQUIPOS	USD 154,706.14
TUBERÍAS Y ACCESORIOS	USD 54,743.56
DUCTOS METÁLICOS, FLEXIBLES Y REJILLAS	USD 18,388.39
<b>TOTAL DE LA INSTALACIÓN DE CHILLER DE 160 TONS (ALTERNATIVA 2)</b>	<b>USD 227,838.09</b>

Fuente: Propia. Historial de la obra

### 3.1.3 ALTERNATIVA 3 (Instalación de 2 Chillers de 83 TR)

Climatizar las áreas con dos CHILLERS enfriado por aire de 83TR, marca CARRIER, modelo 30GXN090-650, con compresores de tornillo y control electrónico, R-134a / 460 V. EER= 9.56. Incluye control de microprocesador comfortlink.

En la **tabla 8** se presentan los costos de la instalación de dos chillers de 83 TR.

**Tabla 8 Costo de la instalación de 2 chillers de 83 TR**

EQUIPOS	USD 156,706.34
TUBERÍAS Y ACCESORIOS	USD 71,478.90
DUCTOS METÁLICOS, FLEXIBLES Y REJILLAS	USD 18,388.39
<b>TOTAL DE LA INSTALACIÓN DE DOS CHILLERS DE 83 TONS CADA UNO (ALTERNATIVA 3)</b>	<b>USD 246,573.63</b>

Fuente: Propia. Historial de la obra

### 3.2 Equipos requeridos

Se eligió la alternativa 3 por cuanto el sistema da la facilidad que puede funcionar un solo chiller el cual prende por etapa en caso de no existir un requerimiento alto de enfriamiento. En el apéndice G se describe la cantidad de los equipos requeridos para la climatización de los nuevos salones, tales como: chillers, bombas de circulación, tanque de reposición, tanque de expansión, separador de aire, manejadoras de aire y ventiladores de suministros.

### 3.3 Montaje del sistema, pruebas y calibración

#### 3.3.1 Montaje del sistema

El montaje del sistema dura 13 semanas. El proceso de importación de los equipos toma de 10 a 12 semanas, en el apéndice H se indica el cronograma del montaje del sistema.



Se empieza con la construcción de los conductos de suministro y extracción de aire que dura aproximadamente dos semanas de los tres salones en los talleres; en conjunto con la instalación de la tubería de bajante de agua helada del cuarto de chillers en sitio de trabajo, demorando aproximadamente 12 días.

Después de la construcción de los conductos se procede a instalarlos con los ductos flexibles y rejillas, comenzando con los salones 2 y 3 y luego el Gran salón 1, según las especificaciones de instalación. Los acoples de las máquinas se las realiza una vez instalado la UMA, ver planos 3,4 y 5.

Terminado de bajar la tubería del cuarto de los chillers se empieza con la instalación de las tuberías hacia cada uno de las UMA de los salones.

El montaje de los equipos requeridos, se las realiza una vez llegada esta de importación y de haber sido instalada el sistema, dejando solo los acoples de estos al final.



**Figura 3.2a: Montaje de conductos**



**Figura 3.2b: Soportes de los conductos.**



**Figura 3.2c: Montaje de ductos flexibles.**

Fuente: Propia. Historial de la obra

### 3.3.2 Pruebas y Calibración

Una vez instalado el sistema, se pondrá en marcha, ajustando y regulando todo el mecanismo para balancear el servicio, con las siguientes pruebas.

1. Estanqueidad. Consiste en llenar el sistema de agua por 24 horas y se lo presuriza a 150 psi, si presenta fuga en las juntas o acople de los accesorios del ramal, esta se la reemplaza. Una vez que no presente fuga, se libera la presión hasta 60 ó 70 psi, que es la presión de trabajo.
2. Prueba de los 200 psi por 2 horas. Consiste en llenar el sistema a 200 psi por 2 horas y si no presenta fuga se vuelve a liberar la presión. Se permite pérdidas no más del 10%.
3. Radiografías. Se realiza el 5% de radiografías en las juntas de las tuberías de agua helada en el sistema.
4. Balance de caudal del aire. Se regula el caudal de aire del ambiente por medio de los dámpers. Si en algún ambiente no hay el confort requerido se lo regula con el dámpers de otro ambiente cerrándolo un poco para que el flujo de aire se vaya

al otro ramal. Se toma datos de campo en las rejillas, estos son aceptables si la diferencia con la diseño es del 5 ó 10%.

5. Balance del caudal de agua. Esto se lo realiza por medio de los reguladores de flujo (balancing valvule), abriendo o cerrando la válvula. Mayor abertura mayor diferencia en el caudal de agua.

Los manómetro y termómetros deben ser calibrados antes del ser instalados en el sistema.

Estas pruebas se las realiza con aparatos apropiados, cuantas veces sea necesario, hasta conseguir un correcto ajuste. Los datos se los registran, según la norma AABC y la norma NEBB.

# **CAPITULO 4**

## **4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

### **4.1 Conclusiones**

En las condiciones que operaba el sistema, no estaba llegando el volumen requerido ni la temperatura requerida, esto hace estas unidades se tarden mayor tiempo en enfriar los ambientes. Debido a la deficiencia del sistema se independizo los nuevos salones.

Las bombas estaban trabajando a su máxima potencia, no logrando vencer la caída de presión y el caudal de agua requerido a las manejadoras por lo que se determinó una de mayor eficiencia.

Con la alternativa 1 (140 TR) y 2 (160 TR) es conveniente si estuvieran funcionando los tres salones al mismo tiempo, sino es el caso, no es recomendable debido al costo.

Con la alternativa 3 (Dos Chillers de 83 TR) se obtuvo un menor costo, por cuando hay ocasiones en que no se requieren su máxima capacidad y en ese momento solo trabaja un chiller

#### **4.2 Recomendaciones**

El mantenimiento programado del sistema es imprescindible de seguir sin desviaciones.

Si se requiere la climatización de otras áreas no consideradas se pueden seguir los pasos que se indican en el desarrollo de este trabajo para ubicar nuevas unidades manejadoras de aire.

Se recomienda tener un stock mínimo de algunos accesorios para no tener paradas imprevistas.

Se recomienda mantener una educación continua de los cambios tecnológicos especialmente con los refrigerantes para la prevención de la contaminación al medio ambiente.

Se recomienda seguir las normas ASHRAE y/o los fundamentales de HVAC para los diseños, cálculos, mantenimiento y mejoras en lo referente a la climatización.

# APÉNDICES

## APÉNDICE A

### RESUMEN DE CARGA EXISTENTE EN UN HOTEL DE GUAYAQUIL

#### SOTANO

<u>AMBIENTE AL QUE SIRVE</u>	<u>NOMBRE UMA</u>	<u>CAP. BTU/h</u>	<u>CFM</u>	<u>GPM (original)</u>	<u>GPM CALC.</u>
<b><u>UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE</u></b>					
Casino Subsuelo	UMA - 8	785.000	8.400	130,80	157,00
Lavandería y áreas contiguas	UMA - 24	877.000	14.500	170,00	175,40
Oficina de Sótano	UMA - 21	120.000	4.000	24,00	24,00
Áreas de Servicio Subsuelo	UMA - 22	115.000	3.200	24,00	23,00
<b>CARGA TOTAL INST. EN EL SOTANO</b>		<b>1.897.000</b>		<b>348,80</b>	<b>379,40</b>
<b>CARGA EN TR.</b>		<b>158,08</b>			

#### PLANTA BAJA

<u>AMBIENTE AL QUE SIRVE</u>	<u>NOMBRE UMA</u>	<u>CAP. BTU/h</u>	<u>CFM</u>	<u>GPM (original)</u>	<u>GPM CALC.</u>
<b><u>UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE</u></b>					
Cafetería P. Baja (El Patio)	UMA - 2	252.500	7.720	42,10	50,50
Cocina P. Baja	UMA - 3	675.000	7.300	112,60	135,00
Restauran Fondue	UMA - 5	143.000	1.350	23,80	28,60
Restaurant Gourmet	UMA - 6	274.800	5.220	45,80	54,96
Tiendas Pasillo	UMA - 9	503.500	7.200	83,90	100,70
Pasillo de Entrada	UMA - 10	250.000	10.100	41,70	50,00
<b><u>UNIDADES TIPO FAN COIL</u></b>					
Pastelería P. Baja y ViIP Bar	FC-1	36.000	1.200	7,20	7,20
Pastelería P. Baja y ViIP Bar	FC-1A	36.000	1.200	7,20	7,20
Oficinas Oroteles	FC-12	36.000	1.200	7,20	7,20
Medico	FC-13	36.000	1.200	7,20	7,20
Consulta	FC-14	36.000	1.200	7,20	7,20
Reservas y Eventos	FC-15	36.000	1.200	7,20	7,20
Tienda 8 P. Baja	FC-16	18.000	600	3,60	3,60
Tienda 4 P. Baja	FC-17	24.000	800	4,80	4,80
Tienda 5 P. Baja	FC-18	24.000	800	4,80	4,80
Tienda 6 P. Baja	FC-19	24.000	800	4,80	4,80
Tienda 7 P. Baja	FC-20	24.000	800	4,80	4,80
Tienda 1 P. Baja	FC-21	30.000	1.000	6,00	6,00
Tienda 2 P. Baja	FC-22	30.000	1.000	6,00	6,00
Tienda 3 P. Baja	FC-23	30.000	1.000	6,00	6,00
<b>CARGA TOTAL INST. EN LA P. BAJA</b>		<b>2.518.800</b>		<b>433,90</b>	<b>503,76</b>
<b>CARGA EN TR.</b>		<b>209,90</b>			



**PLANTA MEZZANINE**

<u>AMBIENTE AL QUE SIRVE</u>	<u>NOMBRE UMA</u>	<u>CAP. BTU/h</u>	<u>CFM</u>	<u>GPM (original)</u>	<u>GPM CALC.</u>
<b><u>UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE</u></b>					
Comedor Empleados	UMA - 1	128.000	2.750	24,00	25,60
Vestidor de Pasillos en Mezanine	UMA - 4	356.500	3.840	59,40	71,30
Administración Mezanine	UMA - 11	79.400	1.430	13,20	15,88
Foyer Mezanine	UMA - 23	223.000	3.800	48,00	44,60
Serpentines 1 y 2 en mezanine	----	693.000	15.000	138,60	138,60
<b><u>UNIDADES TIPO FAN COIL</u></b>					
Sala Don Víctor (actualmente Galápagos 1)	FC-2	36.000	1.200	7,20	7,20
Sala 6 D. Víctor (actualmente Galápagos 1)	FC-3	36.000	1.200	7,20	7,20
Sala 5	FC-4	36.000	1.200	7,20	7,20
Sala 5	FC-5	36.000	1.200	7,20	7,20
Sala 4	FC-6	36.000	1.200	7,20	7,20
Sala 4	FC-7	36.000	1.200	7,20	7,20
Sala 3	FC-8	36.000	1.200	7,20	7,20
Sala 3	FC-9	36.000	1.200	7,20	7,20
Sala 2	FC-10	36.000	1.200	7,20	7,20
Sala 2	FC-10a	36.000	1.200	7,20	7,20
Sala 1	FC-11	36.000	1.200	7,20	7,20
Sala 1	FC-11a	36.000	1.200	7,20	7,20
Sala 1	FC-11b	36.000	1.200	7,20	7,20
<b>CARGA TOTAL INST. EN EL MEZZANINE</b>		<b>1.947.900</b>		<b>376,80</b>	<b>389,58</b>
<b>CARGA EN TR.</b>		<b>162,33</b>			

**PLANTA PRIMER PISO (Ambientes sin modificación)**

<u>AMBIENTE AL QUE SIRVE</u>	<u>NOMBRE UMA</u>	<u>CAP. BTU/h</u>	<u>CFM</u>	<u>GPM (original)</u>	<u>GPM CALC.</u>
<b><u>UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE</u></b>					
Gran Salón 1	UMA - 25	877.000	14.500	170,00	175,40
Habitaciones Primer Piso (26)	FC- Hab.	468.000	600 c/u	----	93,60
<b>CARGA TOTAL INST. EN EL SOTANO</b>		<b>1.345.000</b>		<b>----</b>	<b>269,00</b>
<b>CARGA EN TR.</b>		<b>112,08</b>			

**PLANTA PRIMER PISO (Ambientes con modificación)**

<u>AMBIENTE AL QUE SIRVE</u>	<u>NOMBRE UMA</u>	<u>CAP. BTU/h</u>	<u>CFM</u>	<u>GPM (original)</u>	<u>GPM CALC.</u>
<b><u>UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE</u></b>					
Fan Coils baños	(4) FC-B	72.000	2.400	14,40	16,00
Fan Coils hall ascensores	(4) FC-H	72.000	2.400	14,40	16,00
Gran Salón 1	UMA: 1-1	972.180	20.400	255,60	216,04
Salón 2	UMA: 2-1	452.600	9.388	165,80	100,58

Salón 3	UMA: 3-1	300.000	6.210	150,10	66,67
Cocina Apoyo Salones	UMA: 4-1	90.000	3.000	18,00	20,00
Corredor tras escenario	UMA: 5-1	204.000	3.080	34,00	45,33
<b>CARGA TOTAL INST. EN EL SOTANO</b>		<b>2.018.780</b>		<b>652,30</b>	<b>480,62</b>
<b>CARGA EN TR.</b>		<b>168,23</b>			

### PLANTA SEGUNDO PISO

<u>AMBIENTE AL QUE SIRVE</u>	<u>NOMBRE UMA</u>	<u>CAP. BTU/h</u>	<u>CFM</u>	<u>GPM (original)</u>	<u>GPM CALC.</u>
<b>UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE</b>					
Corredores Piso 2	UMA - 13	204.000	3.080	34,00	40,80
Habitaciones Segundo Piso (32)	FC- Hab.	576.000	600 c/u	----	115,20
<b>CARGA TOTAL INST. EN EL SOTANO</b>		<b>780.000</b>		<b>----</b>	<b>156,00</b>
<b>CARGA EN TR.</b>		<b>65,00</b>			

### PLANTA TERCER PISO

<u>AMBIENTE AL QUE SIRVE</u>	<u>NOMBRE UMA</u>	<u>CAP. BTU/h</u>	<u>CFM</u>	<u>GPM (original)</u>	<u>GPM CALC.</u>
<b>UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE</b>					
Corredores Piso 3	UMA - 13	204.000	3.080	34,00	40,80
Habitaciones Tercer Piso (32)	FC- Hab.	576.000	600 c/u	----	115,20
<b>CARGA TOTAL INST. EN EL SOTANO</b>		<b>780.000</b>		<b>----</b>	<b>156,00</b>
<b>CARGA EN TR.</b>		<b>65,00</b>			

### PLANTA CUARTO PISO

<u>AMBIENTE AL QUE SIRVE</u>	<u>NOMBRE UMA</u>	<u>CAP. BTU/h</u>	<u>CFM</u>	<u>GPM (original)</u>	<u>GPM CALC.</u>
<b>UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE</b>					
Corredores Piso 4	UMA - 13	204.000	3.080	34,00	40,80
Habitaciones Cuarto Piso (32)	FC- Hab.	576.000	600 c/u	----	115,20
<b>CARGA TOTAL INST. EN EL SOTANO</b>		<b>780.000</b>		<b>----</b>	<b>156,00</b>
<b>CARGA EN TR.</b>		<b>65,00</b>			

### PLANTA QUINTO PISO

<u>AMBIENTE AL QUE SIRVE</u>	<u>NOMBRE UMA</u>	<u>CAP. BTU/h</u>	<u>CFM</u>	<u>GPM (original)</u>	<u>GPM CALC.</u>
<b>UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE</b>					
Corredores Piso 5	UMA - 13	204.000	3.080	34,00	40,80
Habitaciones Quinto Piso (32)	FC- Hab.	576.000	600 c/u	----	115,20
<b>CARGA TOTAL INST. EN EL SOTANO</b>		<b>780.000</b>		<b>----</b>	<b>156,00</b>
<b>CARGA EN TR.</b>		<b>65,00</b>			

**PLANTA SEXTO PISO**

<u>AMBIENTE AL QUE SIRVE</u>	<u>NOMBRE UMA</u>	<u>CAP. BTU/h</u>	<u>CFM</u>	<u>GPM (original)</u>	<u>GPM CALC.</u>
<b><u>UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE</u></b>					
Corredores Piso 6	UMA - 13	204.000	3.080	34,00	40,80
Habitaciones Sexto Piso (32)	FC- Hab.	576.000	600 c/u	----	115,20
<b>CARGA TOTAL INST. EN EL SOTANO</b>		<b>780.000</b>		----	<b>156,00</b>
<b>CARGA EN TR.</b>		<b>65,00</b>			

**PLANTA SÉPTIMO PISO**

<u>AMBIENTE AL QUE SIRVE</u>	<u>NOMBRE UMA</u>	<u>CAP. BTU/h</u>	<u>CFM</u>	<u>GPM (original)</u>	<u>GPM CALC.</u>
<b><u>UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE</u></b>					
Corredores Piso 7	UMA - 13	204.000	3.080	34,00	40,80
Habitaciones Séptimo Piso (32)	FC- Hab.	576.000	600 c/u	----	115,20
<b>CARGA TOTAL INST. EN EL SOTANO</b>		<b>780.000</b>		----	<b>156,00</b>
<b>CARGA EN TR.</b>		<b>65,00</b>			

**PLANTA OCTAVO PISO**

<u>AMBIENTE AL QUE SIRVE</u>	<u>NOMBRE UMA</u>	<u>CAP. BTU/h</u>	<u>CFM</u>	<u>GPM (original)</u>	<u>GPM CALC.</u>
<b><u>UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE</u></b>					
Corredores Piso 8	UMA - 13	204.000	3.080	34,00	40,80
Habitaciones Octavo Piso *	FC- Hab.	576.000	600 c/u	----	115,20
<b>CARGA TOTAL INST. EN EL SOTANO</b>		<b>780.000</b>		----	<b>156,00</b>
<b>CARGA EN TR.</b>		<b>65,00</b>			

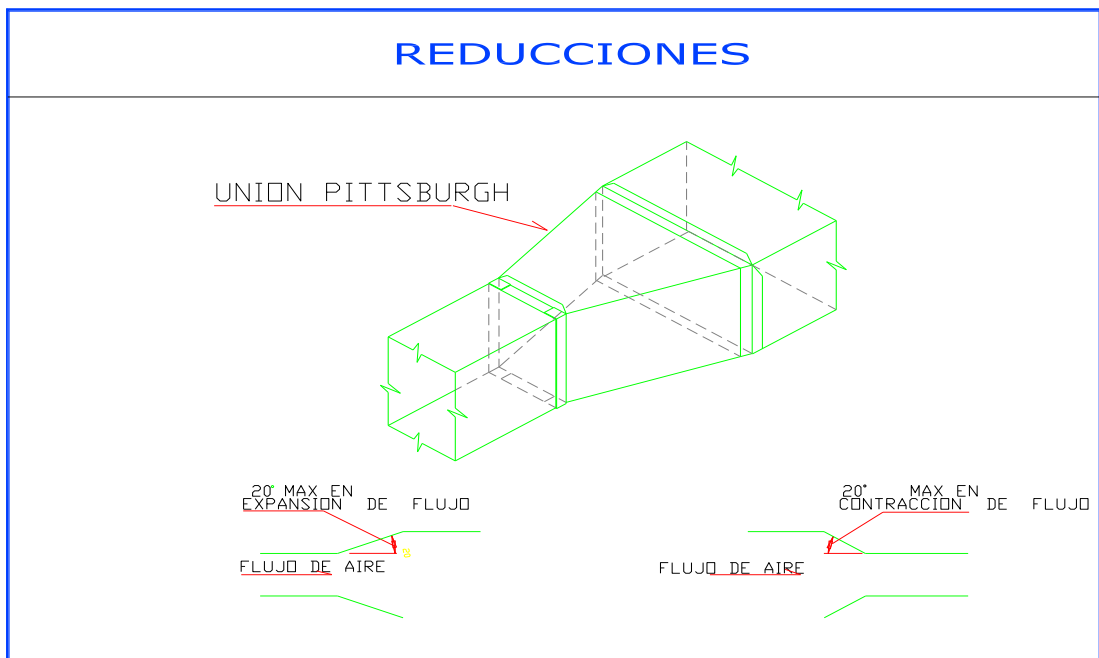
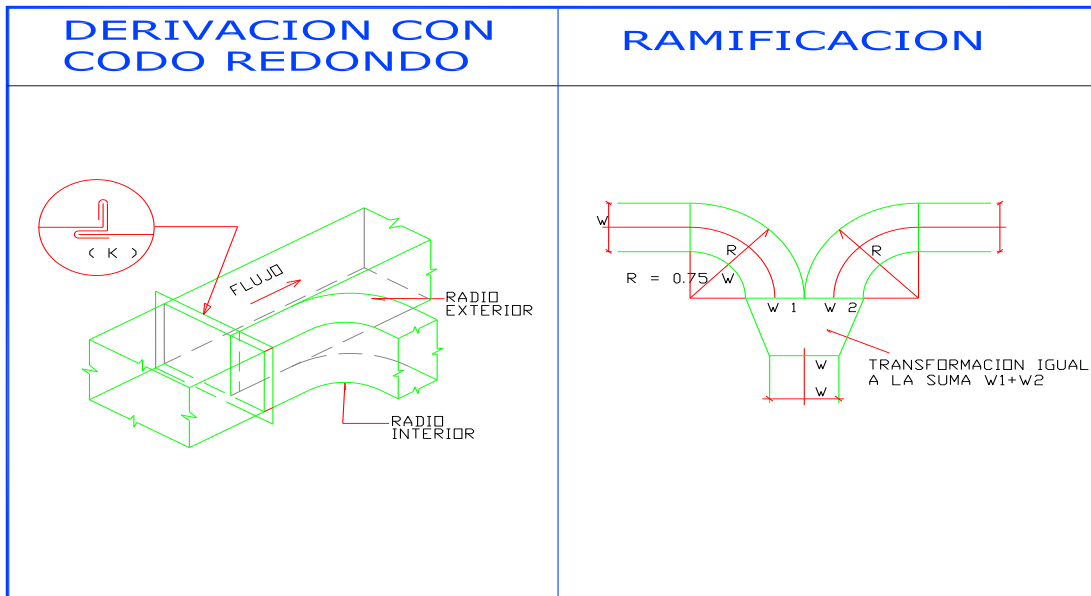
(\*) Carga estimada

Fuente: Propia. Historial de la obra.

# APÉNDICE B

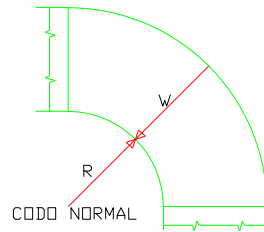
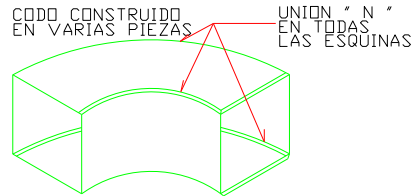
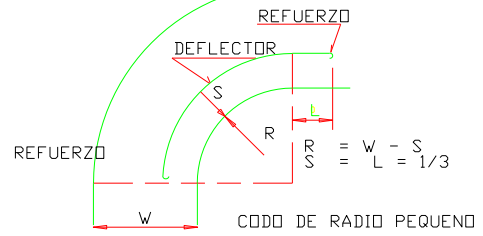
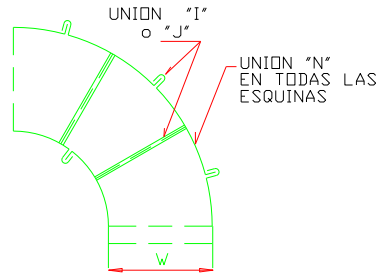
## CONDICIONES DE DISEÑO

### 1. CONSTRUCCIÓN E INSTALACIÓN DE LOS DUCTOS

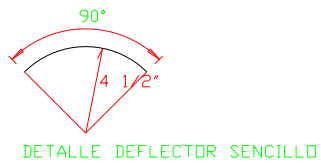
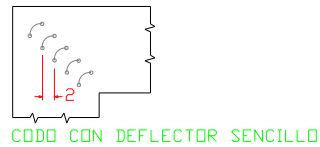
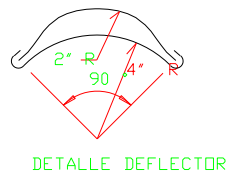
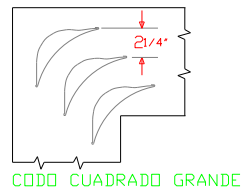
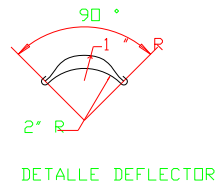
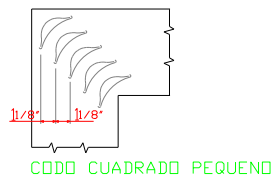


Fuente: Información suministrada por el cliente

## CODOS REDONDOS

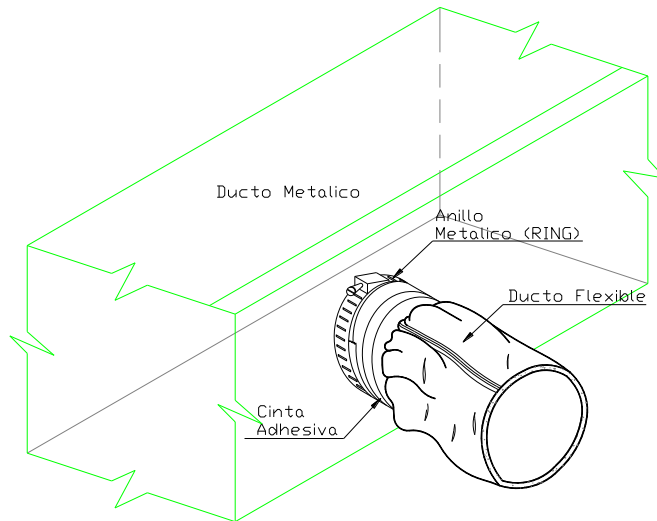


## CODO RECTO



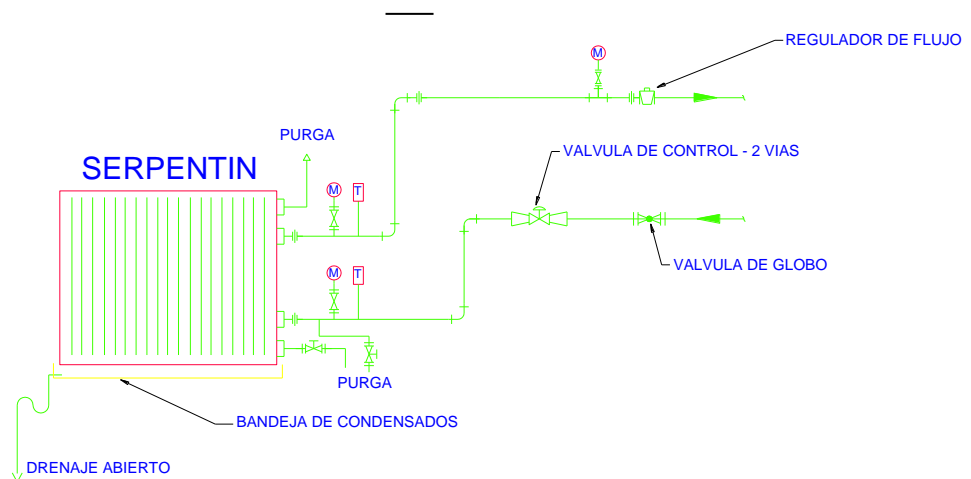
Fuente: Información suministrada por el cliente

## DETALLE ACOPLE DE DUCTO METALICO A DUCTO FLEXIBLE

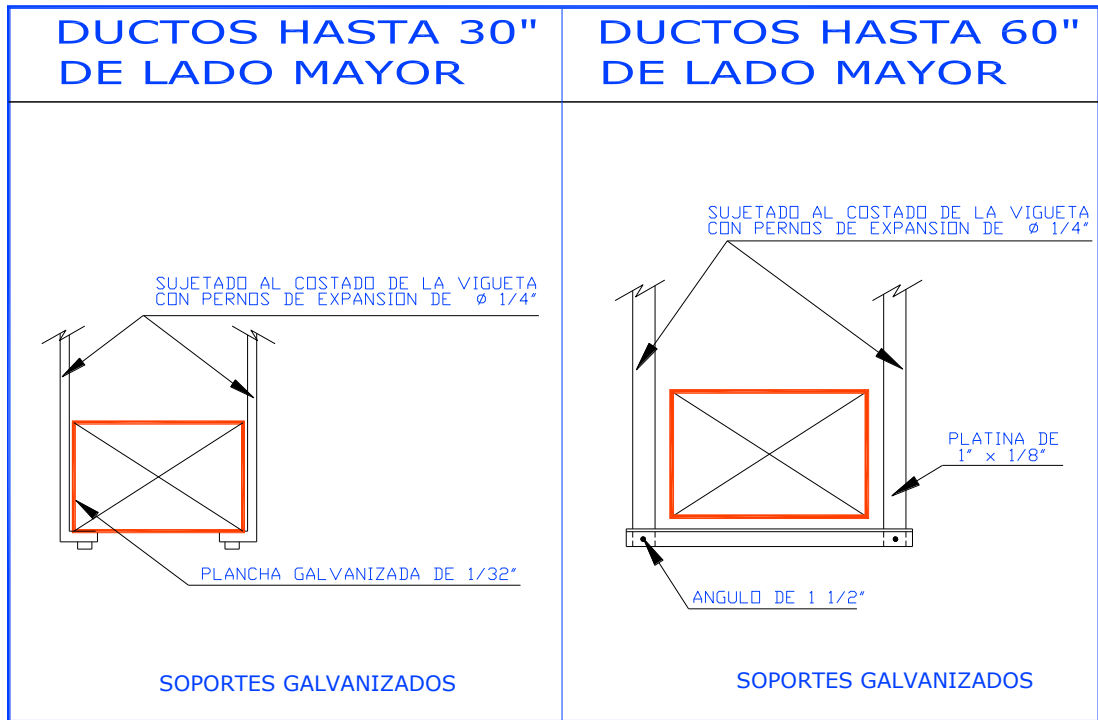


## 2. CONEXIÓN TÍPICA DE SERPENTIN DE U.M.A.

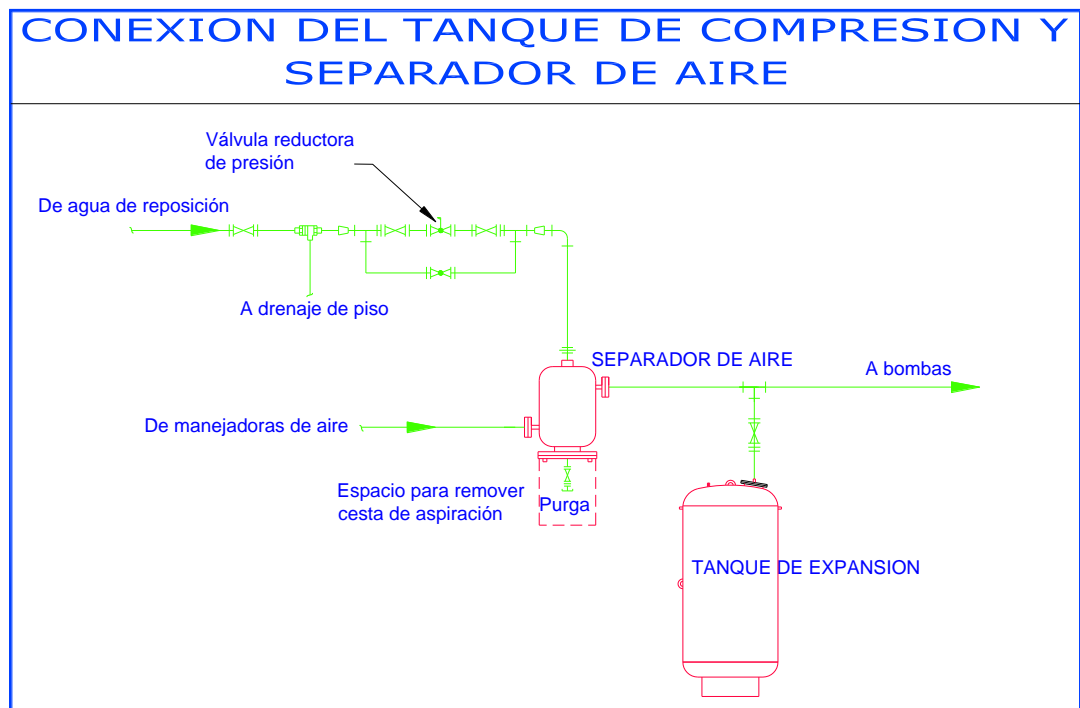
### CONEXION TIPICA DE SERPENTIN DE U.M.A.



Fuente: Información suministrada por el cliente

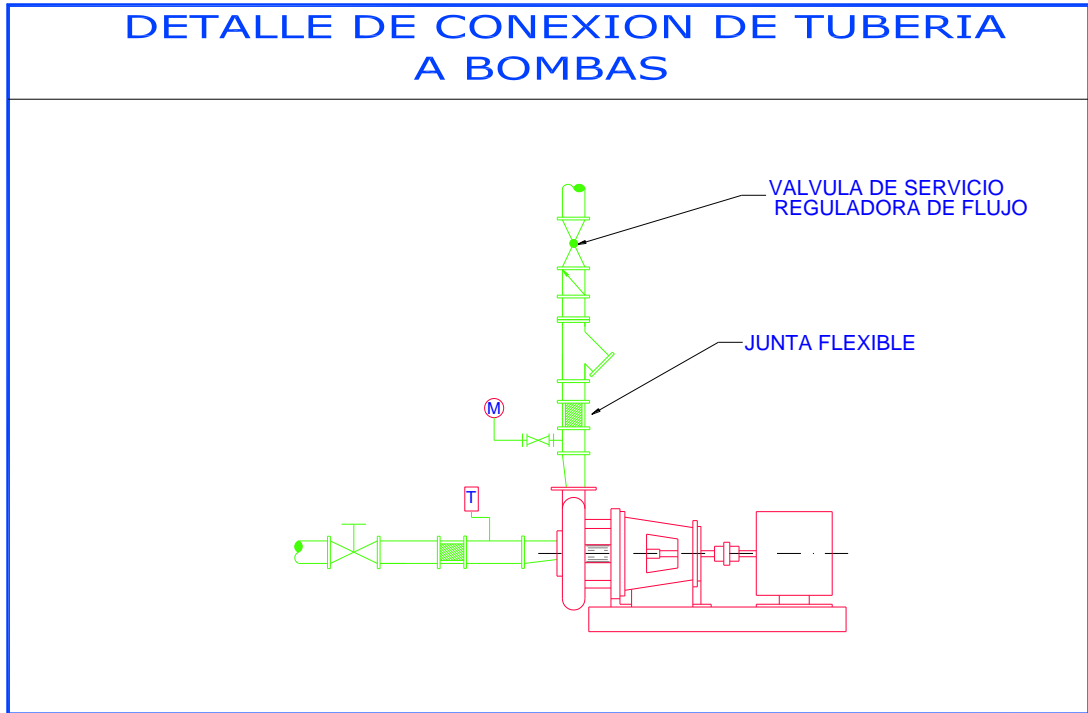


### 3. CONEXIÓN DEL TANQUE DE COMPRESIÓN Y SEPARADOR DE AIRE



Fuente: Información suministrada por el cliente

## 4. CONEXIÓN DE TUBERÍA A BOMBAS



Fuente: Información suministrada por el cliente



## APÉNDICE C

### TEMPERATURA DE BULBO SECO Y BULBO HÚMEDO APROXIMADOS EN LA CIUDAD DE GUAYAQUIL DE ENERO A JUNIO

BULBO SECO (DB) - BULBO HUMEDO (WB) [°F/°C]																								
Horas	Meses																							
	Enero				Febrero				Marzo				Abril				Mayo				Junio			
	DB		WB		DB		WB		DB		WB		DB		WB		DB		WB		DB		WB	
	°F	°C	°F	°C	°F	°C	°F	°C	°F	°C	°F	°C	°F	°C	°F	°C	°F	°C	°F	°C	°F	°C	°F	°C
5	73	22,78	72	22,22	73	22,78	72	22,22	71	21,67	70	21,11	69	20,56	68	20,00	66	18,89	65	18,33	64	17,78	63	17,22
6	74	23,33	73	22,78	74	23,33	73	22,78	72	22,22	71	21,67	70	21,11	69	20,56	67	19,44	66	18,89	65	18,33	64	17,78
7	76	24,44	75	23,89	76	24,44	75	23,89	74	23,33	73	22,78	72	22,22	71	21,67	69	20,56	68	20,00	67	19,44	66	18,89
8	78	25,56	76	24,44	78	25,56	76	24,44	76	24,44	75	23,89	74	23,33	73	22,78	71	21,67	70	21,11	69	20,56	68	20,00
9	80	26,67	77	25,00	80	26,67	77	25,00	78	25,56	76	24,44	76	24,44	75	23,89	73	22,78	72	22,22	71	21,67	70	21,11
10	82	27,78	78	25,56	82	27,78	78	25,56	80	26,67	76	24,44	78	25,56	75	23,89	75	23,89	74	23,33	73	22,78	72	22,22
11	84	28,89	79	26,11	84	28,89	79	26,11	82	27,78	77	25,00	80	26,67	76	24,44	77	25,00	75	23,89	75	23,89	73	22,78
12	87	30,56	80	26,67	87	30,56	80	26,67	85	29,44	78	25,56	85	29,44	77	25,00	80	26,67	76	24,44	78	25,56	74	23,33
13	89	31,67	80	26,67	89	31,67	80	26,67	87	30,56	79	26,11	88	31,11	78	25,56	82	27,78	77	25,00	82	27,78	76	24,44
14	91	32,78	80	26,67	91	32,78	80	26,67	89	31,67	79	26,11	90	32,22	78	25,56	86	30,00	78	25,56	86	30,00	78	25,56
15	92	33,33	80	26,67	92	33,33	80	26,67	92	33,33	80	26,67	92	33,33	80	26,67	92	33,33	80	26,67	90	32,22	80	26,67
16	91	32,78	80	26,67	91	32,78	80	26,67	89	31,67	79	26,11	90	32,22	78	25,56	91	32,78	78	25,56	88	31,11	78	25,56
17	90	32,22	80	26,67	90	32,22	79	26,11	88	31,11	79	26,11	88	31,11	78	25,56	88	31,11	77	25,00	85	29,44	77	25,00
18	89	31,67	79	26,11	89	31,67	79	26,11	87	30,56	78	25,56	86	30,00	77	25,00	85	29,44	76	24,44	80	26,67	75	23,89
19	87	30,56	79	26,11	87	30,56	79	26,11	85	29,44	78	25,56	84	28,89	77	25,00	83	28,33	76	24,44	78	25,56	74	23,33
20	85	29,44	78	25,56	85	29,44	78	25,56	83	28,33	77	25,00	82	27,78	76	24,44	78	25,56	75	23,89	76	24,44	73	22,78
21	83	28,33	78	25,56	83	28,33	78	25,56	81	27,22	77	25,00	79	26,11	76	24,44	76	24,44	75	23,89	74	23,33	73	22,78
22	81	27,22	77	25,00	81	27,22	77	25,00	79	26,11	76	24,44	77	25,00	75	23,89	74	23,33	73	22,78	72	22,22	71	21,67

**TABLA DE RADIACIÓN SOLAR A TRAVÉS DE VIDRIO SENCILLO A 2,15 (W/ M<sup>2</sup>) DE LATITUD SUR DEL 21 DE ENERO**

Tomado de la Tabla 15 Cap.1 del manual de Aire Acondicionado de Carrier

Orientación	Hora Solar												
	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
S	3,25	114,30	159,55	174,14	182,93	184,42	185,50	184,42	182,93	174,14	159,55	114,30	3,25
SE	28,26	378,16	478,23	460,68	380,52	250,48	120,66	48,76	44,19	40,71	33,73	19,36	0,50
E	33,76	390,97	481,33	440,45	303,63	134,91	44,19	44,19	44,19	40,71	33,73	19,36	0,50
NE	17,50	151,71	173,48	126,31	65,33	44,19	44,19	44,19	44,19	40,71	33,73	19,36	0,50
N	0,50	19,36	33,73	40,71	44,19	44,19	44,19	44,19	44,19	40,71	33,73	19,36	0,50
NO	0,50	19,36	33,73	40,71	44,19	44,19	44,19	44,19	65,33	126,31	173,48	151,71	17,50
O	0,50	19,36	33,73	40,71	44,19	44,19	44,19	134,91	303,63	440,45	483,16	390,47	8,75
SO	0,50	19,36	33,73	40,71	44,19	49,67	120,66	250,48	380,52	460,68	478,23	378,16	28,26
Horizontal	2,00	99,47	297,10	485,92	624,32	712,37	743,35	711,45	624,32	485,92	312,62	104,94	2,00

# CARTA PSICOMETRICA

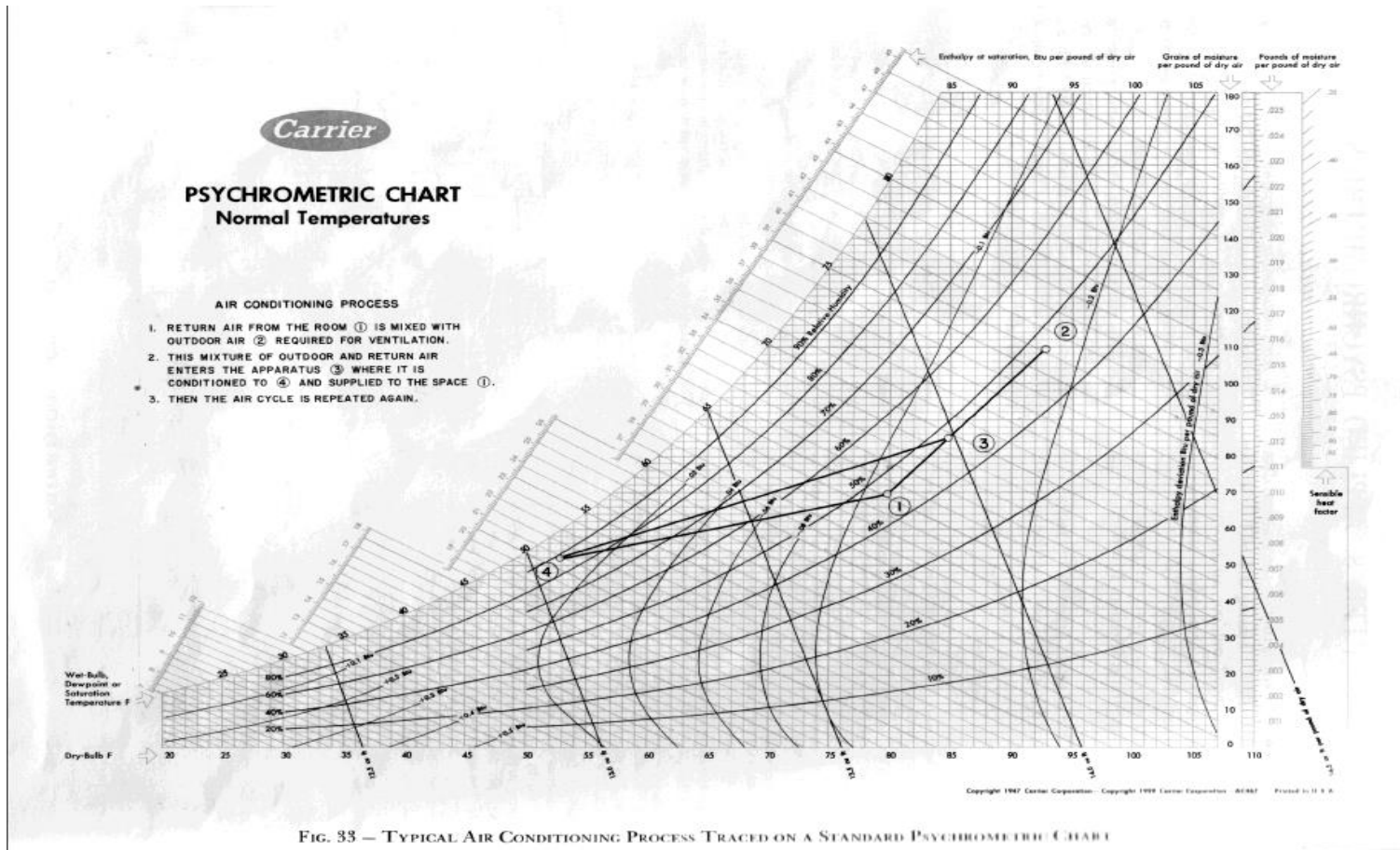


FIG. 33 — TYPICAL AIR CONDITIONING PROCESS TRACED ON A STANDARD PSYCHROMETRIC CHART

Tabla de Factores de corrección de la radiación solar a través del vidrio con y sin pantalla de protección, velocidad del viento: 8km/h. ángulo de incidencia 30°. Se considera que las cortinas, persianas etc., cubren completamente la ventana.

Tipo de vidrio	Sin pantallas	Persiana veneciana interna (1) (con lamas horizontales inclinadas 45º) o persiana enrollable interna			Persiana veneciana exterior (con lamas horizontales inclinadas 45º)		Persiana exterior (lamas horizontales, inclinadas 27º (4) empleadas en USA) KoolShade		Cortina exterior de tela con circulación del aire lateral y superiormente	
		Color claro	Color medio	Color oscuro	Color claro	Exterior claro e interior oscuro	Color medio (2)	Color oscuro (3)	Color claro	Color medio u oscuro
Vidrio ordinario simple	1	0,56	0,65	0,75	0,15	0,13	0,22	0,15	0,2	0,25
Vidrio de 6 mm	0,94	0,56	0,65	0,74	0,14	0,12	0,21	0,14	0,19	0,24
Vidrio absorbente										
Porcentaje de absorción										
40-48 por 100	0,8	0,56	0,62	0,72	0,12	0,18	0,12	0,12	0,16	0,2
48-56 por 100	0,73	0,53	0,59	0,62	0,11	0,16	0,11	0,11	0,15	0,18
56-70 por 100	0,62	0,51	0,54	0,56	0,1	0,14	0,1	0,1	0,12	0,16
Vidrio doble										
Ordinario	0,9	0,54	0,61	0,67	0,14	0,12	0,2	0,14	0,18	0,22
Exterior: absorbente 48-56 por 100										
Interior: vidrio ordinario	0,52	0,36	0,39	0,43	0,1	0,1	0,11	0,1	0,1	0,13
Vidrio triple ordinario	0,83	0,48	0,56	0,64	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,2
Vidrio pintado										
Color claro	0,28									
Color medio	0,39									
Color oscuro	0,5									
Vidrio de color										
Ambar	0,7									
Rojo oscuro	0,56									
Azul oscuro	0,6									
Verde oscuro	0,32									
Verde grisáceo	0,46									
Opalescente claro	0,43									
Opalescente oscuro	0,37									

(FUENTE: OPTIMIZACIÓN ENERGÉTICA DE LAS INSTALACIONES DE AIRE ACONDICIONADO; IDAE, 1989)



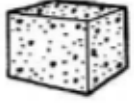

## COEFICIENTE DE TRANSMISIÓN *U* DE PANELES VERTICALES

COEFICIENTES <i>U</i> DE TRANSMISIÓN PARA PANELES CLAROS							
Descripción	Exterior				Interior		
	Invierno		Verano				
	BTU hr-ft <sup>2</sup> -F	W m <sup>2</sup> -C	BTU hr-ft <sup>2</sup> -F	W m <sup>2</sup> -C	BTU hr-ft <sup>2</sup> -F	W m <sup>2</sup> -C	
<i>Vidrio Llano</i>							
Hoja Sencilla	1.13	6.42	<b>1.06</b>	6.02	0.73	4.15	
<i>Vidrio Aislado - doble</i>							
1/4 plg o 6 mm espacio de aire	0.65	3.69	0.61	3.46	0.49	2.78	
1/2 in or 13 mm espacio de aire	0.58	3.29	0.56	3.18	0.46	2.61	
<i>Emisión Cubierta</i>							
emisión= 0,20	0.38	2.16	0.36	2.04	0.32	1.82	
emisión = 0,60	0.52	2.95	0.5	2.84	0.42	2.38	
<i>Vidrio Aislado - triple</i>							
1/4 in or 6 mm espacio de aire	0.47	2.67	0.45	2.56	0.38	2.16	
1/2 in or 13 mm espacio de aire	0.36	2.04	0.36	1.99	0.3	1.7	
<i>Ventanas para Tómbatas</i>							
1 - 4 in or 25 a 100 mm espacio de aire	0.56	3.18	0.54	3.07	0.44	2.5	
<i>Bloque de Vidrio</i>							
6 x 6 x 4in or 150 x 150 x 100 mm espesor	0.6	3.41	0.57	3.24	0.46	2.61	
12 x 12 x 4 in or 300 x 300 x 100 mm espesor	0.52	2.95	0.5	2.84	0.41	2.33	
Con Cavidad Divisora	0.44	2.5	0.42	2.38	0.36	2.04	
<i>Hoja Simple de Plástico</i>	1.09	6.19	1	5.68	0.7	3.97	

*Traducido de Fuente: ASHRAE Handbook [1]*

## TABLA DE TRANSMISIÓN GLOBAL U. MUROS DE MANPOSTERIA VERANO - INVIERNO

Btu/(Hr) (sq ft) (deg F temp diff)  
All numbers in parentheses indicate weight per sq ft. Total weight per sq ft is sum of wall and finishes.

EXTERIOR FINISH	THICK- NESS (inches) and WEIGHT (lb per sq ft)	INTERIOR FINISH										
		None	3/8" Gypsum Board (plaster Board) (2)	1/2" Plaster on Wall		Metal Lath Plastered on Furring		3/8" Gypsum or Wood Lath Plastered on Furring		Insulating Board Plain or Plasterd on Furring		
				Sand Agg (6)	Lt Wt Agg (3)	3/4" Sand Plaster (7)	3/4" Lt Wt Plaster(3)	1/2" Sand Plaster (7)	1/2" Lt Wt Plaster (2)	1/2" Board (2)	1" Board (4)	
<b>SOLID BRICK</b> 	<b>Face &amp; Common</b>	8 (87) 12 (123) 16 (173)	.48 .35 .27	.41 .31 .25	.45 .33 .26	.41 .30 .25	.31 .25 .21	.28 .23 .19	.29 .23 .20	.27 .22 .19	.22 .19 .16	.16 .14 .13
	<b>Common Only</b>	8 (80) 12 (120) 16 (160)	.41 .31 .25	.36 .28 .23	.39 .30 .24	.35 .27 .23	.28 .23 .19	.26 .22 .18	.26 .22 .18	.25 .21 .18	.21 .18 .16	.15 .14 .12
<b>STONE</b> 	8 (100)	.67	.55	.63	.53	.39	.34	.35	.32	.26	.18	
	12 (150)	.55	.47	.52	.46	.34	.31	.31	.29	.24	.17	
	16 (200)	.47	.41	.45	.40	.31	.28	.28	.27	.22	.16	
	24 (300)	.36	.32	.35	.32	.26	.24	.24	.23	.19	.15	
<b>A DOBE-BLOCKS OR BRICK</b>	8 (26)	.34	.30	.32	.30	.25	.23	.23	.22	.18	.12	
	12 (40)	.25	.23	.24	.23	.20	.18	.18	.18	.15	.14	
<b>POURED CONCRETE</b> 	140 lb/ cu ft	6 (70)	.75	.55	.69	.58	.41	.36	.37	.34	.27	.18
		8 (95)	.67	.49	.63	.53	.39	.34	.35	.32	.26	.17
		10 (117)	.61	.44	.57	.49	.36	.32	.33	.31	.25	.17
		12 (140)	.55	.40	.52	.45	.34	.31	.31	.29	.24	.16
	80 lb/ cu ft	6 (40)	.31	.28	.30	.27	.23	.21	.22	.21	.18	.14
		8 (53)	.25	.23	.24	.23	.19	.18	.18	.18	.16	.12
		10 (66)	.21	.19	.20	.19	.17	.16	.15	.14	.14	.11
		12 (80)	.18	.17	.17	.15	.15	.14	.14	.14	.12	.10
	30 lb/ cu ft	6 (15)	.13	.13	.13	.13	.12	.11	.11	.11	.13	.09
		8 (20)	.10	.10	.10	.10	.09	.09	.09	.09	.10	.07
		10 (25)	.08	.08	.08	.08	.08	.07	.08	.08	.08	.06
		12 (30)	.07	.07	.07	.07	.07	.07	.06	.06	.07	.06
<b>HOLLOW CONCRETE BLOCKS</b> 	Sand & Gravel Agg	8 (45)	.52	.44	.48	.43	.33	.29	.30	.28	.23	.17
		12 (63)	.47	.41	.45	.40	.31	.28	.28	.27	.22	.16
	Cinder Agg	8 (37)	.39	.35	.37	.34	.27	.25	.25	.24	.20	.15
		12 (53)	.36	.33	.35	.32	.26	.24	.23	.23	.19	.15
	Lt Wt Agg	8 (32)	.35	.32	.34	.31	.26	.23	.24	.22	.19	.15
		12 (45)	.32	.29	.31	.28	.24	.22	.22	.21	.18	.14
<b>STUCCO ON HOLLOW CLAY TILE</b>	8 (39)	.36	.32	.34	.32	.26	.24	.24	.23	.19	.15	
	10 (44)	.32	.29	.31	.28	.23	.22	.22	.21	.18	.14	
	12 (49)	.29	.27	.28	.26	.22	.20	.21	.20	.17	.13	

Fuente: Carrier Air Conditioning Company, Manual de aire acondicionado, 1980.

Elaboración: Carrier Air Conditioning Company, Manual de aire acondicionado, 1980.

**TABLA DE DIFERENCIAS DE TEMPERATURA EQUIVALENTS  $\Delta T_{eq}$**   
**(GRADOS °F)**

ORIENTACIÓN DE LA PARED	PESO DE LA PARED lb/ft2	HORA SOLAR										
		7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
NE	20	2	11	22	32	5	6	7	7	7	7	6
	60	2	9	17	25	4	4	5	5	6	5	5
	100	1	6	12	18	2	3	4	4	4	4	3
	140	0	4	7	11	1	2	2	2	2	2	2
E	20	2	11	22	32	38	6	7	7	7	7	6
	60	2	9	17	25	30	4	5	5	6	5	5
	100	1	6	12	18	21	3	4	4	4	4	3
	140	0	4	7	11	13	2	2	2	2	2	2
SE	20	2	11	22	32	38	39	7	7	7	7	6
	60	2	9	17	25	30	31	5	5	6	5	5
	100	1	6	12	18	21	22	4	4	4	4	3
	140	0	4	7	11	13	13	2	2	2	2	2
S	20	2	11	22	32	38	39	7	7	7	7	6
	60	2	9	17	25	30	31	5	5	6	5	5
	100	1	6	12	18	21	22	4	4	4	4	3
	140	0	4	7	11	13	13	2	2	2	2	2
SO	20	0	2	2	3	5	6	40	39	31	22	11
	60	0	1	2	3	4	4	32	31	25	17	9
	100	0	1	1	2	2	3	23	22	18	12	6
	140	0	0	1	1	1	2	14	13	11	7	4
O	20	0	2	2	3	5	6	40	39	31	22	11
	60	0	1	2	3	4	4	32	31	25	17	9
	100	0	1	1	2	2	3	23	22	18	12	6
	140	0	0	1	1	1	2	14	13	11	7	4
NO	20	0	2	2	3	5	6	7	39	31	22	11
	60	0	1	2	3	4	4	5	31	25	17	9
	100	0	1	1	2	2	3	4	22	18	12	6
	140	0	0	1	1	1	2	2	13	11	7	4
N	20	0	2	2	3	5	6	7	7	7	7	6
	60	0	1	2	3	4	4	5	5	6	5	5
	100	0	1	1	2	2	3	4	4	4	4	3
	140	0	0	1	1	1	2	2	2	2	2	2
TECHO	20	0	10	21	32	39	40	41	40	32	21	10
	40	0	7	16	25	30	31	32	30	25	16	7
	60	0	6	13	20	24	25	26	25	20	13	6

Fuente: Fundamentos de Aire Acondicionado (4)

**TABLA DE CORRECCIÓN DE LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA  
EQUIVALENTE  $\Delta T_{eq}$**

Temperatura exterior menos temperatura interior $\Delta T$	Variación diaria de la temperatura												
	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14.	15	16
<b>3</b>	-1.5	-2	-2.5	-3	-3.5	-4	-4.5	-5	-5.5	-6	-6.5	-7	-7.5
<b>4</b>	-0.5	-1	-1.5	-2	-2.5	-3	-3.5	-4	-4.5	-5	-5.5	-6	-6.5
<b>5</b>	0.5	0	-0.5	-1	-1.5	-2	-2.5	-3	-3.5	-4	-4.5	-5	-5.5
<b>6</b>	1.5	1	0.5	0	-0.5	-1	-1.5	-2	-2.5	-3	-3.5	-4	-4.5
<b>7</b>	2.5	2	1.5	1	0.5	0	-0.5	-1	-1.5	-2	-2.5	-3	-3.5
<b>8</b>	3.5	3	2.5	2	1.5	1	0.5	0	-0.5	-1	-1.5	-2	-2.5
<b>9</b>	4.5	4	3.5	3	2.5	2	1.5	1	0.5	0	-0.5	-1	-1.5
<b>10</b>	5.5	5	4.5	4	3.5	3	2.5	2	1.5	1	0.5	0	-0.5
<b>11</b>	6.5	6	5.5	5	4.5	4	3.5	3	2.5	2	1.5	1	0.5
<b>12</b>	7.5	7	6.5	6	5.5	5	4.5	4	3.5	3	2.5	2	1.5
<b>13</b>	8.5	8	7.5	7	6.5	6	5.5	5	4.5	4	3.5	3	2.5
<b>14</b>	9.5	9	8.5	8	7.5	7	6.5	6	5.5	5	4.5	4	3.5
<b>15</b>	10.5	10	9.5	9	8.5	8	7.5	7	6.5	6	5.5	5	4.5
<b>16</b>	11.5	11	10.5	10	9.5	9	8.5	8	7.5	7	6.5	6	5.5



## TABLA DE GANANCIA DE CALOR DE PERSONAS

### GANANCIA DE CALOR DEBIDO A PERSONAS

Grados de Actividad	Aplicación Típica	Promedio Metabólico (Hombre Adulto) Btu/h	Promedio Metabólico Ajustado* Btu/h	TEMPERATURA BULBO SECO DE HABITACIÓN									
				82 F		80 F		76 F		75 F		70 F	
				Btu/h		Btu/h		Btu/h		Btu/h		Btu/h	
				Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente
Sentado en Descanso	Teatro y escuela primaria	390	350	175	175	195	155	210	140	230	120	260	90
Sentado, muy ligero trabajo	Escuela Secundaria	450	400	180	220	195	205	215	185	240	160	275	125
Trabajo de Oficina	Oficinas, Hoteles, Apartamentos de Universidad	475	450	180	170	200	250	215	235	245	205	285	165
De Pie, Caminando lento	Mini markets, Tiendas de Variedad	550											
Camianado, y sentado	Farmacias	550	500	180	320	200	300	220	280	255	245	290	210
De Pie, Caminando lento	Bancos	550											
Trabajo Sedentario	Restaurantes	500	550	190	360	220	330	245	310	280	270	320	230
Trabjo de Mesa suave	Fábricas, trabajo liviano	800	750	190	560	220	530	245	505	295	455	365	385
Baile Moderado	Pista de Baile	900	850	220	630	245	605	275	575	325	525	400	450
Caminando, 3 millas por hora	Fábricas, solo trabajo pesado	1000	1000	270	730	300	700	330	670	380	620	460	540
Trabajo Pesado	Pista de Bolos, Fábricas	1500	1450	450	1000	465	985	485	965	525	925	605	845

\* Promedio Metabólico Ajustado para ser aplicado a grupos mixtos de personas. Restaurantes - El valor de esta aplicación incluye 60 Btu/h por porción de comida individual con un compuesto típico de porcentaje basado en los siguientes factores: (30 Btu/h sensible y 30 Btu/h por latente)

Promedio Metabólico de Mujeres = Promedio Metabólico de Hombres x 0.85 ± Bowling - Asume una persona por pista jugando bolos y todos los demás sentados, Promedio Metabólico de Niños = Promedio Metabólico de Hombres x 0.75 promedio metabólico 400 Btu/h o de pie 550 Btu/h

*Traducido de Fuente: Manual Carrier Air Conditioned – [3]*

## TABLA DE ESTÁNDARES DE VENTILACIÓN

### ESTÁNDARES DE VENTILACIÓN

APLICACIÓN	FUMADORES	CFM POR PERSONA		CFM POR PIE CUADRADO DE ÁREA *mínimo
		Recomendado	Mínimo *	
Apartamento { Promedio De lujo	Some	20	15	-
	Some	30	25	0.33
Espacios en Banco	Ocasional	10	7 1/2	-
Barberías	Considerable	15	10	-
Salones de Belleza	Ocasional	10	7 1/2	-
Cuarto de caminadores	Muy Alto	50	30	-
Bares	Alto	30	25	-
Corredores	---	-	-	0.25
Tiendas por Departamentos	No	7 1/2	5	0.05
Direcciones	Extremo	50	30	-
Farmacias†	Considerable	10	7 1/2	-
Fábricas‡§	no	10	7 1/2	0.10
Tiendas pequeñas	no	7 1/2	5	-
Salones de Velación	no	10	7 /12	-
Garajes‡	---	-	-	1.0
Hospitales { Cuartos de Operación†*** Cuartos Privados Pabellones	No	-	25	2.0
	No	30	15	0.33
	No	30	25	-
Habitaciones de Hotel	Alto	30	25	0.33
Cocinas { Restaurantes† Casas	-	-	-	4.0
	-	-	-	2.0
Laboratorios†	Algunos	20	15	-
Sala de Reuniones	Muy Alto	50	30	1.25
Oficinas { Generales Privadas Privadas	Poco	15	10	-
	No	25	15	0.25
	Considerable	30	25	0.25
Restaurantes { Cafeterías† Sala de Cena†	Considerable	12	10	-
	Considerable	15	12	-
Aulas de Escuelas±	No	-	-	-
Tiendas al por menor	No	10	7 1/2	-
Teatros‡	No	7/12	5	-
Teatros	Poco	15	10	-
Baños‡ (extracción)	-	-	-	2.0

\* Cuando el mínimo es usado, use el máxima entre CFM por persona o por pie cuadrado de área

§ Use este valor a menos que existan elementos contaminantes o códigos locales

‡ Ver códigos locales

\*\* Todo las tomas de aire son recomendadas prevenir explosiones de anestecia

† Puede gobernar la extracción

*Traducido de Fuente: Manual Carrier Air Conditioned (3)*

# APÉNDICE D

## CÁLCULO DE CARGA DE LOS SALONES (PROGRAMA BLOCK LOAD 3.5)

### 1. INGRESO DEL SISTEMA

**HVAC System Information**

HVAC System Data 1 | HVAC System Data 2 | Zones

**General HVAC System Data**

System Name: SALON 1-2-3  
System Type: Cooling Only  
System Start: 0600  
Duration: 24 hrs

**Sizing Specifications**

Supply: 57 °F  
Ventilation: 10 CFM/person  
Direct Exhaust: 0 CFM

**Fan**

Configuration:  Draw-Thru  Blow-Thru  
Static Pressure: 1.5 in. wg.

**System Arrangement**

Each zone served by a separate air handle  
 All zones served by a common air handler.

**Information Bar**  
Enter a system name.

**Parameter Limits Bar**  
You may enter up to 24 characters.

OK Cancel

**HVAC System Information**

HVAC System Data 1 | HVAC System Data 2 | Zones

**Thermostat Setpoints**

Cooling: (Occupied) 70 °F  
Cooling: (Unoccupied) 70 °F  
Heating: 70 °F

**Return Air Plenum**

Is an air plenum used?  Yes  No

**Factors**

Coil Bypass: 0.1  
Safety (Sens): 5 %  
Safety (Latent): 0 %  
Heating Safety: 0 %

**Information Bar**  
Enter the normal cooling thermostat setpoint.

**Parameter Limits Bar**  
Min: 50 Max: 110 Orig: 70

OK Cancel

## 2. INGRESO DE LOS SALONES

**Zone Information: SALA ORO VERDE**

Zone Data 1 | Zone Data 2 | Bldg. Matl. | Exposure | Partitions

**General Zone Data**

Zone Name:

Floor Area:  sqft

Building Weight:  lb/sqft

**Lighting Data**

Lighting Usage:  W/sqft

Unocc. Diversity:  %

Wattage Multiplier:

Fixture Type:

**Other Electric**

Usage:  W/sqft

Unocc. Diversity:  %

**Information Bar**  
Enter a reference name for the zone.

**Parameter Limits Bar**  
You may enter up to 20 characters

OK Cancel

**Zone Information**

Zone Data 1 | Zone Data 2 | Bldg. Matl. | Exposure | Partitions

**People**

Occupancy:  People

Unocc. Diversity:  %

Activity Level:

Sensible Gain:  BTU/hr/per

Latent Gain:  BTU/hr/per

**Miscellaneous Loads**

Sensible:  BTU/hr

Latent:  BTU/hr

Unocc. Diversity:  %

**Infiltration**

Cooling:  CFM/sqft

Heating:  CFM

**Slab**

Area:  sqft

Perimeter:  ft

Depth:  ft

**Information Bar**  
Specify the total number of people.

**Parameter Limits Bar**  
Min: 0 Max: 90000 Orig: 700

OK Cancel

**Zone Information**

Zone Data 1 | Zone Data 2 | **Bldg. Mat.** | Exposure | Partitions

**Wall Detail**

	U-Value (BTU/hr/sqft/°F)	Weight (lb/sqft)	Color
Type 1	0.45	75	Light
Type 2	0.102	75	Light
Type 3	0.102	75	Light

**Roof**

	U-Value	Weight	Color
Type 1	0.45	30	Light
Type 2	0.134	30	Light
Type 3	0.134	30	Light

**Glass Information**

	Type 1	Type 2	Type 3
U-Value	0.530	0.530	0.530
Glass Factor	0.51	0.51	0.51
Interior Shades	<input type="checkbox"/> Yes	<input type="checkbox"/> Yes	<input type="checkbox"/> Yes

**External Shading Data**

	Type 1	Type 2	Type 3
Window Height	8.0	8.0	8.0
Window Width	4.0	4.0	4.0
Reveal Depth	0.0	0.0	0.0
Overhang Ht.	0.0	0.0	0.0
Overhang Ext.	0.0	0.0	0.0
Fin Separation	0.0	0.0	0.0
Fin Extension	0.0	0.0	0.0

**Information Bar**  
Enter the roof U-value.

**Parameter Limits Bar**  
Min: 0.010 Max: 5.000 Orig: 0.134

OK Cancel

**Zone Information: SALA ORO VERDE**

Zone Data 1 | Zone Data 2 | Bldg. Mat. | **Exposure** | Partitions

**Exposure Area**

	1	2	3	4	5
Exposure	NorthEast	South	East	Roof	NorthEast
Wall / Roof type	0	1	1	1	0
Gross Area (sqft)	0	987.5	875	5495	0
Glass Type	0	1	1	0	0
Glass Area (sqft)	0	500	500	0	0
Shade Type	0	0	0	0	0
Glass Type	0	0	0	0	0
Glass Area (sqft)	0	0	0	0	0
Shade Type	0	0	0	0	0

**Information Bar**  
Enter the Glass Area of this set of windows/skylights.

**Parameter Limits Bar**  
Min: 0 Max: 875

OK Cancel

**Zone Information: SALA ORO VERDE**

Zone Data 1 | Zone Data 2 | Bldg. Matl. | Exposure | **Partitions**

**Partition 1**  
 Net Area:  sqft  
 U-Value:  BTU/hr/sqft/°F  
**Adjacent Region Temp**  
 Cooling:  °F  
 Heating:  °F

**Partition 2**  
 Net Area:  sqft  
 U-Value:  BTU/hr/sqft/°F  
**Adjacent Region Temp**  
 Cooling:  °F  
 Heating:  °F

**Partition 3**  
 Net Area:  sqft  
 U-Value:  BTU/hr/sqft/°F  
**Adjacent Region Temp**  
 Cooling:  °F  
 Heating:  °F

**Information Bar**  
 Enter the net partition area.

**Parameter Limits Bar**  
 Min: 0.0 Max: 9000000.0 Orig: 495.0

**Block Load 3.05** Project: - [Untitled]

File Weather Zone System Reports Options Help

Calculates from Jan. to Dec. Between 0000 and 2300 hours.

Guayaquil Ecuador

Unattached Zones

**SALON 1-2-3 (ID 1)**

- SALA ORO VERDE
- SALON CUENCA
- SALON MANTA

English

### 3. REPORTE DETALLADO DE LAS CARGAS

#### DETAILED SYSTEM LOAD REPORT

System: SALON 1-2-3  
 Location: Guayaquil, Ecuador  
 Prepared by: AC TECH S.A.

Block Load 3.0:  
 January 18, 2009  
 Page: 1

**TABLE 1. CALCULATION INFORMATION**

Design Load: January 16:00  
 Db/Wb Temp 91.4/ 79.9 F

**TABLE 2. LOAD COMPONENT SUMMARY**

Load Component	Details	Design Cooling Sensible (BTU/hr)	Loads Latent (BTU/hr)	Design Heating (BTU/hr)
Solar Loads	1,550 sqft	39,784	-	
Wall Transmission	1,694 sqft	17,473	-	
Roof Transmission	12,221 sqft	180,034	-	
Glass Transmission	1,550 sqft	15,030	-	
Skylight Transmission	0 sqft	0	-	
Partitions	3,694 sqft	33,211	-	
Lighting	1.50 W/sqft	62,424	-	
Other Electric	0.50 W/sqft	20,837	-	
People	1,200 People	353,514	546,000	
Infiltration		0	0	
Miscellaneous		15,000	15,000	
Slab	0 sqft	-	-	
Pulldown/Warm-Up		0	-	
Safety Factor	50/0 %	36,865	0	
<b>Total Zone Loads</b>		<b>774,174</b>	<b>561,000</b>	
Ventilation Load	12,000 CFM	277,214	455,023	
Supply Fan Load	55,166 CFM	61,339	-	
Pleenum Load thru Wall	0 %	0	-	
Pleenum Load thru Roof	0 %	0	-	
Pleenum Load - Lights	0 %	0	-	
Reheat Load		0	-	
<b>Total Coil Loads</b>		<b>1,112,726</b>	<b>1,016,023</b>	

**TABLE 3. WALL AND GLASS BREAKDOWN**

	Component	Total	Cooling	Cooling	Heating
		Net Area (sqft)	Transmission (BTU/hr)	Solar Load (BTU/hr)	Transmission (BTU/hr)
<b>Walls:</b>	NE	0	0	-	0
	E	720	8,433	-	0
	SE	0	0	-	0
	S	488	5,810	-	0
	SW	0	0	-	0
	W	0	0	-	0
	NW	0	0	-	0
	N	487	3,230	-	0
<b>Glass:</b>	NE	0	0	0	0
	E	700	6,788	18,720	0
	SE	0	0	0	0
	S	500	4,849	17,139	0
	SW	0	0	0	0
	W	0	0	0	0
	NW	0	0	0	0
	N	350	3,394	3,925	0
Hor	0	0	0	0	

## CÁLCULO DE LAS CARGAS EN EL PRIMER PISO

### 1. Cálculo de carga sensible

#### a) Calor sensible debido a la radiación y transmisión solar a través de las superficies de las ventanas, claraboyas.

La fórmula es la siguiente:

$$Q_v = A[(R) \times (F) + U(T_o - T_i)]$$

Donde:

$Q_v$  = Carga térmica por radiación de las ventanas (BTU/h)

$R$  = coeficiente de aportación solar (BTU/h ft<sup>2</sup>)

$A$  = superficie expuesta a la diferencia de temperaturas (ft<sup>2</sup>)

$F$  = factor de corrección de la radiación por el tipo de vidrio, así como las persianas o cortinas interiores se las obtuvo de las tablas.

$U$ : Coeficiente Global de transferencia de calor [BTU/h Ft<sup>2</sup> ° F]

$T_o$ : Temperatura Exterior [° F]

$T_i$ : Temperatura interior [° F]



**Gran salón 1:** tiene vidrios en el lado sur y lado este.

$$\begin{aligned} Q_{v1} &= (174.14 \text{ W/m}^2)(46.452\text{m}^2)(0.56) + (40.71\text{W/m}^2) \\ &\quad (46.452\text{m}^2) (0.56)+(1,000\text{ft}^2)(1.06 \text{ BTU/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}) \\ &\quad (89.996-73.4) \text{ }^\circ\text{F} = \mathbf{36,661.91 \text{ BTU/h}} \end{aligned}$$

**Salón 2:** tiene vidrios en el lado este y lado norte.

$$\begin{aligned} Q_{v2} &= (40.71\text{W/m}^2)(18.5806\text{m}^2)(0.56) + (40.71\text{W/m}^2) \\ &\quad (18.5806\text{m}^2)(0.56)+(400\text{ft}^2)(1.06 \text{ BTU/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}) \\ &\quad (89.996-73.4) \text{ }^\circ\text{F} = \mathbf{9,927.42 \text{ BTU/h}} \end{aligned}$$

**Salón 3:** tiene vidrio en el lado norte.

$$\begin{aligned} Q_{v3} &= (40.71\text{W/m}^2)(13.9355\text{m}^2)(0.56)+(150\text{ft}^2)(1.06 \\ &\quad \text{BTU/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F})(89.996-73.4) \text{ }^\circ\text{F} = \mathbf{3,722.78 \text{ BTU/h}} \end{aligned}$$

$$\mathbf{Q_v = 50,312.11 \text{ BTU/h}}$$

**b) Calor sensible debido a la radiación y transmisión a través de superficies de las paredes y techos exteriores.**

La fórmula es la siguiente:

$$Q_{STR} \text{ (BTU/h)} = U \times A \times \Delta T_{eq}$$

Donde:

$Q_{STR}$  = carga térmica por transmisión de calor (BTU/h)

U = coeficiente de transmisión de la pared o techo (BTU/h ft<sup>2</sup> °F).

A= superficie expuesta a la diferencia de temperaturas (sin las ventanas) (ft<sup>2</sup>)

$\Delta T_{eq}$  = diferencia equivalente de temperatura. (°F)

El coeficiente de transmisión U depende de la composición y espesor de las diferentes capas y materiales que componen la pared y/o el techo.

Para obtener el  $\Delta T_{eq}$  *del techo*, se necesita saber: Si el techo es soleado o sombra. Por lo que no se lo toma en cuenta debido a que es un edificio de ocho pisos que están acondicionados.

Para obtener el  $\Delta T_{eq}$  *las paredes*, se emplean tablas y se necesita saber: La orientación del muro o pared, el producto de la densidad por el espesor de la pared y la hora solar considerada. El  $\Delta T_{eq}$  también está en función de

la variación térmica diaria, por lo que hay que corregirla. La amplitud térmica diaria de Guayaquil oscila entre 8 y 9°.

La diferencia de temperatura de diseño es de:  $(32.22 - 23) = 9.22^{\circ}\text{C}$

Interpolando en la tabla se obtiene que el valor de corrección es de:  
 $2.47^{\circ}\text{C}$

$$\Delta T_{eq} = 15 + 2.47 = 17.47^{\circ}\text{C} \quad (63.45^{\circ}\text{F})$$

### **Gran Salón 1**

$$A1 = A_{tp1} - A_{v1} = 987.5 - 500 = 487.5 \text{ ft}^2$$

$$A2 = A_{tp2} - A_{v2} = 875 - 500 = 375 \text{ ft}^2$$

$$Q_{STR1} = (0.35 \text{ BTU/h ft}^2 \text{ }^{\circ}\text{F})(487.5+375)\text{ft}^2(63.45^{\circ}\text{F})$$

$$= \mathbf{19,153.97 \text{ BTU/h}}$$

### **Salón 2**

$$A3 = A_{tp3} - A_{v3} = 545 - 200 = 345 \text{ ft}^2$$

$$A4 = A_{tp4} - A_{v4} = 450 - 200 = 250 \text{ ft}^2$$

$$\begin{aligned} Q_{STR2} &= (0.35 \text{ BTU/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F})(345+250)\text{ft}^2(63.45^\circ\text{F}) \\ &= 13,213.46 \text{ BTU/h} \end{aligned}$$

### Salón 3

$$A_5 = A_{tp5} - A_{v5} = 386.5 - 150 = 236.5 \text{ ft}^2$$

$$\begin{aligned} Q_{STR3} &= (0.35 \text{ BTU/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F})(236.5)\text{ft}^2(63.45^\circ\text{F}) \\ &= 5,252.07 \text{ BTU/h} \end{aligned}$$

$$Q_{STR} \text{ (BTU/h)} = 37,619.50 \text{ BTU/h}$$

### c) Calor sensible debido a la transmisión a través de las superficies de las paredes y techos interiores.

Para obtener el calor requerido se aplica la siguiente fórmula:

$$Q_{ST} \text{ (BTU/h)} = U \times A \times \Delta T$$

Donde:

$Q_{ST}$  = Carga térmica por transmisión de calor en las paredes interiores (BTU/h)

$U$  = Coeficiente de transmisión de la pared o techo (BTU/h  $\text{ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$ ).

$A$  = Superficie expuesta a la diferencia de temperaturas ( $\text{ft}^2$ )

$\Delta T =$  Salto térmico en °F

$$\Delta T = (32.22 - 23) \cdot 3 = 6.22^\circ\text{C} \quad (48.20^\circ\text{F})$$

### **Gran Salón 1**

$$A_{tp1} = 987.5 \text{ ft}^2$$

$$A_{tp2} = 875 \text{ ft}^2$$

$$\begin{aligned} Q_{ST1} &= (0.35 \text{ BTU/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F})(987.5+875)\text{ft}^2(48.20^\circ\text{F}) \\ &= \mathbf{31,420.38 \text{ BTU/h}} \end{aligned}$$

### **Salón 2**

$$A_{tp3} = 545 \text{ ft}^2$$

$$\begin{aligned} Q_{ST2} &= (0.35 \text{ BTU/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F})(545)\text{ft}^2(48.60^\circ\text{F}) \\ &= \mathbf{9,270.45 \text{ BTU/h}} \end{aligned}$$

### **Salón 3**

$$A_{tp3} = 545 \text{ ft}^2$$

$$A_{tp5} = 386.5 \text{ ft}^2$$

$$Q_{ST3} = (0.35 \text{ BTU/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F})(545+545+386.5)\text{ft}^2(48.20^\circ\text{F})$$

$$=24,908.56 \text{ BTU/h}$$

$$Q_{STR} \text{ (BTU/h)} = 65,599.39 \text{ BTU/h}$$

**d) Calor sensible debido al aire de infiltraciones.**

$$Q_{SI} = 0 \text{ BTU/h.}$$

**e) Calor sensible generado por el número de personas**

La fórmula es la siguiente:

$$Q_{SP} \text{ (BTU/h)} = Q_{SP1} \text{ n}^\circ \text{ personas}$$

Donde:

$Q_{SP1}$  = carga sensible emitido por una persona (BTU/h)

n° personas = número de personas

$Q_{SP1} = 245 \text{ BTU/h}$  Trabajo de pie caminando lento.

**Gran Salón 1**

n° personas= 700

$$Q_{SP1} = (245 \text{ BTU/h})(700) = 171,500.00 \text{ BTU/h}$$

## Salón 2

n° personas= 300

$$Q_{SP2} = (245 \text{ BTU/h})(300) = \mathbf{73,500.00 \text{ BTU/h}}$$

## Salón 3

n° personas= 200

$$Q_{SP3} = (295 \text{ BTU/h})(200) = \mathbf{49,000.00 \text{ BTU/h}}$$

El calor total sensible generado por las personas será.

$$Q_{SP} = Q_{SP1} + Q_{SP2} + Q_{SP3} \text{ [BTU/h]}$$

$$Q_{SP} = 171,500 + 73,500 + 49,000 \text{ [BTU/h]}$$

$$Q_{SP} = \mathbf{294,000.00 \text{ BTU/h}}$$

## f) Calor sensible generado por la iluminación de los salones

Se considera 1.5 W/ ft<sup>2</sup> de iluminación incandescente.

## Gran Salón 1

$$Q_{SIL1} = (1.5 \text{ W/ ft}^2)(5,495 \text{ ft}^2) = 8,242.5 \text{ W}$$

$$= 28,124.57 \text{ BTU/h}$$

### **Salón 2**

$$Q_{\text{SIL2}} = (1.5 \text{ W/ ft}^2)(3,933 \text{ ft}^2) = 5,899.5 \text{ W ft}^2$$

$$= 20,129.93 \text{ BTU/h}$$

### **Salón 3**

$$Q_{\text{SIL3}} = (1.5 \text{ W/ ft}^2)(2,793 \text{ ft}^2) = 4,189.5 \text{ W}$$

$$= 14,295.17 \text{ BTU/h}$$

El calor total sensible generado por la iluminación es.

$$Q_{\text{SIL}} = Q_{\text{SIL1}} + Q_{\text{SIL2}} + Q_{\text{SIL3}} \text{ [BTU/h]}$$

$$Q_{\text{SIL}} = 28,124.57 + 20,129.93 + 14,295.17 \text{ [BTU/h]}$$

$$Q_{\text{SIL}} = 62,549.67 \text{ BTU/h}$$

### **g) Calor sensible generado por las máquinas en el interior de los salones**

Se va a considerar  $0.5 \text{ W/ ft}^2$  por datos dados por el cliente



### **Gran Salón 1**

$$Q_{E1} = (0.5 \text{ W/ ft}^2)(5495 \text{ ft}^2) = 2,747.5 \text{ W} = \mathbf{9,374.75 \text{ BTU/h}}$$

### **Salón 2**

$$Q_{E2} = (0.5 \text{ W/ ft}^2)(3933 \text{ ft}^2) = 1,966.5 \text{ W} = \mathbf{6,709.98 \text{ BTU/h}}$$

### **Salón 3**

$$Q_{E3} = (0.5 \text{ W/ ft}^2)(2793 \text{ ft}^2) = 1,396.5 \text{ W} = \mathbf{4,765.06 \text{ BTU/h}}$$

$$Q_E(\text{BTU/h}) = \mathbf{20,849.79 \text{ BTU/h}}$$

### **h) Calor sensible procedente del aire de ventilación**

La fórmula es la siguiente:

$$Q_{sv} = 0.33 f V_V (\Delta T)$$

Donde:

$Q_{sv}$  = Carga sensible de aire de ventilación (BTU/h)

$f$  = Calor específico del aire húmedo 0.3

$V_V$  = Caudal volumétrico de ventilación

$\Delta T$  = salto térmico en °F

Para el cálculo de caudal volumétrico, se deben escoger tanto la ventilación por persona como la correspondiente al cuarto y obtener una ventilación total.

De la tabla C 10 Estándares de Ventilación, para una aplicación en el caso de una sala de reunión, los CFM recomendado son:

30 CFM [43.20 m<sup>3</sup>/h] por persona, y

1.25 CFM/ft<sup>2</sup> [1.80 m<sup>3</sup>/h] por cada pie cuadrado de área por salón.

### **Gran Salón 1**

$$V_{V1} = 30 \text{ CFM/personas} \times 700 \text{ personas} + 1.25 \text{ CFM/ft}^2 \\ (5,495) \text{ ft}^2 = 27,868.75 \text{ CFM [47,340.00 m}^3/\text{h].}$$

$$Q_{sv1} = 0.33 \times 0.3 \times 47,340 \times 9.22 = 43,211.01 \text{ W} \\ = \mathbf{(147,442.04 \text{ BTU/h})}$$

### **Salón 2**

$$V_{V2} = 30 \text{ CFM/personas} \times 300 \text{ personas} + 1.25 \text{ CFM/ft}^2 \\ (3,933) \text{ ft}^2 = 13,916.25 \text{ CFM [23,652.00 m}^3/\text{h].}$$

$$Q_{sv2} = 0.33 \times 0.3 \times 23,652 \times 9.22 = 21,589.07 \text{ W} \\ = \mathbf{(73,664.96 \text{ BTU/h})}$$

### Salón 3

$$V_{V3} = 30 \text{ CFM/personas} \times 200 \text{ personas} + 1.25 \text{ CFM/ft}^2 \\ (2,793) \text{ ft}^2 = 9,491.25 \text{ CFM [16,128.00 m}^3\text{/h].}$$

$$Q_{sv3} = 0.33 \times 0.3 \times 16,128 \times 9.22 = 14,721.32 \text{ W}$$

$$= (50,231.21 \text{ BTU/h})$$

$$Q_{sv} = 271,338.21 \text{ B BTU/h}$$

## 2. Cálculo de la carga latente.

### a) Calor latente debido al aire de infiltraciones.

$$Q_{LI} = 0 \text{ BTU/h.}$$

### b) Calor latente generado por las personas de los salones.

La fórmula es la siguiente:

$$Q_{LP} \text{ (BTU/h)} = Q_{LP1} * n^{\circ} \text{ personas}$$

Donde:

$Q_{LP1}$  = carga latente emitido por una persona (BTU/h)

$n^{\circ}$  personas = Número de personas (700,300,200 Salón 1, salón 2 y salón 3 respectivamente)

De la tabla C 9 Ganancia de calor de personas, para un grado de actividad para una persona de pie caminando lento a una temperatura de bulbo seco de habitación a 75°F.

$$Q_{LP1} = 205 \text{ BTU/h de pie caminando lento.}$$

### **Gran Salón 1**

$$Q_{LP1} = (205 \text{ BTU/h})(700) = \mathbf{143,500.00 \text{ BTU/h}}$$

### **Salón 2**

$$Q_{LP2} = (205 \text{ BTU/h})(300) = \mathbf{61,500.00 \text{ BTU/h}}$$

### **Salón 3**

$$Q_{LP3} = (205 \text{ BTU/h})(200) = \mathbf{41,000.00 \text{ BTU/h}}$$

El calor latente generado por las personas de los salones

$$Q_{LP} = Q_{LP1} + Q_{LP2} + Q_{LP3} \text{ [BTU/h]}$$

$$Q_{LP}(\text{BTU/h}) = 143,500 + 61,500 + 41,000 \text{ [BTU/h]}$$

$$Q_{LP} = \mathbf{246,000.00 \text{ BTU/h}}$$

**c) Calor latente producido del aire de ventilación.**

La fórmula es la siguiente:

$$Q_{LV} = 0.84 f V_v (\Delta W)$$

Donde:

$Q_{LV}$  = Carga sensible de aire de ventilación (BTU/h)

$f$  = Calor específico del aire húmedo 0.3

$V_v$  = Caudal volumétrico de ventilación

$\Delta W$  = diferencia de las humedades absolutas en g/kg

Humedad Absoluta (g/kg) externa: 19.5

Humedad Absoluta (g/kg) interna: 9.8

**Gran Salón 1**

$$V_{V1} = 27,868.75 \text{ CFM } [47,340.00 \text{ m}^3/\text{h}].$$

$$Q_{sV_{LV1}} = 0.84 \times 0.3 \times 47,340 \times 9.70 = 115,717.90 \text{ W}$$

$$= \mathbf{(394,845.78 \text{ BTU/h})}$$

**Salón 2**

$$V_{V2} = 13,916.25 \text{ CFM } [23,652.00 \text{ m}^3/\text{h}].$$

$$Q_{sV_{LV2}} = 0.84 \times 0.3 \times 23,652 \times 9.70 = 57,814.95 \text{ W}$$

$$= \mathbf{(197,272.76 \text{ BTU/h})}$$

### Salón 3

$$V_{V3} = 9,491.25 \text{ CFM} [16,128.00 \text{ m}^3/\text{h}].$$

$$Q_{SV_{LV3}} = 0.84 \times 0.3 \times 16,128 \times 9.70 = 39,423.28 \text{ W}$$

$$= (134,517.80 \text{ BTU/h})$$

El calor latente producido por el aire de ventilación

$$Q_{LV} = Q_{LV1} + Q_{LV2} + Q_{LV3} \text{ [BTU/h]}$$

$$Q_{LV} = 394,845.78 + 197,272.76 + 134,517.80 \text{ [BTU/h]}$$

$$Q_{SV_{LV}} = 726,636.34 \text{ BTU/h}$$

### RESUMEN DE BALANCE TÉRMICO

CONCEPTO	<u>Q<sub>s</sub> (BTU/h)</u>	<u>Q<sub>L</sub> (BTU/h)</u>
Gran Salón 1	443,677.62	538,345.78
Salón 2	206,416.20	258,772.76
Salón 3	152,174.86	175,517.80
<b>TOTAL</b>	<b>802,268.67</b>	<b>972,636.34</b>

$$Q_{TOTAL} = Q_S + Q_L \text{ (BTU/h)}$$

$$Q_{TOTAL} = 1,774,905.01 \text{ BTU/h (147.91 TR)}$$

## CÁLCULO DE LA BOMBA DE AGUA.

Para obtener la potencia que requiere la bomba de agua utilizamos la formula

$$P = \frac{hA * Q * (SG)}{3956 * \eta p}$$

Donde

P= Potencia (HP)

hA= altura total que trabaja la bomba (ft)

Q= Caudal (GPM)

SG= Gravedad especifica del agua

$\eta p$ = Eficiencia de la Bomba

Las bombas de agua se seleccionan por el caudal del agua (2.4 o 2.6 GPM en TR) de la ganancia térmica y la caída de presión que se tiene que vencer en el nuevo sistema, ver la tabla siguiente.

TABLA DE PERDIDAS DE PRESIÓN EN EL NUEVO SISTEMA

<b>Perdidas de presión en el nuevo sistema</b>	<b>Distancia Ft.</b>
Perdida longitud de tubería del punto más lejano	30.44
Perdida de presión en serpentín UMA	30.00
Perdida de presión en serpentín Chiller	13.50
Accesorios	11.09
Caída de presión estática	65.60
<b>Caída Final (Ft)</b>	<b>150.63</b>
<b>Galonaje (GPM)</b>	<b>552.80</b>

Fuente: Propia. Historial de la obra

La altura total (hA) que la bomba operará = 30.44 + 30.0 + 13.50 + 11.09 + 65.60 = 150.63 m.

Perdidas de presión en el nuevo sistema (Q)= 552.80 GPM

SG = 1

Eficiencia de la bomba = 64%

Reemplazando se obtiene.

$$P = \frac{150.63 \text{ ft} * 552.80 * (1)}{3956 * 0.64}$$

**P= 32.89 HP**



## CÁLCULO DE LOS VENTILADORES

Se determina las dimensiones del lugar para obtener el volumen. Las dimensiones del lugar esto es Largo x Ancho x Alto.

Se pueden mencionar los siguientes tipos de modelos de ventiladores

Acople directo

Acople por correa

Ventiladores con aspas

Ventiladores con rueda centrifugas

Para la selección del ventilador se necesita conocer:

Caudal en pies cúbicos por minutos (CFM)

Presión Estática (Pe)

Limitación de la Intensidad (sones)

En nuestro caso se tiene tres salones que climatizar en las condiciones de diseño del capítulo 1 se indica las dimensiones, su volumen y los promedios de la cantidad de personas estimadas.

Se consideró estos criterios de diseño y para nuestro caso se estimó los CFM del ventilador basándose en los requisitos mínimos por persona estimándola como auditoria/teatros que corresponde a 10 CFM/persona.

En el capítulo 1 se especificó que en el Gran Salón 1 tendría una capacidad de 700 personas por lo que corresponde a un ventilador de 7000 CFM.

De igual manera el salón 2 con capacidad de 300 personas necesitaría un ventilador de 3000 CFM y el salón 3 con capacidad de 200 personas un ventilador de 2000 CFM.

## APÉNDICE E

TABLA CAMBIOS SUGERIDOS POR RENOVACIÓN DE AIRE  
PARA UNA VENTILACIÓN APROPIADA

Área	Cambio/ Minutos	Área	Cambio/ Minutos	Área	Cambio/ Minutos
Pasillo	3-10	Salón de Baile	3-7	Tienda de Maquinaria	3-6
Ático	2-4	Comedor	4-8	Fábrica de papel	3-8
Auditorio	3-10	Tintorería	2-5	Oficina	2-8
Panadería	2-3	Cuarto de Maquinas	1-3	Empacadora	2-5
Bar	2-4	Fabrica	2-7	Cabina de Proyección	1-2
Establo	12-18	Fundición	1-5	Cuarto de Recreación	2-8
Cuarto de Calefacción	1-3	Taller	2-10	Residencia	2-6
Club de Boliche	3-7	Cuarto de Generadores	2-5	Restaurante	5-10
Cafetería	3-5	Gimnasio	3-8	Cuarto de Baño	5-7
Iglesia	4-10	Cocina	1-5	Tienda	3-7
Salón de Clases	4-6	Laboratorio	2-5	Salón de Espera	1-5
Salón de Clubes	3-7	Lavandería	2-4	Almacén	3-10

Fuente: Fundamentos de Ventilación Greenheck.

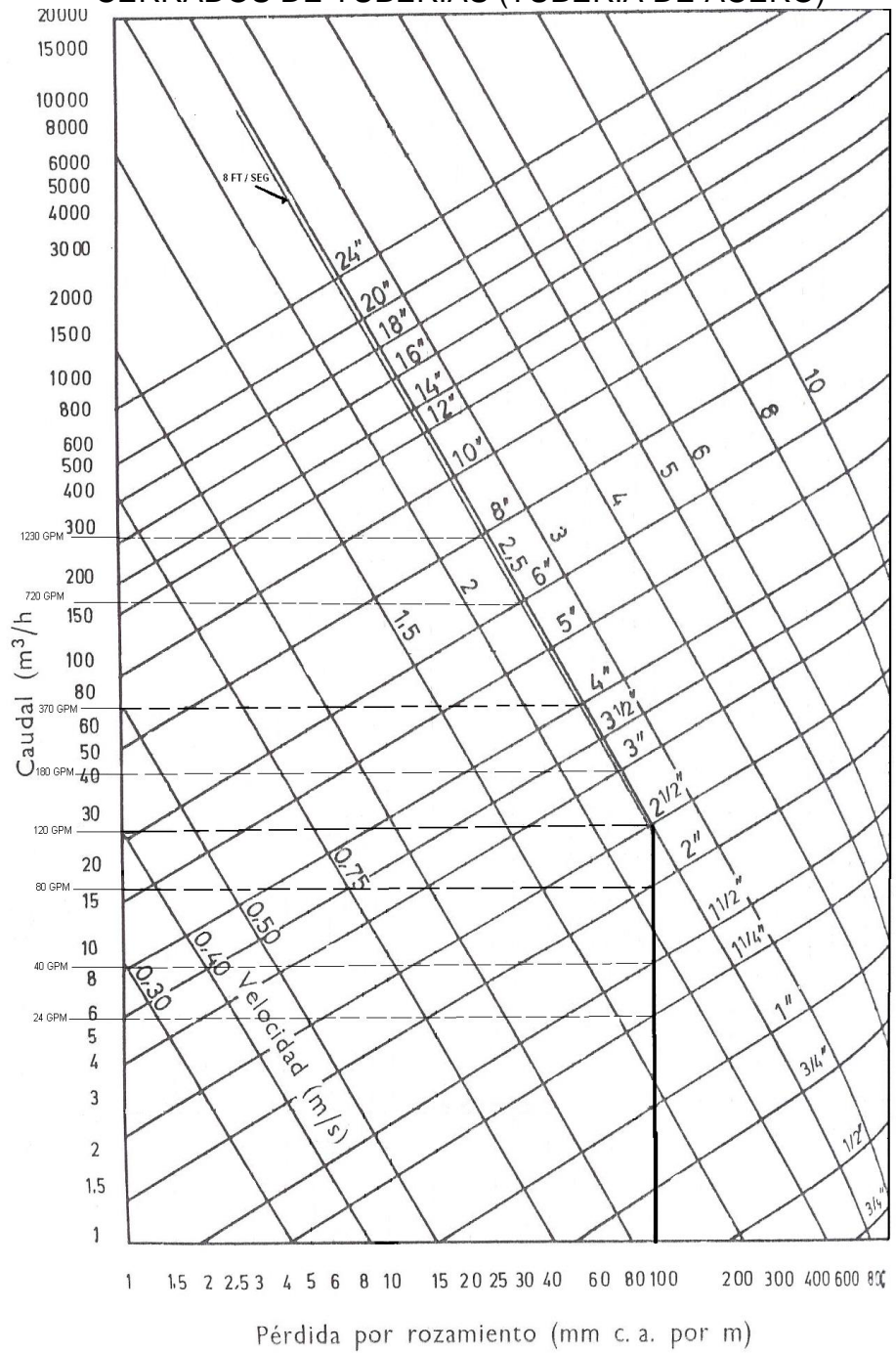
TABLA DE REQUISITOS MÍNIMOS DE VENTILACIÓN POR PERSONA

Aplicación	CFM/persona ( air exterior)
Auditorio/Teatros	10
Laboratorio de Computación	10
Salas de reuniones	5
Juzgados	5
Comedores	7,5
Habitaciones del hotel	5
Sala de Lectura	7,5
Bibliotecas	5
Vestíbulo o entrada principal	5
Museos	7,5
Espacios de Oficina	5
Zonas Residenciales	5
Tiendas al por menor (típico)	7,5
Aulas de la escuela	10
Laboratorios de escuelas	10

Fuente: HVAC Assessment Handbook

# APÉNDICE F

## PERDIDAS POR ROZAMIENTOS EN LOS SISTEMAS CERRADOS DE TUBERÍAS (TUBERÍA DE ACERO)



## APÉNDICE G

### RESUMEN DE EQUIPOS REQUERIDOS PARA CLIMATIZAR LOS NUEVOS SALONES

<u>DESCRIPCIÓN</u>	<u>UNID.</u>	<u>CANT.</u>
CHILLERS ENFRIADO POR AIRE 83TR – 460V – 3 FASES / 60HZ	UNID	2
BOMBAS DE CIRCULACIÓN DE AGUA DE 15HP - 460V / 60HZ / 550GPM, SP 150 FT END SUCTION	UNID	2
TANQUE DE REPOSICIÓN	UNID	1
TANQUE DE EXPANSIÓN	UNID	1
SEPARADOR DE AIRE DE Ø 6"	UNID	1
MANEJADORA DE AIRE DE 20.400 CFM - 2 HP 208V – 3 FASES – 60HZ – 1.058 MBH – 255,6 GPM	UNID	1
MANEJADORA DE AIRE DE 9.388 CFM – 7,5 HP – 208V / 3 FASES – 60HZ – 458MBH – 147GPM	UNID	1
MANEJADORA DE AIRE DE 6.210 CFM – 5HP – 208V – 3 FASES – 60HZ – 297MBH – 150GPM	UNID	1
VENTILADOR DE SUMINISTRO DE 6.975 CFM - 02SP –1140RPM – 208V – 3 FASE – 60HZ	UNID	1
VENTILADOR DE SUMINISTRO DE 3.195 CFM - 02SP – 1140RPM – 208V – 1 FASE – 60HZ	UNID	1
VENTILADOR DE SUMINISTRO DE 1.812 CFM - 02SP – 1140RPM – 208V – 1 FASE – 60HZ	UNID	1

## CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE LOS EQUIPOS.

---

### CHILLER (ÁREA DE SALONES)

---

MODELO:	30GXN090 - - -650 - - -
MARCA:	CARRIER
CAPACIDAD:	83 TONS
REFRIGERANTE:	R- 134a
EER:	9.56
STEPS;	6 %
ETW COOLER:	54 F
LTW COOLER:	44 F
ETW CONDENSER:	95 F
VELOCIDAD DE FLUIDO:	5.1 FT/SEC.
FLOW CONTROL TYPE:	EXV
CAUDAL:	199 GPM
VOLTAJE:	460 V / 3 PH / 60Hz
RLA COMP-1:	88.5 AMPS
RLA COMP-2:	59.0 AMPS
LRA COMP-1:	685 AMPS
LRA COMP-2:	485 AMPS

---

---

### BOMBA DE AGUA HELADA

---

MODELO:	4X3X3 - 4030
MARCA:	ARMSTRONG
TIPO:	END SUCTION
CAUDAL :	550 GPM
CAIDA DE PRESION:	150 FT
CONSTRUCTION:	BF STD
RPM:	1800 RPM
MOTOR:	BALDOR
CAT #:	M2539T
FRAME:	324 T
POTENCIA:	40 HP
VOLTAJE:	460 V / 3 PH / 60 HZ

---

---

**UMA 1-1**  
**(UNIDAD MANEJADORA DE AIRE)**  
**(ÁREA DEL GRAN SALÓN 1)**

---

MODELO: 39THJVAA- - 3 – AGS - SA  
MARCA: CARRIER  
CAUDAL DE AIRE: 20400 CFM  
FAN SPEED RPM: 630 RPM  
POTENCIA MOTOR: 20.0 HP  
VOLTAJE: 460 V / 3 PH / 60 HZ  
FILTROS DE ALUMINIO: (20) 16X25X2  
VÁLV. BALANCING: ARMSTRONG CBV-4FS  
TRES VIAS: INVENSYS VS-9313-365-5-13

---

---

**UMA 2-1**  
**(UNIDAD MANEJADORA DE AIRE)**  
**(ÁREA DEL SALÓN 2)**

---

MODELO: 39LD18AA - A3 – DLN - A9  
MARCA: CARRIER  
CAUDAL DE AIRE: 9388 CFM  
FAN SPEED RPM: 772 RPM  
POTENCIA MOTOR: 7.5 HP  
VOLTAJE: 460 V / 3 PH / 60 HZ  
FILTROS DE ALUMINIO: (03) 16X20X2  
(03) 20X20X2  
VÁLV. BALANCING: ARMSTRONG CBV-3FS  
TRES VIAS: INVENSYS VS-9313-365-5-12

---

---

**UMA 3-1**  
**(UNIDAD MANEJADORA DE AIRE)**  
**(ÁREA DEL SALÓN 3)**

---

MODELO: 39LD12AA - A4 - - DHN – A9  
MARCA: CARRIER  
CAUDAL DE AIRE: 6210 CFM  
FAN SPEED RPM: 1106 RPM  
POTENCIA MOTOR: 5 HP  
VOLTAJE: 460 V / 3 PH / 60 HZ  
FILTROS DE ALUMINIO: (03) 20X25X2  
VÁLV. BALANCING: ARMSTRONG CBV-3FS  
TRES VIAS: INVENSYS VS-9313-365-5-12

---



---

**VS-1**  
**(VENTILADOR DE SUMINISTRO)**  
**(ÁREA DEL GRAN SALÓN 1)**

---

MODELO:	RSF-150-30
MARCA:	GREENHECK
CAUDAL DE AIRE:	6975 CFM
CAIDA DE PRESION:	0.2 IN H <sub>2</sub> O
FAN SPEED RPM:	742 RPM
MOTOR RPM:	1725 RPM
POTENCIA MOTOR:	3.0 HP
VOLTAJE:	208 V / 3 PH / 60 HZ

---

---

**VS-2**  
**(VENTILADOR DE SUMINISTRO)**  
**(ÁREA DEL SALÓN 2)**

---

MODELO:	SQ-160-D
MARCA:	GREENHECK
CAUDAL DE AIRE:	3115 CFM
CAIDA DE PRESION:	0.2 IN H <sub>2</sub> O
FAN SPEED RPM:	1140 RPM
MOTOR RPM:	1140 RPM
POTENCIA MOTOR:	¾ HP
VOLTAJE:	208 V / 1 PH / 60 HZ

---

---

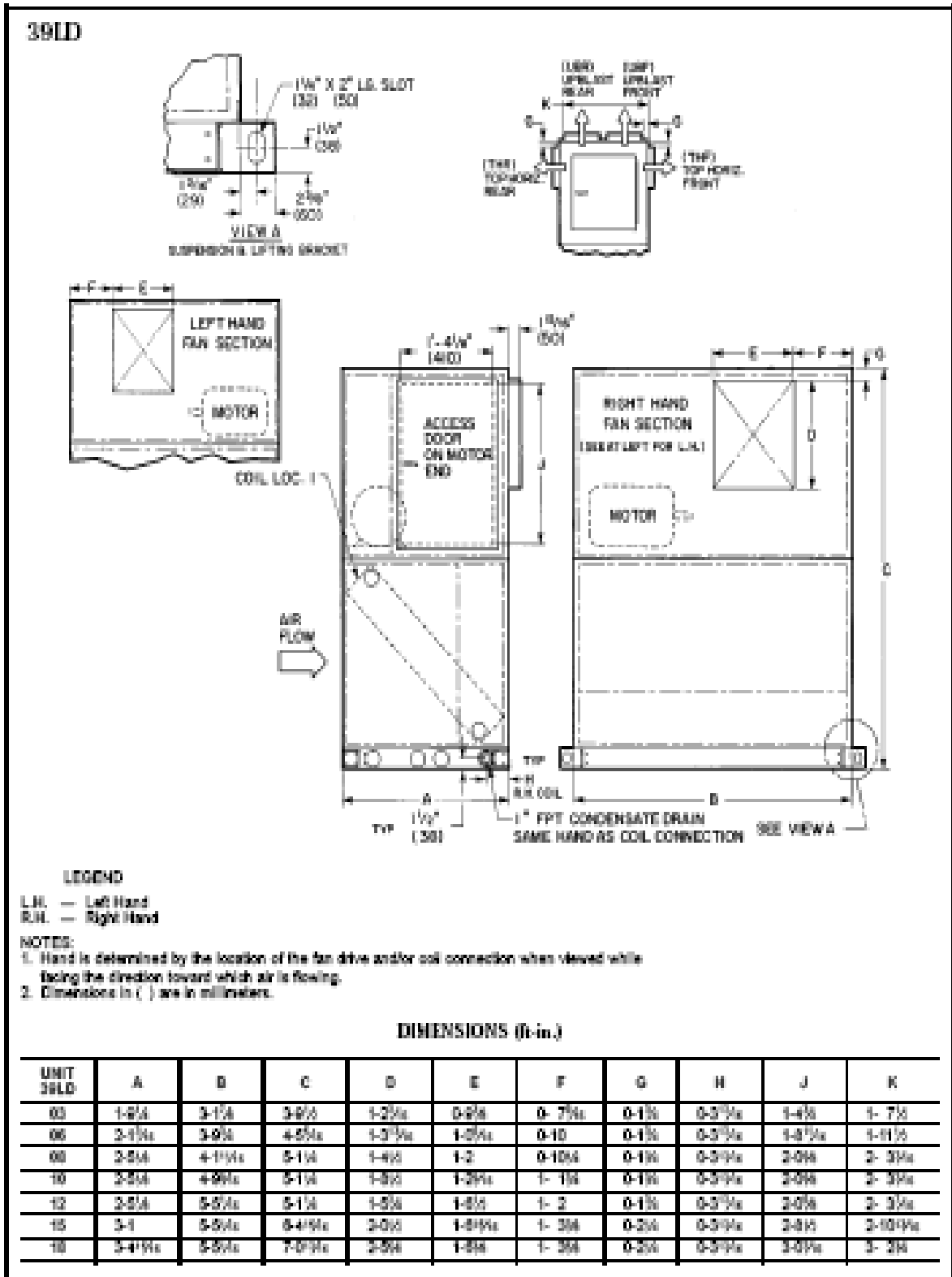
**VS-3**  
**(VENTILADOR DE SUMINISTRO)**  
**(ÁREA DEL SALÓN 3)**

---

MODELO:	SQ-140-D
MARCA:	GREENHECK
CAUDAL DE AIRE:	1881 CFM
CAIDA DE PRESION:	0.2 IN H <sub>2</sub> O
FAN SPEED RPM:	1140 RPM
MOTOR RPM:	1140 RPM
POTENCIA MOTOR:	½ HP
VOLTAJE:	208 V / 1 PH / 60 HZ

---

## DIMENSIONES DE LAS MANEJADORAS DE MODELO 39LD



## SELECCIÓN DE LOS VENTILADORES DE SUMINISTRO EN EL PROGRAMA DE GREENHECK



01/23/03

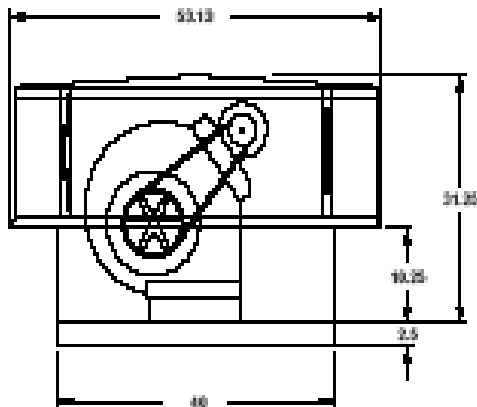
JOB: ACTECH 01-23-03 XE

Fan and Ventilator

MARK: VS-1

### RSF

#### Filtered Roof Supply Fan



#### CONSTRUCTION FEATURES

- Galvanized steel construction with removable insulated hood cover - Curf cap with prepunched mounting holes - Blower and motor assembly isolated on shock mounts - Forward curved steel fan wheel - Adjustable motor pulley - Adjustable motor plate - Ball bearing motor - Fan shaft mounted in ball bearing pillow blocks - Static free belts - Corrosion resistant fasteners

#### SELECTED OPTIONS & ACCESSORIES

- Standard - 1 in. Washable Aluminum Filters
- Two Groove Pulley and Belt System

NOTES: All dimensions shown are in units of inches  
Fan weight is without accessories

#### DIMENSIONS

Damper Size (in.)	Roof Opening (in.)	Approx. Fan Weight (lb.)
20 x 20	20 x 20	338

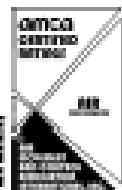
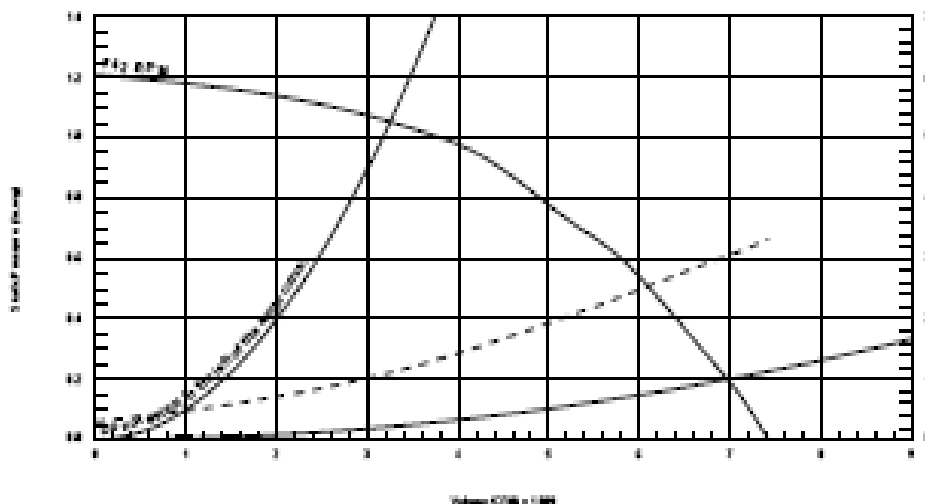
PERFORMANCE (Elevation ft. = 0, Airstream Temperature °F = 70)

Qty	Model	Volume (CFM)	SP (in. wg)	FRPM	Operating Power (hp.)	Motor Information				
						Size (hp.)	VICIP	Enclosure	Motor RPM	Windings
1	RSF-150-30	6,675	0.2	742	3.05	3	358/60/0	ODP	1725	1

#### SOUND

Inlet Sound Power by Octave Band									Low	dBA	Sones
63.5	125	250	500	1000	2000	4000	8000				
66	77	76	63	62	61	60	76	67	76	28	

1/2 in. - A weighted sound power level, based on ANSI S1.4.  
dBA - A weighted sound pressure level, based on 11.0 dB  
attenuation per octave band at 5.0 ft. Sones calculated using  
ANSI S11 at 5.0 ft.



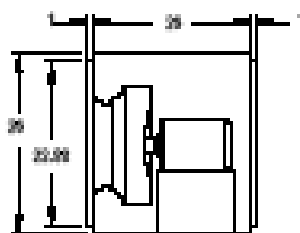
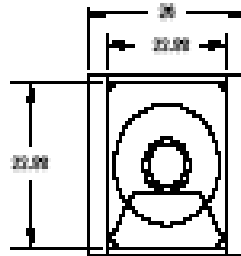
Pressure (Psi) (Static Head) (ft) (in. H<sub>2</sub>O)

Fan and Ventilator

MARK: VS-2

**SQ**

Direct Drive Centrifugal Inline Fan



**CONSTRUCTION FEATURES**

- Galvanized steel housing • Backward inclined aluminum wheel • Two bolted access panels • Integral duct connection flanges • Ball bearing motors (sizes 100-150), sleeve bearing motors (sizes 50-95) • Corrosion resistant fasteners

**SELECTED OPTIONS & ACCESSORIES**

- Switch - Nema-1, Toggle, Mounted & Wired

NOTES: All dimensions shown are in units of inches  
Fan weight is without accessories

**DIMENSIONS**

Damper Size (in.)	Approx. Fan Weight (lb.)
20 x 20	130

**PERFORMANCE** (Elevation 5 = 0, Airstream Temperature °F = 70)

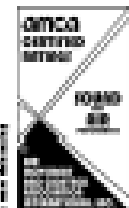
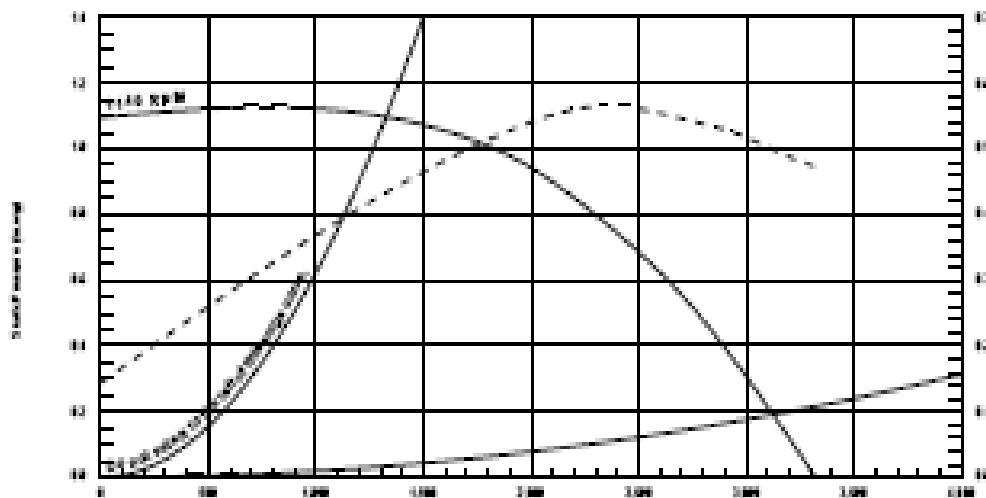
Qty	Model	Volume (CFM)	SP (in. wg)	FRPM	Operating Power (hp)	Motor Information				
						Size (hp.)	VCIIP	Enclosure	Motor RPM:	Windings
1	SQ-180-B	3,115	0.2	1,140	0.5	3A	25A/50/11	ODP	1140	1

**SOUND**

Inlet sound is for installations without inlet ductwork. Radiated sound is for installations with inlet ductwork. AMCA Ratings apply only to inlet sound.

Inlet / Radiated Sound Power by Octave Band									LwA	dBA	Sones
63	125	250	500	1000	2000	4000	8000				
71	75	77	77	89	96	80	57	78	65	13.1	
74	78	73	71	61	50	42	40	70	50	8.7	

LwA - A-weighted sound power level, based on ANSI S1.4  
dBA - A-weighted sound pressure level, based on 11.5 dB attenuation per octave band at 5.0 ft. Sones calculated using AMCA 301 at 5.0 ft.

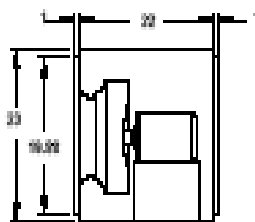
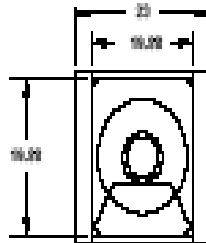


Fan and Ventilator

MARK: VS-3

# SQ

## Direct Drive Centrifugal Inline Fan



### CONSTRUCTION FEATURES

• Galvanized steel housing • Backward inclined aluminum wheel • Two bolted access panels • Integral duct connection flanges • Ball bearing motor (sizes 100-160), sleeve bearing motor (sizes 60-95) • Corrosion resistant fasteners

### SELECTED OPTIONS & ACCESSORIES

Switch - Remote, Toggle, Mounted & Wired

NOTES: All dimensions shown are in units of inches  
Fan weight is without accessories

### DIMENSIONS

Comper Size (in.)	Approx. Fan Weight (lb.)
20x20	105

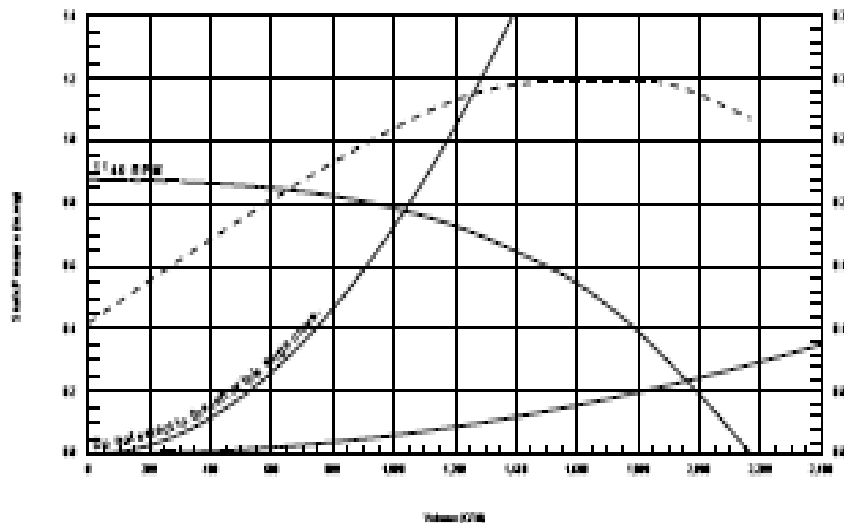
PERFORMANCE (Elevation 0, 0, Airstream Temperature 70°)

Qty	Model	Volume (CFM)	SP (in. wg)	FRPM	Operating Power (hp.)	Motor Information				
						Size (hp.)	VCIP	Enclosure	Motor RPM	Windings
1	SQ-140-B	1,591	0.2	1,140	0.29	1/3	308/50/1	ODP	1140	1

SOUND Initial sound is for installation without inlet ductwork. Radiated sound is for installation with inlet ductwork. AMCA Ratings apply only to inlet sound.

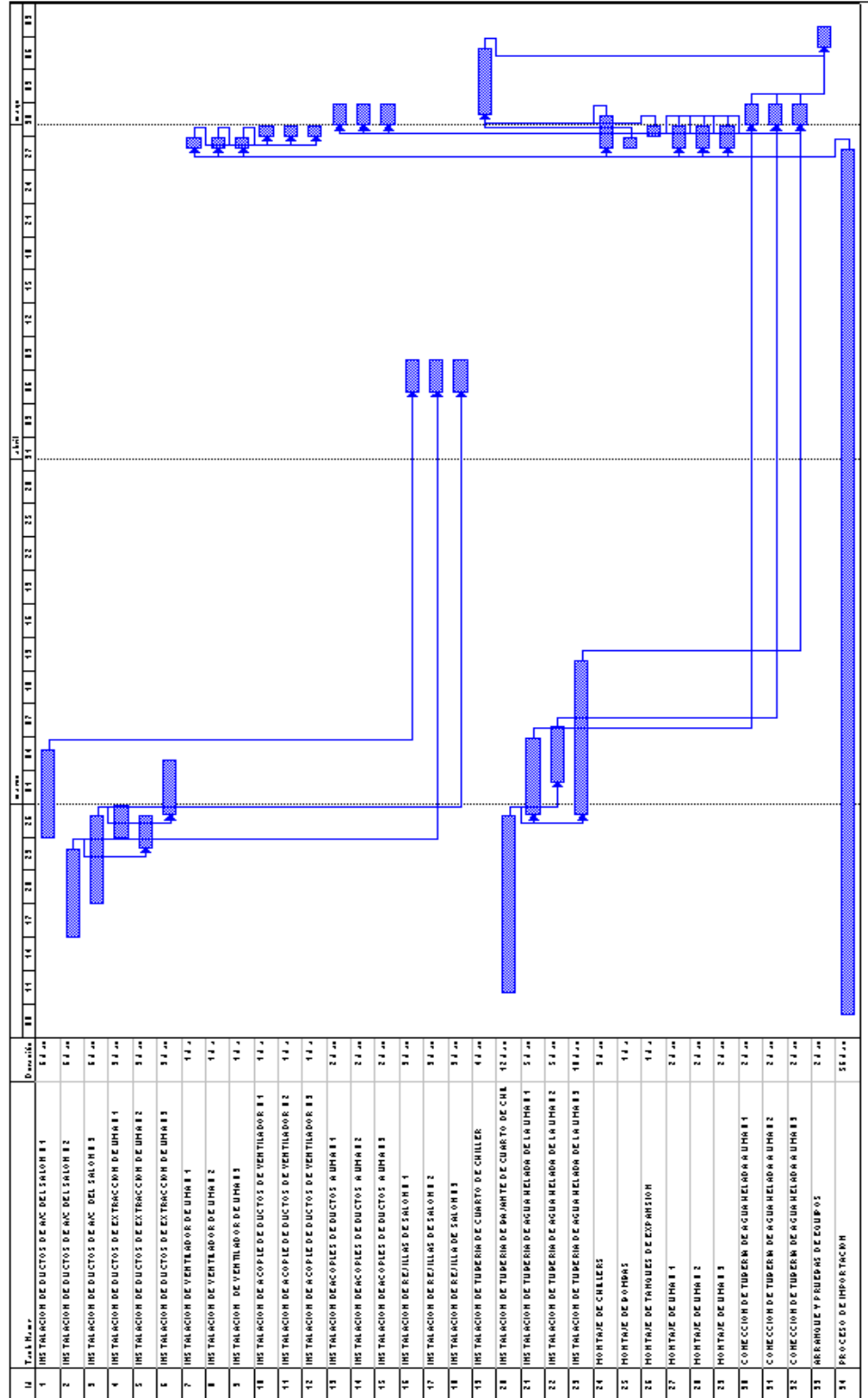
Inlet / Radiated Sound Power by Octave Band									LeA	dBA	Sones
80	125	250	500	1000	2000	4000	8000				
65	71	76	70	63	62	58	54	71	60	10.3	
72	73	72	64	65	47	40	35	65	55	7.1	

LeA - A weighted sound pressure level based on 94 dB  
dBA - A weighted sound pressure level based on 11.5 dB  
attenuation per octave band at 500 Hz. Sones calculated using AMCA 501 at 500 Hz.



# APÉNDICE H

## CRONOGRAMA DEL MONTAJE DEL SISTEMA














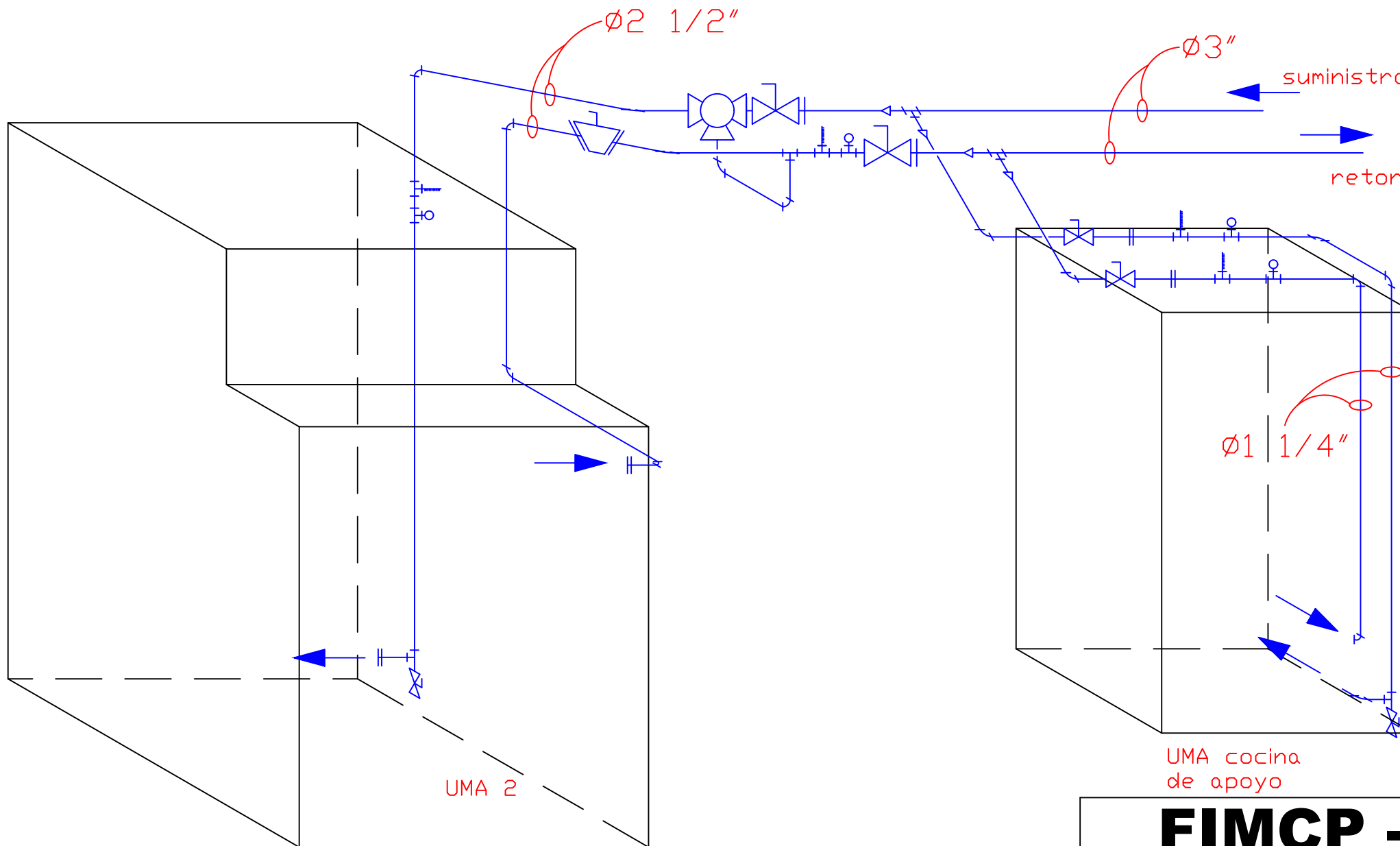
# BIBLIOGRAFÍA

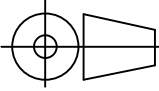
1. CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY, Handbook o fair conditioning system design, 4ta reimpression 1978 (impression en español), MARCOMBO S.A., de Boixareu Editores-1978, Barcelona.
2. CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY, Light and Heavy Commercial Products and Systems Catalog (30 tons & above), 1998.
3. CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY, Residential and light Commercial Products and Systems Catalog (27 tons & under), 1998.
4. CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY, Block Load (programa para el cálculo de la ganancia térmica, versión 3.5
5. CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY, Ahu Builder (programa para seleccionar manejadoras de aire, versión 5.9
6. CRANE, Flujo de fluidos (en válvulas, accesorios y tuberías), traducido de la primera edición en ingles de FLOW OF FLUIDS TECHNICAL PAPER 410, Febrero 1998, México.
7. David P. DeWitt, Frank P. Incropera. Fundamentos de Transferencia de Calor, 4ta Edición.1999.
8. GREENHECK Fundamentos de Ventilación Rev. 2 Septiembre 2010
9. . <http://www.oro Verdehotels.com/ingles/gye/>
10. <http://www.carrier.com>

11. HANDBOOK OF AIR CONDITIONING AND REFRIGERATION. Shan K. Wang, Second Edition McGraw Hill.  
<http://www.gmpua.com/CleanRoom/HVAC/Cooling/Handbookof Air Conditioning and Refrigeration.pdf>
12. HVAC ASSESSMENT HANDBOOK. A practical Guide to Performance, Measurements in Mechanical Heating, Ventilating, and Air Conditioning Systems.
13. HVAC DUCT CONSTRUCTION STANDARDS METAL AND FLEXIBLE, Second Edition 1995, SMACNA SHEET METAL AND AIR CONDITIONING CONTRACTORS' NATIONAL ASSOCIATION
14. ING. MARCO PAZMINO B. Energía Solar (Solsticio de Verano), Junio 1980, Guayaquil-Ecuador.
15. MCNAUGHTON KENNETH J., Bombas (selección, uso y mantenimiento), traducido de la primera edición en inglés de CHEMICAL ENGINEERING GUIDE TO PUMPS, Febrero 1998, México.
16. Manual de Refrigeración y Aire Acondicionado, PRENTICE HALL HISPANOAMERICA S.A, traducido de la primera edición en inglés de REFRIGERATION AND AIR-CONDITIONING.



-  termómetro
-  manómetro
-  tee
-  válvula bridada
-  válvula roscable
-  válvula de regulación de flujo
-  válvula de control de tres vías
-  codo
-  tubería
-  reducción
-  nudo



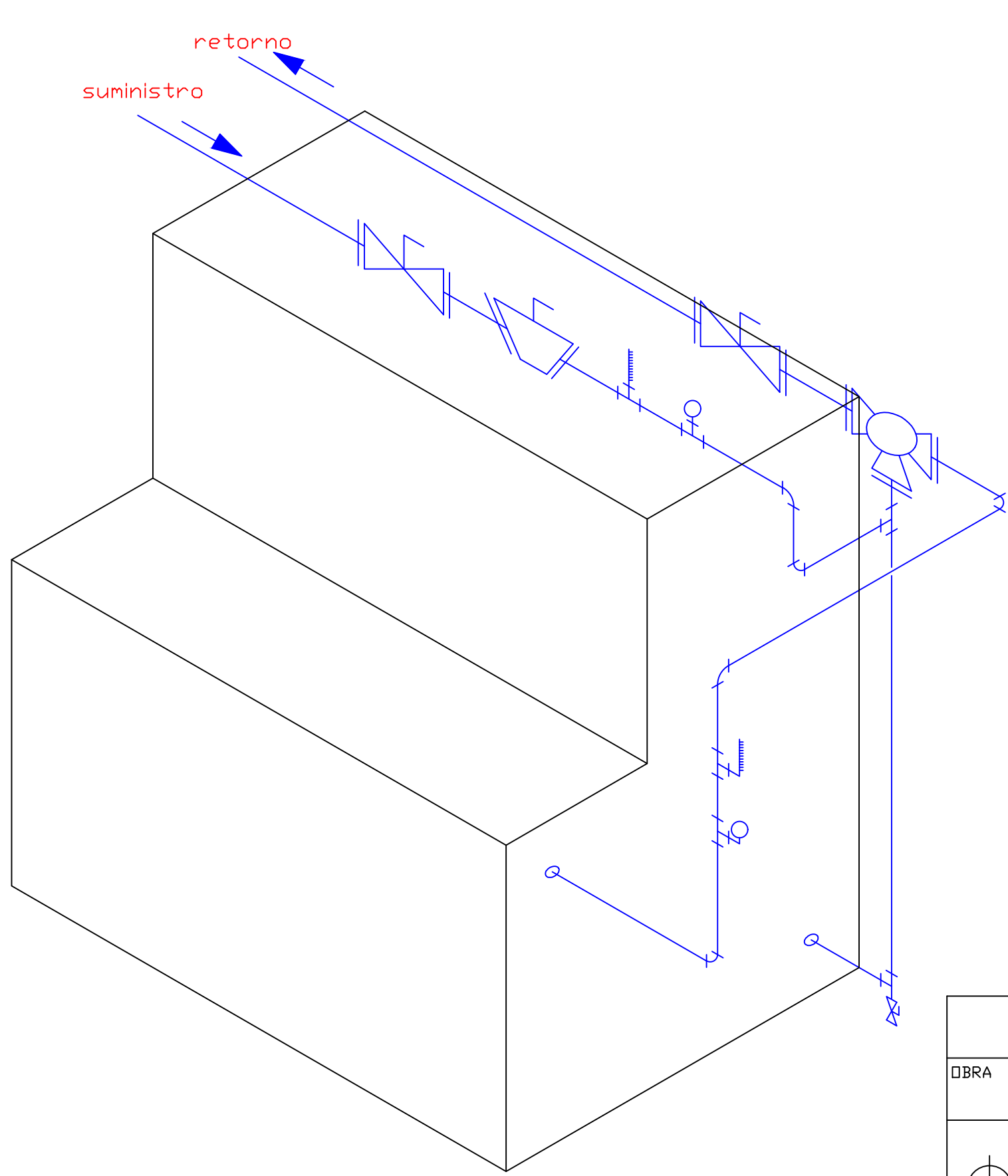
<b>FIMCP - ESPOL</b>		FECHA	NOMBRE
		DIBUJO 26/08/15	
<b>UN HOTEL DE GUAYAQUIL</b>		REVISO 28/08/15	
		PLANO No:	
		4	
		PLANTA	

OBRA

ESCALA

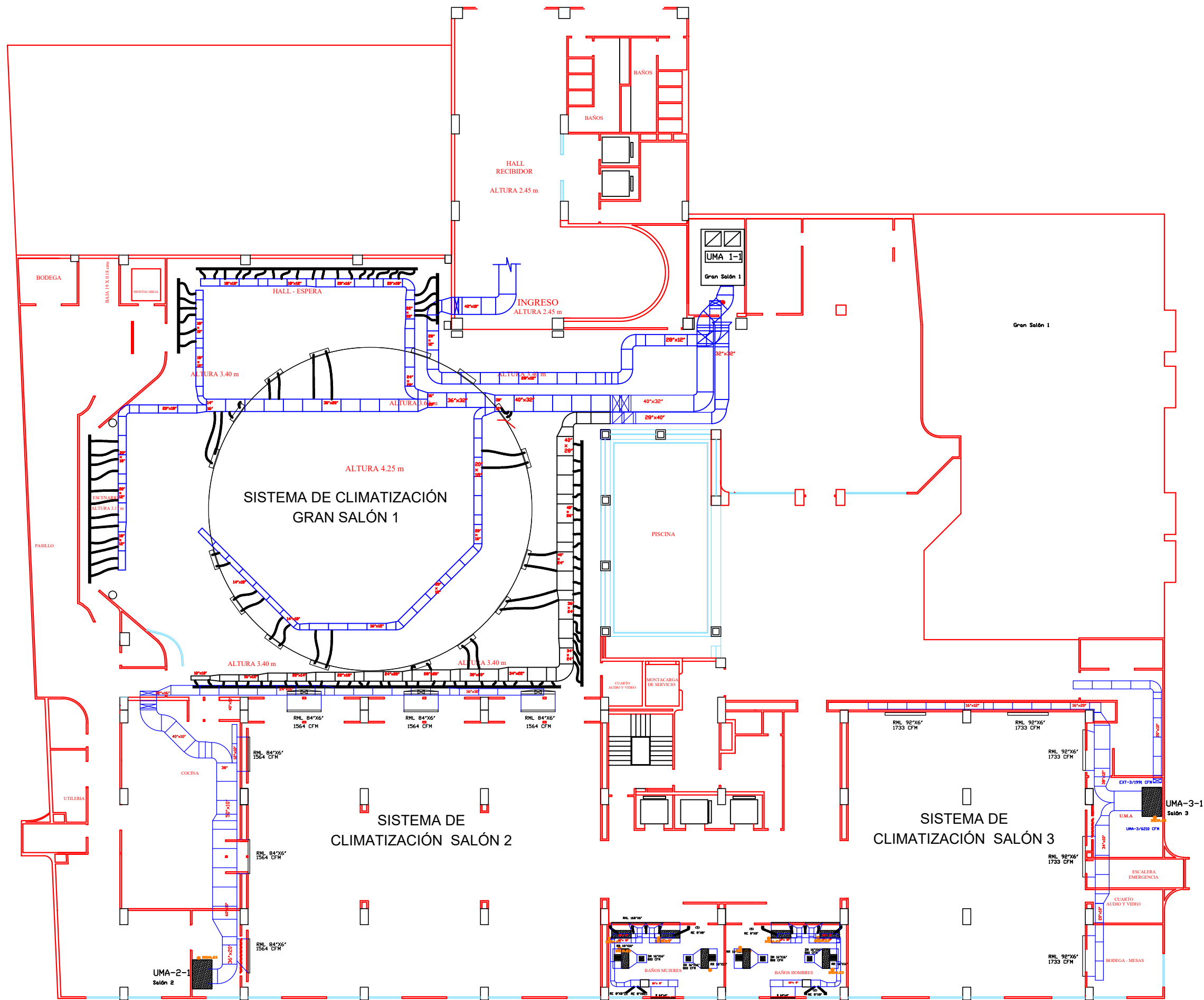
CONTIENE

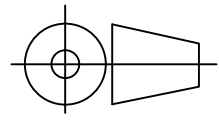
DETALLE BAJANTE  
UMA SALÓN 3 Y UMA COCINA DE APOYO

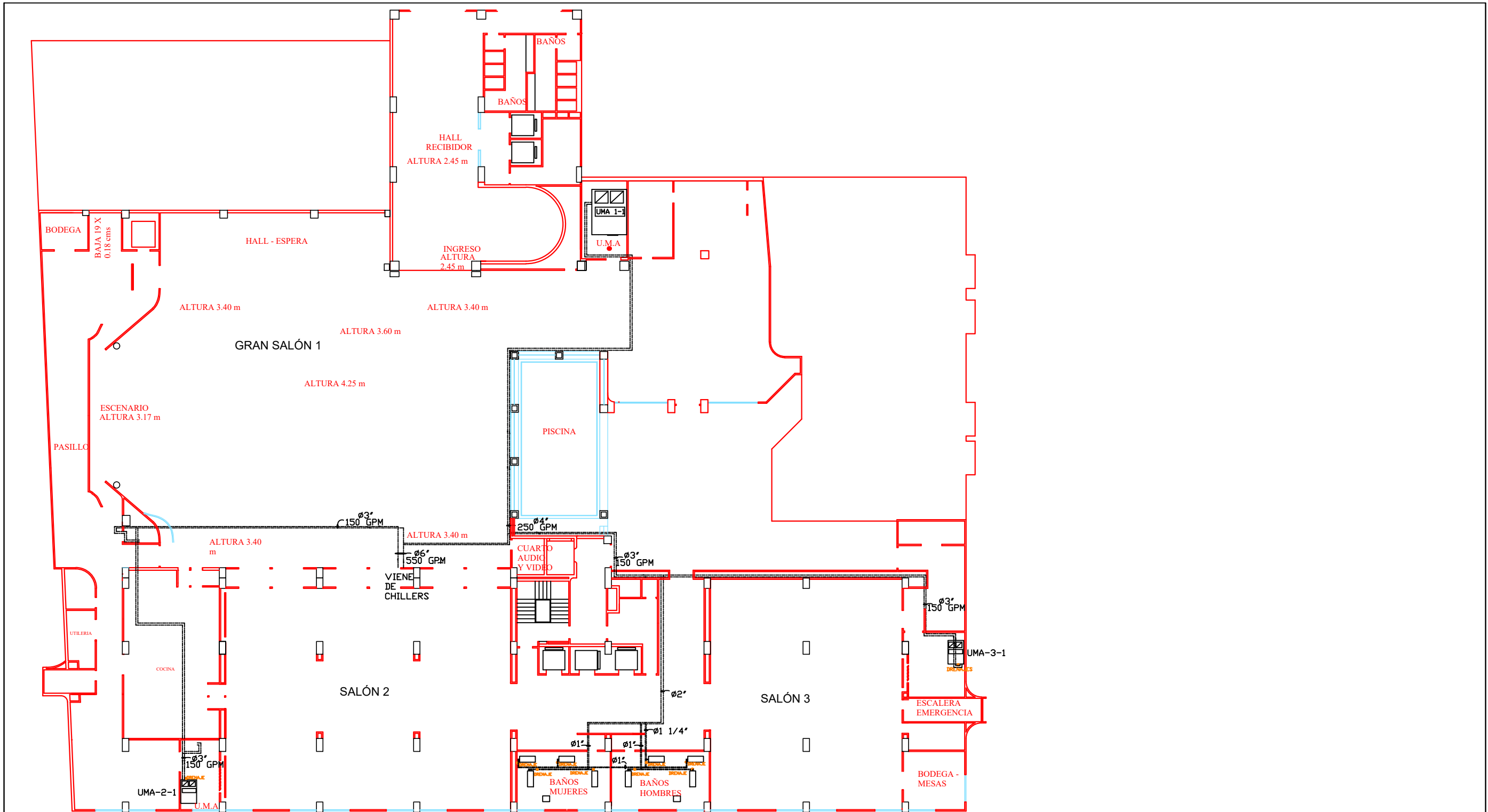


- ⊥ termómetro
- ⊙ manómetro
- ⊥ tee
- ⊗ válvula bridada
- ⊖ válvula de regulación de flujo
- ⊗ válvula de control de tres vías
- ⋄ codo
- tubería

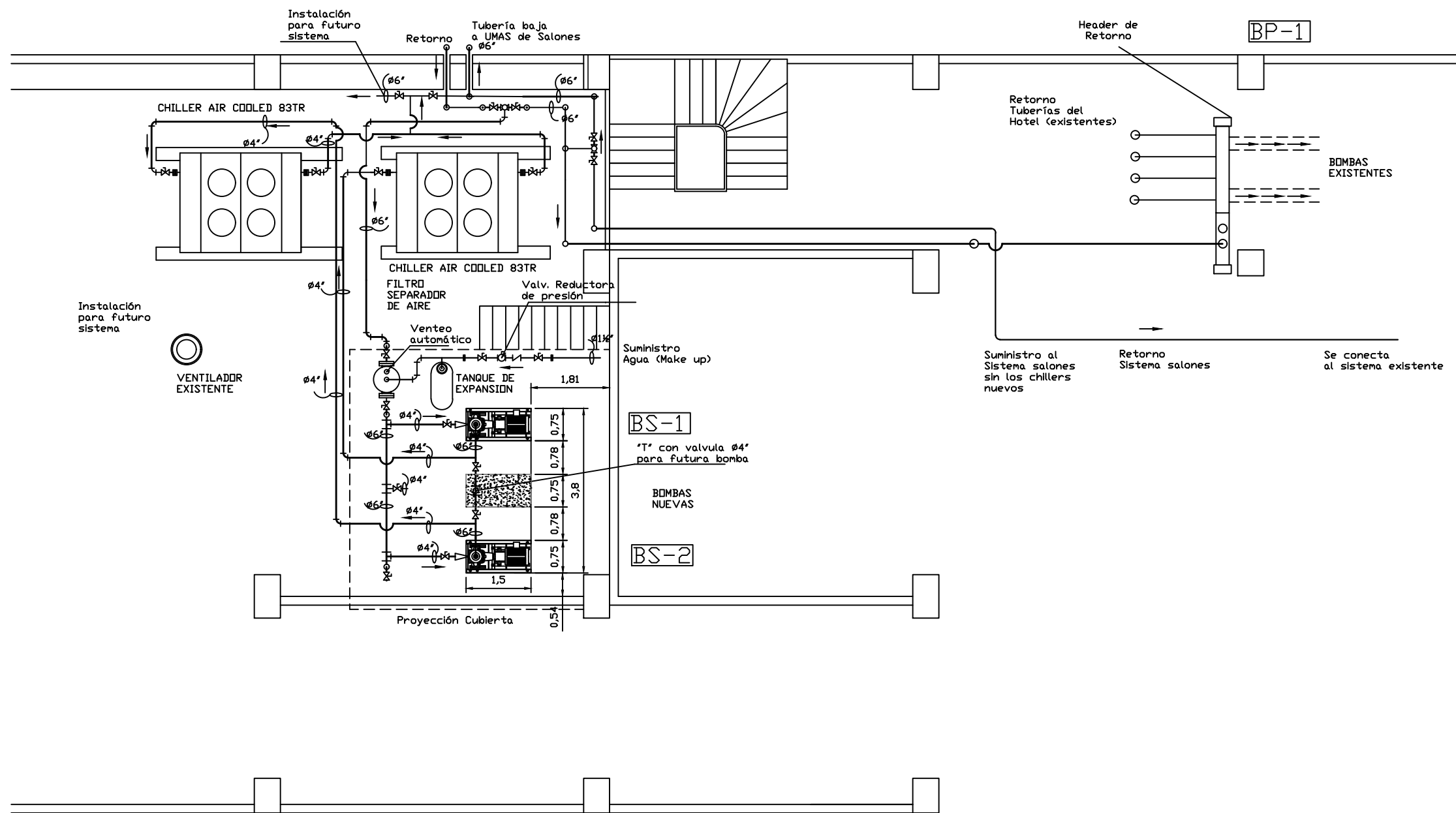
<b>FIMCP - ESPOL</b>		FECHA	NOMBRE
		DIBUJO 26/08/15	
OBRA		REVISO 28/08/15	
<b>UN HOTEL DE GUAYAQUIL</b>		PLANO No:	
		5	
		ESCALA	CONTIENE
		---	DETALLE ESQUEMÁTICO BAJANTE UMA SALÓN 2
		PLANTA	



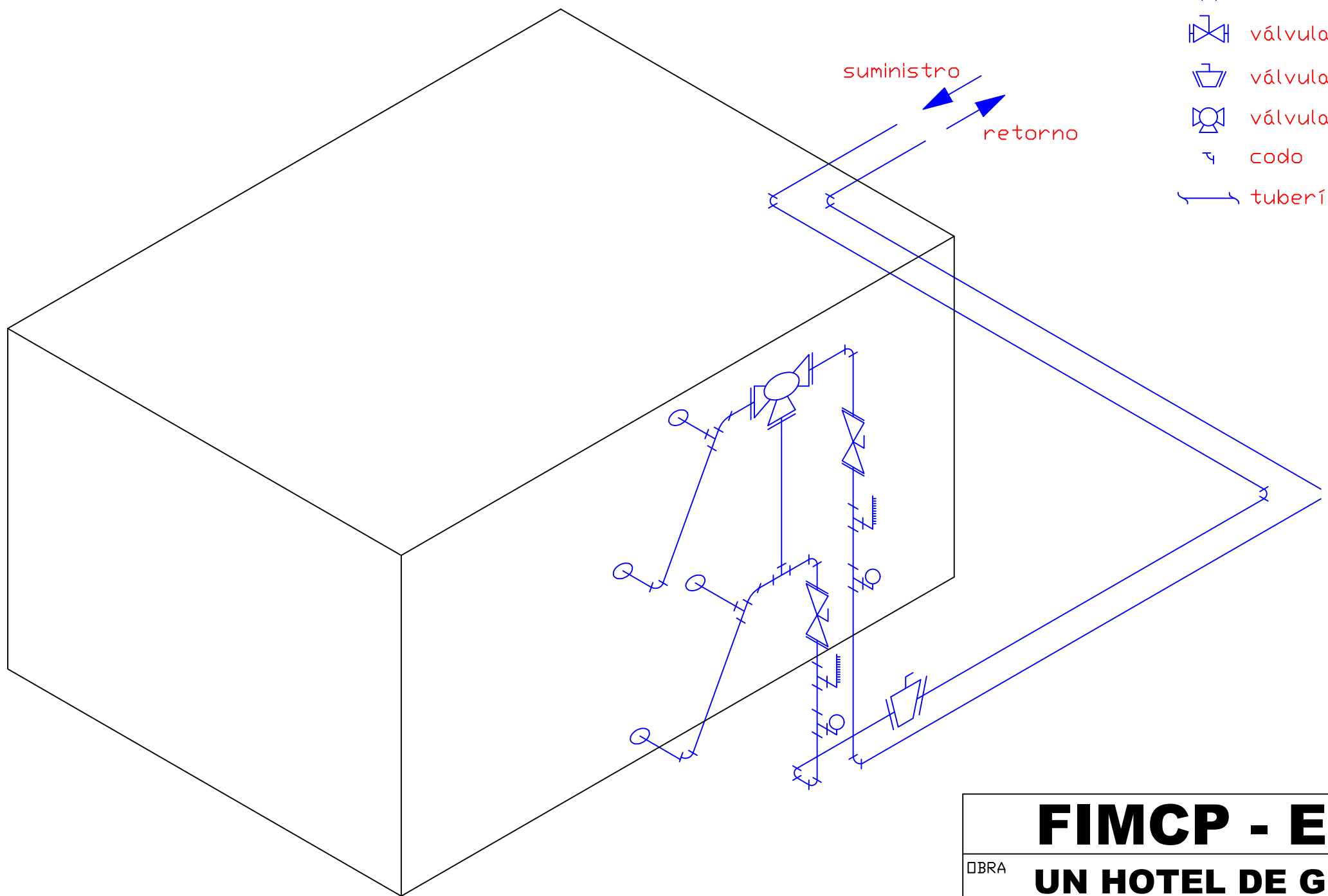
<b>FIMCP - ESPOL</b>	FECHA	NOMBRE
	DIBUJO 26/08/15	FGVL
	REVISO 28/08/15	
<b>UN HOTEL DE GUAYAQUIL</b>	PLANO No:	
	6	
	ESCALA	CONTIENE
	1:250	SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN GRAN SALÓN 1, SALÓN 2 Y SALÓN 3
DISTRIBUCION DE AIRE		PLANTA PRIMER PISO











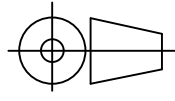
<b>FIMCP - ESPOL</b>		FECHA	NOMBRE
		DIBUJO	
OBRA <b>UN HOTEL DE GUAYAQUIL</b>		REVISO	
		PLANO No: <b>1</b>	
	ESCALA	CONTIENE	
	<b>1:250</b>	SISTEMA DE TUBERÍAS. GRAN SALÓN 1, SALÓN 2 Y SALÓN 3	
		PLANTA PRIMER PISO	



<b>FIMCP - ESPOL</b>		FECHA	NOMBRE
		DIBUJO	
<b>UN HOTEL DE GUAYAQUIL</b>		REVISO	
		PLANO No:	
		2	
		ESCALA	CONTIENE
1:75	SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN GRAN SALÓN 1, SALÓN 2 Y SALÓN 3	TERRAZA	
		DISTRIBUCION DE AGUA	



-  termómetro
-  manómetro
-  tee
-  válvula bridada
-  válvula de regulación de flujo
-  válvula de control de tres vías
-  codo
-  tubería

<b>FIMCP - ESPOL</b>		FECHA	NOMBRE
		DIBUJO 26/08/15	
OBRA		REVISO 28/08/15	
<b>UN HOTEL DE GUAYAQUIL</b>		PLANO No:	
		3	
	ESCALA	CONTIENE	
	---	DETALLE ESQUEMÁTICO BAJANTE UNA GRAN SALÓN I	
		PLANTA	



Proyecto: Project MONTAJE DE Fecha: mié 27/07/16	Tarea		Resumen del proyecto		Tarea manual		solo el comienzo		Fecha límite	
	División		Tarea inactiva		solo duración		solo fin		Progreso	
	Hito		Hito inactivo		Informe de resumen manual		Tareas externas		Progreso manual	
	Resumen		Resumen inactivo		Resumen manual		Hito externo			

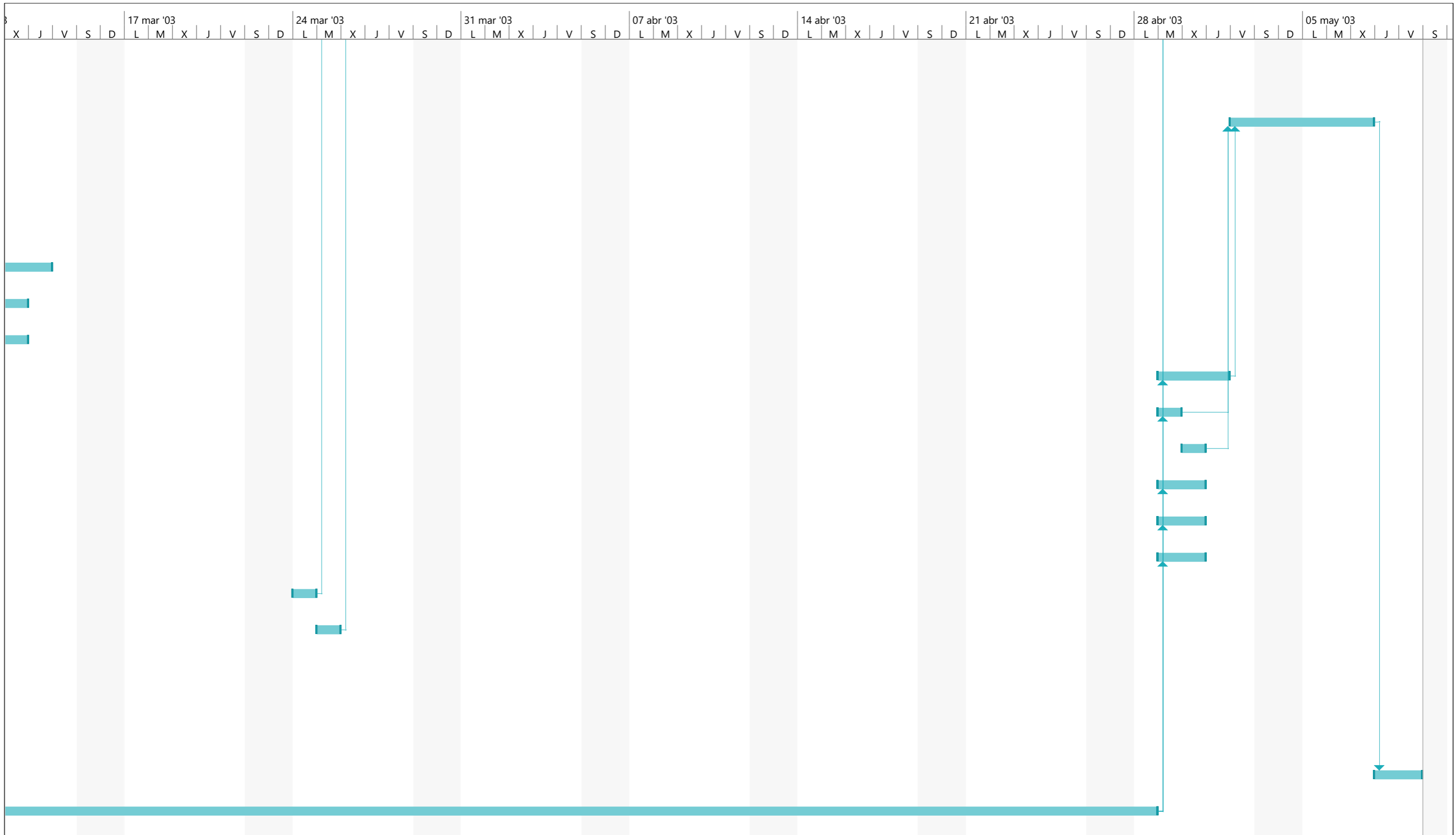






Proyecto: Project MONTAJE DE  
 Fecha: mié 27/07/16

Tarea		Resumen del proyecto		Tarea manual		solo el comienzo		solo fin		Fecha límite	
División		Tarea inactiva		solo duración		solo fin		solo fin		Progreso	
Hito		Hito inactivo		Informe de resumen manual		Tareas externas		Tareas externas		Progreso manual	
Resumen		Resumen inactivo		Resumen manual		Hito externo		Hito externo			



Proyecto: Project MONTAJE DE Fecha: mié 27/07/16	Tarea		Resumen del proyecto		Tarea manual		solo el comienzo		Fecha límite	
	División		Tarea inactiva		solo duración		solo fin		Progreso	
	Hito		Hito inactivo		Informe de resumen manual		Tareas externas		Progreso manual	
	Resumen		Resumen inactivo		Resumen manual		Hito externo			