



**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**

**SEDE- QUITO**

**FACULTAD DE INGENIERÍAS**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**TESIS PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO  
MECÁNICO**

**TEMA:**

**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE  
INDUSTRIAL EN LA PLANTA DE IMPRESIÓN LITOGRAFICA DON  
BOSCO”**

**AUTOR:**

**SANTIAGO RAFAEL GALARZA JÁCOME**

**DIRECTOR:**

**ING. TOMÁS IBUJÉS**

**QUITO, MAYO 2014**

## **CERTIFICACIÓN**

Por medio del presente certifico que el presente trabajo de investigación, ha sido realizado en forma íntegra, por el señor Galarza Jácome Santiago Rafael. Los conceptos y análisis de este proyecto son de exclusiva responsabilidad del autor.

---

Ing. Tomás Ibujés

Director de Tesis

## **DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD**

Yo Galarza Jácome Santiago Rafael, declaro por juramentación que el presente trabajo fue desarrollado bajo mi autoría, que no ha sido previamente presentado y que se ha investigado mediante fuentes bibliográficas para la ejecución del mismo.

Por medio de la presente declaratoria de responsabilidad otorgo el derecho de propiedad intelectual correspondiente de este trabajo a la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica Salesiana según lo establecido por la ley de propiedad intelectual y normativa vigente establecida por las leyes actuales.

---

Galarza Jácome Santiago Rafael

## **DEDICATORIA**

A quien más sino a mis padres y hermanos quienes velaron sus esfuerzos y confianza por ver cumplido mí ideal y consecuentemente mi felicidad.

## **AGRADECIMIENTO**

De la forma más sincera, a cada una de las personas que Dios me ha permitido conocer: amigos, profesores de la universidad, conocidos; donde fueron una gran influencia para continuar con mis conocimientos en el campo de la Ing. Mecánica.

Al Ing. Tomás Ibujés y profesores por el apoyo brindado en el desarrollo de la presente tesis como en su guía y orientación; pero, aún más de sus consejos dados en clases de sus experiencias y conocimientos obtenidos en el transcurso de sus vidas y agradezco sinceramente especialmente en transmitirnos que la verdadera universidad y conocimiento están en los “libros y en la vida (experiencia)” para formarnos un porvenir para nuestro desenvolvimiento en ella.

A la Imprenta “Don Bosco” por las facilidades brindadas para la consecución de esta tesis en especial al Sr. Antonio Yunbarle.

## ÍNDICE GENERAL

DEDICATORIA .....	iii
AGRADECIMIENTO .....	iv
RESUMEN.....	xiv
ABSTRACT.....	xv

### CAPÍTULO I

#### PROPIEDADES PSICROMÉTRICAS DEL AIRE Y CONFORT

1.1.	INTRODUCCIÓN.....	1
1.2.	CONCEPTOS BÁSICOS .....	1
1.2.1.	Aire húmedo .....	1
1.2.2.	Temperatura del punto de rocío (PR) .....	2
1.2.3.	Temperatura del bulbo seco (BS) .....	2
1.2.4.	Temperatura del bulbo húmedo (BH) .....	2
1.2.5.	Humedad relativa (HR) .....	2
1.2.6.	Relación de humedad (W) .....	3
1.2.7.	Entalpía específica del aire seco .....	4
1.2.8.	Cantidad de calor. ....	5
1.2.9.	Calor específico. ....	5
1.2.10.	Calor total necesario .....	5
1.2.11.	Cartas psicrométricas. ....	7
1.3.	PROCESOS PSICROMÉTRICOS.....	10
1.3.1.	Mezcla de aire .....	10
1.3.2.	Calentamiento y enfriamiento sensible .....	11
1.3.3.	Enfriamiento y deshumidificación .....	14
1.4.	CONFORT.....	17
1.4.1.	Balance energético .....	17

**CAPÍTULO II**  
**SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE-VENTILACIÓN Y**  
**CARGAS TÉRMICAS**

2.1.	INTRODUCCIÓN .....	20
2.2.	SISTEMA DE LA CÁMARA ACONDICIONADORA DE AIRE.....	20
2.2.1.	Componentes de un sistema de acondicionamiento de aire . . . . .	20
2.3.	SECCIÓN DE CÁMARA DE MEZCLA.....	21
2.4.	SECCIÓN DE FILTRADO DE AIRE .....	22
2.5.	ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACIÓN DEL AIRE .....	22
2.5.1.	Sistema refrigerante . . . . .	22
2.5.2.	Refrigerante . . . . .	24
2.6.	SISTEMA DE CIRCULACIÓN.....	26
2.6.1.	Ductos . . . . .	26
2.6.2.	Diseño . . . . .	27
2.6.3.	Ventiladores . . . . .	32
2.7.	CARGAS TÉRMICAS .....	35
2.7.1.	Evaluación de variables con el tiempo . . . . .	36
2.7.2.	Cargas internas . . . . .	49

**CAPÍTULO III**  
**CAPACIDAD DEL SISTEMA Y SELECCIÓN DE EQUIPO**

3.1.	INTRODUCCIÓN .....	53
3.2.	ESTUDIO DE LOS COMPONENTES CLIMÁTICOS DE LA IMPRENTA	
	“DON BOSCO” .....	53
3.2.2.	Metodología . . . . .	53
3.2.3.	Resultados . . . . .	55
3.3.	BASES METEOROLÓGICAS Y CLIMÁTICAS .....	58
3.3.2.	Factores climáticos . . . . .	58
3.3.3.	Elementos climáticos en el medio ambiente exterior . . . . .	59
3.4.	COMPONENTES DE LA ESTRUCTURA DE LA PLANTA .....	62
3.4.2.	Condiciones climáticas internas de la imprenta . . . . .	64

3.5.	<b>CÁLCULO CARGAS EXTERNAS</b> .....	65
3.5.2.	Radiación solar . . . . .	65
3.5.3.	Temperatura aire-sol . . . . .	69
3.5.4.	Pared oeste y techo . . . . .	72
3.5.5.	Ventanas (Oeste-techo) . . . . .	76
3.5.6.	Particiones . . . . .	81
3.6.	<b>CARGAS INTERNAS</b> .....	82
3.6.2.	Iluminación. . . . .	82
3.6.3.	Motores . . . . .	86
3.6.4.	Electrodomésticos . . . . .	88
3.6.5.	Personas . . . . .	88
3.6.6.	Infiltraciones de aire . . . . .	91
	Elaboración: Propia . . . . .	92
3.6.7.	Resumen de las cargas térmicas . . . . .	93
3.7.	<b>CAPACIDAD DEL SISTEMA</b> .....	94
3.7.2.	Proceso de enfriamiento y deshumidificación . . . . .	95
3.7.3.	Potencia de refrigeración . . . . .	103
3.8.	<b>SELECCIÓN DEL SISTEMA Y EQUIPO PARA EL ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE EN EL INTERIOR DE LA IMPRENTA.</b>	104
3.8.2.	Componentes de la cámara acondicionadora de aire . . . . .	104
3.8.3.	Sistema de la cámara acondicionadora de aire . . . . .	106
3.8.4.	Selección del sistema . . . . .	108
3.8.5.	Selección de equipo . . . . .	109

## **CAPÍTULO IV**

### **DISTRIBUCIÓN DE AIRE Y RED DE CONDUCTOS**

4.1.	<b>INTRODUCCIÓN</b> .....	112
4.2.	<b>DISTRIBUCIÓN DE AIRE (DIFUSORES Y REJILLAS)</b> .....	112
4.2.1.	Sistema de distribución de aire de retorno. . . . .	115
4.3.	<b>DISTRIBUCIÓN DE DUCTOS</b> .....	116
4.3.1.	Método de cálculo de ductos . . . . .	117
4.3.2.	Cálculo de conductos de aire ( suministro y retorno) . . . . .	118

**CAPÍTULO V**  
**ESPECIFICACIONES Y LISTA DE MATERIALES**

5.1.	INTRODUCCIÓN.....	127
5.2.	ESPECIFICACIONES Y DESCRIPCIÓN DE MATERIALES.....	127
5.2.1.	Cámara acondicionadora de aire .....	127
5.2.2.	Ventiladores .....	128
5.2.3.	Ductos .....	129

**CAPÍTULO V**  
**ANÁLISIS ECONÓMICO**

6.	Análisis económico .....	135
6.1	Costos directos .....	135
6.2	Costos indirectos .....	139

**CAPÍTULO VII**  
**CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

7.1	Conclusiones .....	141
7.2	Recomendaciones.....	142

**CAPÍTULO VIII**

BIBLIOGRAFÍA .....	143
--------------------	-----

## ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 1.1. Carta psicrométrica con un rango de temperatura del BS de -40°F a 50°F... 8	8
Fig. 1.2. Carta psicrométrica con un rango de temperatura del BS de -40°F a 50°F... 9	9
Fig. 1.3. Mezcla adiabática de dos componentes diferentes ..... 10	10
Fig. 1.4. Calentamiento y enfriamiento sensible..... 12	12
Fig. 1.5. Proceso de enfriamiento y deshumidificación ..... 15	15
Fig. 1.6. Enfriamiento y deshumidificación simultánea ..... 16	16
Fig. 1.7. Intercambio de calor del cuerpo humano con el medio ambiente ..... 18	18
Fig. 2.1. Esquema de un sistema de una cámara acondicionadora de aire..... 21	21
Fig. 2.2. Diagrama de flujo de un sistema compresión-vapor simple..... 23	23
Fig. 2.3. Diagrama presión-entalpía de un ciclo saturado-simple..... 25	25
Fig. 2.4. Distribución de la velocidad de flujo de aire dentro de un conducto ..... 28	28
Fig. 2.5. Desigual distribución de la velocidad después de una vuelta en un conducto ..... 30	30
Fig. 2.6. Paralelogramo de velocidades para un rodete con álabes curvados hacia atrás..... 33	33
Fig. 2.7. Distribución de temperaturas en la pared de una habitación ..... 45	45
Fig. 3.1. Distribución de la planta ..... 54	54
Fig. 3.2. Solsticio de verano ..... 60	60
Fig. 3.3. Ángulos solares para superficies horizontales y verticales..... 63	63
Fig. 3.4. Esquema de flujo de aire y ganancia de calor en un espacio acondicionado con admisión de aire exterior..... 94	94
Fig. 3.5. Proceso psicrométrico del aire en la UTA ..... 102	102

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Parámetros de condiciones climáticos, dentro del confort..... 19	19
Tabla 2.1. División del sistema refrigerante ..... 24	24
Tabla 2.2. Procesos en un sistema refrigerante ..... 25	25
Tabla 2.3. Velocidad máxima recomendada por conducto de alta velocidad..... 31	31
Tabla 2.4. Velocidades máximas recomendadas para sistemas de baja velocidad 32	32
Tabla 2.5. Rango de fracción diaria de temperatura ..... 37	37
Tabla 2.6. Datos astronómicos aproximados para el día 21 de cada mes ..... 39	39
Tabla 2.7. Orientación de la superficie y azumit, medido desde el Sur..... 40	40
Tabla 2.8. Cálculo de la radiación solar ..... 41	41
Tabla 2.9. Forzamiento radiactivo/convectivo recomendado de calor que divide las ganancias..... 44	44
Tabla 3.1. Máximo de temperatura del BS y HR ..... 55	55
Tabla 3.2. Análisis del nivel de confort térmico en la imprenta ..... 57	57
Tabla 3.3. Georeferenciación espacial ..... 59	59
Tabla 3.4. Anuario meteorológico de la ciudad de Quito, Iñaquito sector Norte, período del 2000 al 2012 ..... 61	61
Tabla 3.5. Materiales de construcción de la planta ..... 62	62



## SIMBOLOGÍA

W	Relación de humedad, (Lbm <sub>v</sub> /Lbm <sub>a</sub> )
m <sub>v</sub>	Masa de vapor de agua, lbm <sub>v</sub>
m <sub>a</sub>	Masa de vapor de aire seco, lbm <sub>a</sub>
P <sub>w</sub>	Presión parcial del vapor de agua correspondiente a la temperatura de saturación, (psia)
P	Presión barométrica (lbf/in <sup>2</sup> )
h	Entalpía específica, (Btu/Lbm <sub>a</sub> )
h <sub>g</sub>	Entalpía específica para el vapor de agua saturado, (Btu/Lbm <sub>v</sub> )
t	Temperatura de aire seco, (°F)
Q	Cantidad de calor transferido, (Btu/hr)
cpm	Calor específico de aire húmedo, (Btu/(Lb * °F))
ΔBS	Diferencia de temperatura del Bs inicial y final, °F
FCSS	Factor de calor sensible del serpentín
CFM	Flujo volumétrico del aire
FDD	Factor de desviación del serpentín
δ	Densidad del aire, (Lb/ft <sup>3</sup> )
D <sub>e</sub>	Diámetro equivalente, pulg.
f	Factor de fricción, dimensional
L	Longitud del ducto, pulg.
P	Densidad, (lb <sub>m</sub> /ft <sup>3</sup> )
D <sub>h</sub>	Diámetro hidráulico, pulg.
Re	Número de Reynolds
P	Perímetro de la sección transversal, pulg.
A	Área del ducto, in <sup>2</sup>
p <sub>v</sub>	Presión de velocidad, pulg. H <sub>2</sub> O
FPM	Velocidad media del fluido
C	Coefficiente de fricción, a dimensional,
p <sub>v</sub>	Presión de velocidad, in H <sub>2</sub> O.
t <sub>e</sub>	Temperatura sol-aire, °F

$t_o$	Temperatura del aire exterior, °F
DB	Temperatura de diseño de bulbo seco, °F
$E_t$	Radiación solar total incidente en una superficie (Btu/(hr * ft <sup>2</sup> ))
$h_o$	Coefficiente de transferencia de calor para radiación de onda larga y convección hacia la superficie exterior una superficie
MCDBR	Rango de temperatura principal coincidente del bulbo seco, dimensional
f	Rango de fracción diaria de temperatura,
AST	Hora solar aparente, hr
LST	Hora local estándar, hr
ET	Ec. del tiempo, min
LON	Longitud, °
LSM	Meridiano local estándar
H	Ángulo horario, °
$E_b$	Irradiación de los rayos solares dirección normal
$E_o$	Flujo radiante espacial, (Btu/(hr * ft <sup>2</sup> ))
$\tau_b$	Cielo claro profundidad óptica de irradiación directa
$\tau_d$	Cielo claro profundidad óptica de irradiación difusa
m	Masa relativa del aire
ab	Haz masa de aire exponente
$E_{t,b}$	Irradiación superficial de rayos solares, (Btu/(hr * ft <sup>2</sup> ))
Y	Ratio que va de la radiación difusa del cielo en la superficie vertical a la radiación difusa del cielo sobre la superficie horizontal.
$E_d$	Irradiación difusa, superficie horizontal, (Btu/(hr * ft <sup>2</sup> ))
ad	Exponente masa de aire difusa
$E_{t,d}$	Irradiación difusa, superficie vertical, (Btu/(hr * ft <sup>2</sup> ))
$E_{t,r}$	Irradiación reflejada por la carretera, (Btu/(hr * ft <sup>2</sup> ))
Pg	Reflectividad del suelo
$E_t$	Irradiación total de la superficie, (Btu/(hr * ft <sup>2</sup> ))
U	Coefficiente global, (Btu/(hr * ft <sup>2</sup> ))
$q_{i,\theta-n}$	Entrada de calor conductivo de la superficie hace n horas, (Btu/hr)
$t_{e,\theta-n}$	Temperatura sol- aire hace n horas atrás, °F

$t_{rc}$	Temperatura constante estimada de la habitación, °F
R	Resistencia térmica, ((hr * ft <sup>2</sup> * °F)/Btu)
U	Coefficiente global, (Btu/(hr * ft <sup>2</sup> ))
K	Conductividad térmica, (Btu/(hr * ft <sup>2</sup> * °F))
C	Conductancia térmica
F	Película o superficie de la conductancia
R	Resistencia térmica, ((hr * ft <sup>2</sup> * °F)/Btu)
$q_b$	Ganancia de calor por irradiación directa, (Btu/hr)
$E_{t,b}$	Irradiación superficial de rayos solares, (Btu/(hr * ft <sup>2</sup> ))
$SHGC_{\theta}$	Coefficiente de ganancia de calor de la emisión solar como función del ángulo de incidencia ( $\theta$ ); debe ser interpolado entre los valores establecidos
$IAC_{(\theta,\Omega)}$	Coefficiente de atenuación solar en el interior=1 si no existe dispositivos que generen sombra en el interior
$q_b$	Ganancia de calor por irradiación directa, (Btu/hr)
$E_{t,b}$	Irradiación superficial de rayos solares, (Btu/(hr * ft <sup>2</sup> ))
$\alpha$	Absortancia de la superficie para la radiación solar
$\epsilon$	Factor de rugosidad absoluta del material, ft [Anexo B]
$\nu$	Viscosidad cinemática,(ft <sup>2</sup> /seg)
$\eta$	Viscosidad dinámica, (lb – s/pie <sup>2</sup> )
H	Viscosidad dinámica,(lb * seg/ft <sup>2</sup> )
$\epsilon$	Emitancia hemisférica de la superficie
$\beta$	Altitud solar, °
$\delta$	Declinación, °
L	Latitud, °
$\gamma$	Azimit superficie solar, °
$\Phi$	Azimit del sol, °
$\Psi$	Orientación, °
$\Theta$	Ángulo de incidencia, °
$\Sigma$	Superficie inclinada desde la horizontal.

## RESUMEN

El presente trabajo de estudio se realizó en la IMPRENTA “DON BOSCO” y tiene como objetivo brindar una solución integral al problema de temperatura y humedad relativa, que dentro de los límites de confort hacia el personal y a la materia prima en permanencia en esta zona, establezca una eliminación del calor existente en los espacios en permanencia.

En el caso particular del sistema de acondicionamiento de aire, su implementación permitirá mantener el estado del aire en el interior de la imprenta previo realización de los cálculos respectivos para obtener las magnitudes ideales como: temperatura, humedad, movimiento de aire y pureza; independiente del clima exterior y de los procesos que se desarrollan en el local.

El equipo tendrá un sistema de enfriamiento con un agente de transferencia de calor, el cual enfriará y deshumidificará el aire dentro del rango de confort. El aire tratado, circulará en una red de conductos para el suministro y el retorno de aire viciado hasta un sistema de filtros ubicados en el interior del equipo, que permitirá no contaminar los sectores aledaños.

El diseño tendrá una capacidad de 60.000 BTU/hr, por lo cual permitirá evacuar las cargas térmicas en condiciones desfavorables. Este proyecto presenta una buena aplicación tanto de conocimientos técnicos como de implementación de diseño, además de dar a conocer costos reales de un manejo de dicho sistema.

## **ABSTRACT**

The currently study has based in “DON BOSCO PRINTING COMPANY”, which is focus in give an integral solution about temperature and relative humid problem that within of the comfort’s limits to staff and raw material stay in this area established a heat removal in the existing spaces permanently.

In the particular case of air conditioning system it implementation will keep the air’s state of the printing previous realization of the respective calculations to obtain the ideal magnitudes such as: temperature, moisture, air movement and purity; independent of exterior weather and the processes that developed in- house.

The team will have a cooling system with a heat transference agent, which will cool and dehumidify the air within of comfort range. The treated air will circulate in a duct work for the supply and return state air until a filler system that is inside of the equipment, which let to keep no contamination of the near sectors.

The design will have the capacity of 60.000 BTU/hr which let evacuate the thermic charge in unfavorable conditions. This project presents a good application such as techniques, knowledge as a design implementation, besides to show release real costs about the management of the mentioned system

## **OBJETIVOS**

### **Objetivo general**

Diseño de un sistema de acondicionamiento de aire industrial, para la planta de impresión litográfica Don Bosco, posibilitará el control de la temperatura de bulbo seco y humedad relativa en variaciones de los componentes climáticos.

### **Objetivo específico**

- Describir el método analítico para el problema transitorio del traspaso térmico a través de las paredes, azoteas y cargas internas
- Determinar las condiciones atmosféricas del aire libre del diseño: interior y exterior; bajo las condiciones del clima de Quito y el requerimiento del aire libre dentro de la planta de impresión
- Permitir el análisis de la carga total de enfriamiento, como sea necesario para el diseño, la operación y el control del sistema
- Diseño y la distribución de los ductos
- Determinar y especificar el equipo de acondicionamiento de aire industrial

## **ALCANCE**

El sistema de aire acondicionado en la imprenta DON BOSCO, se lo diseñara con los parámetros que nos da la empresa y normas establecidas para el control de temperatura y humedad relativa para la impresión en offset-digital, tomando en cuenta los objetivos planteados y considerando lo siguiente:

- Calcular las cargas térmicas con magnitudes empíricas extremas que conllevan los elementos meteorológicos.
- Dimensionamiento de la capacidad del sistema
- Selección del equipo de acondicionamiento de aire y líneas de distribución de aire.
- Planos de instalación.

## **HIPÓTESIS**

No hay condiciones adecuadas para: el personal, materia prima y maquinaria etc.

Actualmente la imprenta “Don Bosco” realiza trabajos como: libros revistas, folletos, etc. En condiciones climáticas no recomendadas para este tipo de industria.

Se plantea un sistema de acondicionamiento de aire adecuado para climatizar de acuerdo a parámetros recomendados. Con la cual se obtendría, mejores condiciones de confort para el personal que labora en la planta, se reducirá el desperdicio de la materia prima debido a que son materiales higroscópicos, se mejorara las condiciones de impresión; logrando obtener mejor rendimiento de la imprenta.

# **CAPÍTULO I**

## **PROPIEDADES PSICROMÉTRICAS DEL AIRE Y CONFORT**

### **1.1. INTRODUCCIÓN**

Este capítulo trata sobre las relaciones de gases perfectos y sobre el proceso de acondicionamiento de aire, para el control de la temperatura del bulbo seco y humedad relativa. Una vez establecido el proceso se analiza las condiciones del aire-húmedo a partir de las cartas psicrométricas.

En la segunda parte, se estudiará el comportamiento del cuerpo humano sobre las variaciones climáticas externas y diagramas de confort que nos permiten obtener parámetros de temperatura del BS, HR y velocidad del viento deseable en un espacio ocupado.

### **1.2. CONCEPTOS BÁSICOS**

#### **1.2.1. Aire húmedo**

Como definición, “Es la mezcla de aire seco y vapor de agua, la cantidad máxima de vapor de agua depende de la temperatura y presión atmosférica.”<sup>1</sup>

---

<sup>1</sup>ASHRAE Handbook-fundamentals: Psychrometrics, 1972, p.97.

### **1.2.2. Temperatura del punto de rocío (PR)**

Para una presión atmosférica dada, es la temperatura de saturación a la cual comienza la humedad a depositarse en forma de pequeñas gotas de agua o rocío, cuya máximo contenido de HR es equivalente a la presión de saturación. Para esta condición, la temperatura del aire es igual a la temperatura de saturación y se dice que el aire está saturado.

### **1.2.3. Temperatura del bulbo seco (BS)**

Es la temperatura del medio ambiente. En Ecuador, en la región Litoral se registra temperatura del BS mayor que en la Sierra, lo que influye en los procesos de acondicionamiento.

### **1.2.4. Temperatura del bulbo húmedo (BH)**

Es la medida de un termómetro húmedo sometido a una corriente de aire, donde al entrar en contacto con el aire no saturado se produce una diferencia de temperatura y presión, entre el vapor de agua en el aire y en la del pábilo hasta un equilibrio termodinámico y másico entre la corriente de aire y el bulbo húmedo, denominado temperatura de saturación adiabática.

### **1.2.5. Humedad relativa (HR)**

Es la relación entre la presión parcial del vapor de agua contenida en el aire ( $P_w$ ), y la presión del vapor saturante a la misma temperatura ( $P_{ws}$ ), se explica a partir de la siguiente relación:

$$\Phi = \frac{P_w}{P_{ws}} \quad (1.1)$$

### 1.2.6. Relación de humedad (W)

Por definición W, “es una expresión de masa de vapor por unidad de masa de aire seco”<sup>2</sup>. Esta expresión se relaciona con la Ec. 1.2:

$$W = \frac{m_v}{m_a} \quad (1.2)$$

Donde:

W: Relación de humedad,  $\left(\frac{\text{Lbm}_v}{\text{Lbm}_a}\right)$

$m_v$ : Masa de vapor de agua,  $\text{lbm}_v$

$m_a$ : Masa de vapor de aire seco,  $\text{lbm}_a$

Relaciones: 1grano=64,7989 miligramos.

El contenido de humedad para la saturación (W), en base a la presión barométrica total, puede determinarse con la Ec. 1.3:

$$W = 0.622 \frac{P_w}{P - P_w} \quad (1.3)$$

---

<sup>2</sup> ROY.J. DOSSAT, Principios de refrigeración: Propiedades Psicrométricas del aire, 2<sup>da</sup> ed, 1998, p. 84

Donde:

$P_w$ : Presión parcial del vapor de agua correspondiente a la temperatura de saturación, (psia)

$P$  : Presión barométrica  $\left(\frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}\right)$

### 1.2.7. Entalpía específica del aire seco

Está constituida por la entalpía de aire seco ( $h_a$ ), y la entalpía de vapor de agua ( $W \cdot h_g$ ); se expresa en la Ec. 1.4<sup>3</sup>:

$$h = h_a + w * h_g \quad (1.4)$$

Donde:

$h$ : Entalpía específica,  $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{Lbm}_a}\right)$

$h_g$ : Entalpía específica para el vapor de agua saturado,  $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{Lbm}_v}\right)$

Para la temperatura y entalpía de aire seco y del agua como vapor saturado las relaciones son válidas:<sup>4</sup>

$$h = 1.0035 * t \quad (1.5)$$

$$h_g = 2501 + 1.85t \quad (1.6)$$

Donde:

$t$  : Temperatura de aire seco, ( $^{\circ}\text{F}$ )

---

<sup>3</sup> ASHRAE Handbook Fundamentals, Op.Cit., p. 99

<sup>4</sup> SEMANATE J. Simulación de equipos de aire acondicionado, Tesis Ing.M,1987,p.35

### 1.2.8. Cantidad de calor.

Se trata de una unidad de energía calorífica necesaria para calentar o enfriar 1 lb. de agua en un 1°F. Esta unidad se la representa en el sistema inglés “Unidad Térmica Británica” (BTU), para lo valores por debajo de 1°F implica que se ha quitado de 1lb. de agua un 1 BTU.

Otros valores más común es el “Sistema Métrico” (Kcal) se lo define como la cantidad calorífica necesaria para calentar o enfriar 1gr. de agua en un 1°C.

Relaciones: 1BTU= 0.2520 Kcal

$$1 \text{ Kcal} = 3.968 \text{ BTU.}$$

### 1.2.9. Calor específico.

El calor específico se lo define como a la cantidad calorífica necesaria para aumentar a una unidad de masa de una sustancia su temperatura en una unidad (°F ó °C).

“Calor específico del gas a 21 °C (70°F) y 101.3 Kpa (1atm), es  $0.241 \left( \frac{\text{BTU}}{\text{Lb} \cdot ^\circ\text{F}} \right)$ .”<sup>5</sup>

### 1.2.10. Calor total necesario

“El aire tiene calor sensible y latente.”<sup>6</sup> Bajo este término, el calor necesario para cambiar su estado deber ser tal que satisfagan las dos condiciones.

---

<sup>5</sup> AGA Gas Handbook: Air, Sweden 1985, p.5.2

<sup>6</sup> ROY.J. DOSSAT, Op Cit , p. 87

### **1.2.10.1. Calor sensible del aire**

Una explicación simple de calor sensible, es la variación de la temperatura del BS de una sustancia cuando se añadio o quitado calor. Esta expresión se puede establecerse en términos de flujo másico de aire y variación de temperatura.

### **1.2.10.2. Calor latente del aire**

“Calor absorbido o cedido al evaporar o condensar la HR del aire sin variación de la temperatura”<sup>7</sup>.

Los experimentos han demostrado que 144 BTU de energía calorífica deben se añadidos a 1 lb. de hielo para convertir en 1 lb. de agua. Durante el cambio de estado de sólido a líquido, la temperatura del BS permaneces constante a 32°F. Sí se desea un cambio de estado, es necesario añadir calor igual al calor latente de vaporización, es decir 180BTU para subir la temperatura del agua a 212°F, en este punto el agua comienza a hervir cambiando a vapor permaneciendo su temperatura constante.

Sin embargo el calor latente permanece constante mientras exista algo de líquido, siendo el único calor latente de agua contenido en el mismo en función de la masa del vapor de agua y del calor latente de vaporización de agua correspondiente a la temperatura de saturación donde la HR comienza a condensarse mediante un proceso de trasferencia de masa; proceso que se explicó en el apartado 2.3.1 denominado temperatura de PR.

---

<sup>7</sup>STOCKER. W.F, Refrigeración y acondicionamiento de aire: Psicrometria,1958 p. 254

Bajo este término, la temperatura punto de rocío no sólo determina la masa sino también el calor latente del vapor de agua contenido en el aire.

#### **1.2.10.3. Calor latente de fusión.**

Cantidad de calor necesario para cambiar una sustancia de estado sólido a estado líquido se expresa en Btu/lb.

#### **1.2.10.4. Calor latente de vaporización.**

Cantidad de calor necesario para cambiar una sustancia de estado líquido al estado gaseoso, se expresa en Btu/lb.

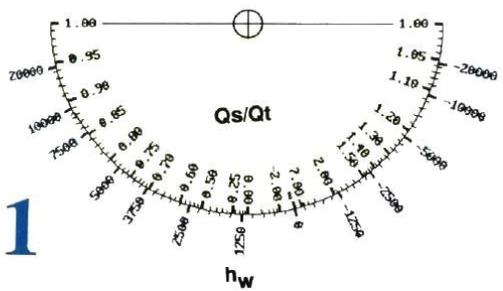
#### **1.2.11. Cartas psicrométricas.**

Las cartas psicrométricas son una representación gráfica que nos ayuda a determinar las propiedades del aire como: humedad relativa (HR), temperatura del BS ( $t_{bs}$ ), relación de humedad (W), Entalpía específica (h), temperatura del BH ( $t_{bh}$ ) y volumen específico (v); “valores que nos permite eliminar una serie de cálculos sin perder la exactitud en los resultado,”<sup>8</sup>

Estas propiedades, se indica en la Fig.1.1 con un rango de  $t_{bs}$  baja: -40 °F hasta 50 °F y  $t_{bs}$  normal: 32 °F hasta 120 °F ilustrada en la Fig. 1.2, ambas cartas están a una elevación de 28000 m snm. Elevación que se encuentra Quito correspondiente a una presión de 10.4 Psia.

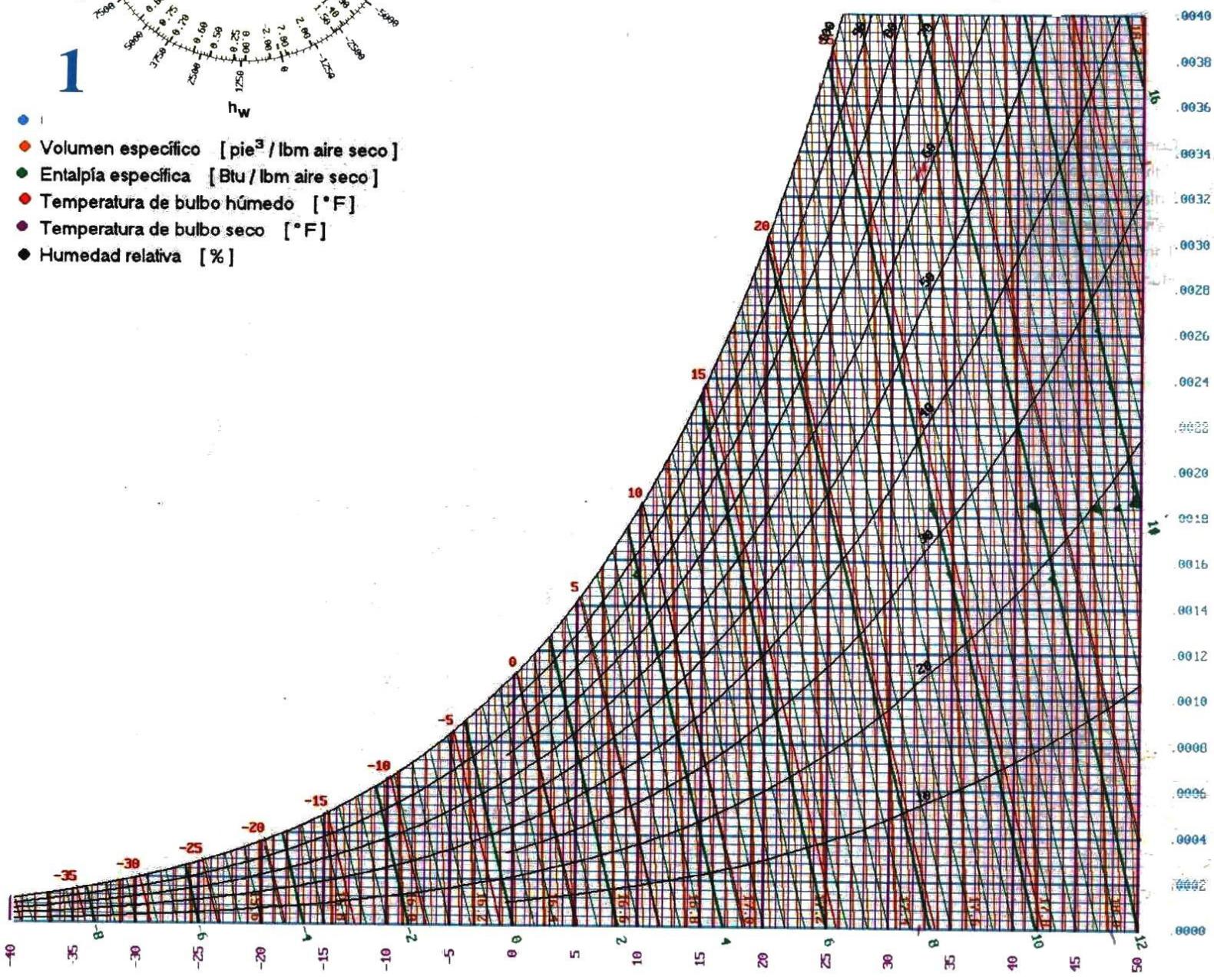
---

<sup>8</sup>ORTEGA, PEÑA, Cartas Psicrométricas, Editorial Imprima, 1996, p.3



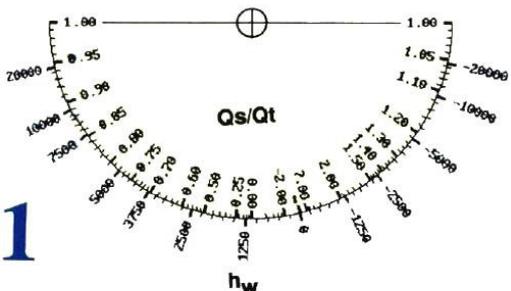
2800 m snm  
T° Baja

- Volumen específico [pie<sup>3</sup> / lbm aire seco]
- Entalpía específica [Btu / lbm aire seco]
- Temperatura de bulbo húmedo [°F]
- Temperatura de bulbo seco [°F]
- Humedad relativa [%]

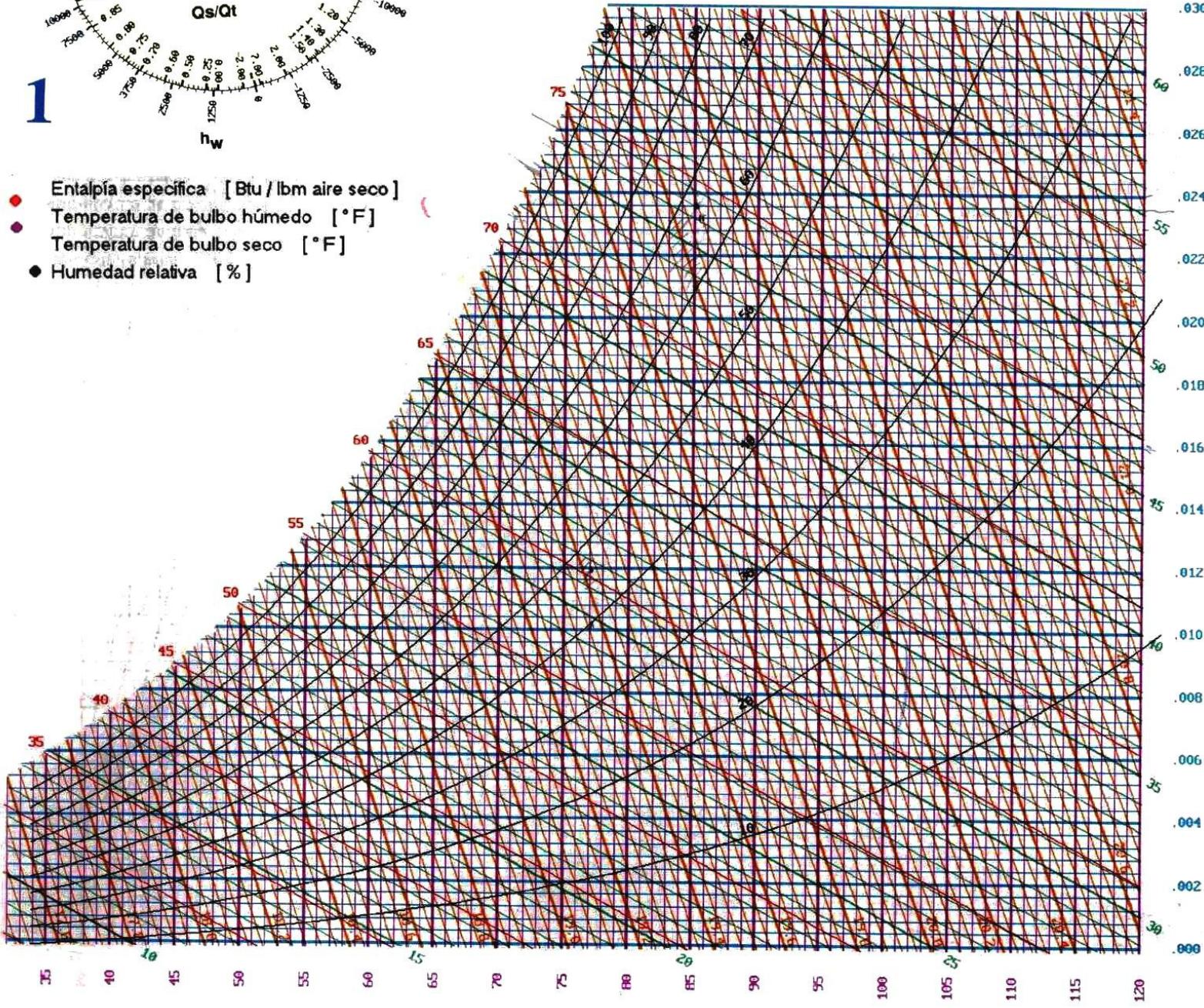


Hki"3030"Ectvc"ruketq o 2vtkec"eqp"wp"tcp i q" fg"vg o rgtcvwtc" fgn"DU" fg"/62àH"c"72àH

Hwgpvg<"QTVG I C."RG § C."Ectvcu"ruketq o 2vtkecu



2800 m snm  
T° Normal



- Entalpía específica [ Btu / lbm aire seco ]
- Temperatura de bulbo húmedo [ °F ]
- Temperatura de bulbo seco [ °F ]
- Humedad relativa [ % ]

Hki0"3040""Ectvc"ruketq o 2vtkec"eqp"wp"tcpiq"fg"vg o rgtevwtc"fgn""DU"fg"54àH"c"342àH

Hwgpvg<"QTVG I C."RG § C."Ectvcu"ruketq o 2vtkecu

### 1.3. PROCESOS PSICROMÉTRICOS

En esta sección se analiza los procesos psicrométricos más importantes a fin de ilustrar las variaciones de las propiedades significativas antes vistas.

#### 1.3.1. Mezcla de aire

En los procesos de acondicionamiento de aire es muy común la mezcla adiabática de dos componentes diferentes. En este caso, la condición de la mezcla se obtendrá mediante un balance masa de aire seco y balance térmico. La Fig.1.3, se indica el proceso psicrométrico de una mezcla adiabática.

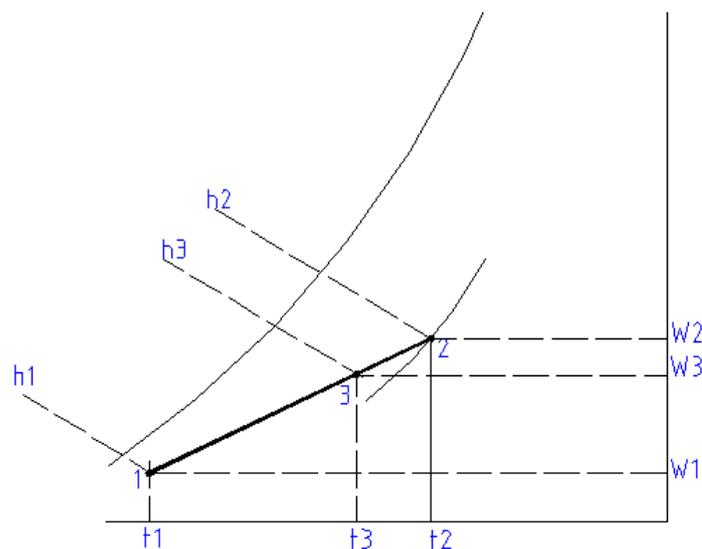


Fig. 1 3. Mezcla adiabática de dos componentes diferentes

Fuente: ASHRAE Handbook Fundamentals, 1972

El punto 1 representa a una X masa de aire con una temperatura del BS ( $T_1$ ) y una relación de humedad ( $W_1$ ), y el punto 2 representa a Y masa de aire a una temperatura del BS ( $T_2$ ) y una relación de humedad ( $W_2$ )

El balance de energía-masa, se tiene las siguientes expresiones:<sup>9</sup>

- El punto 3, es el resultante de la suma de las masas de las dos cantidades de aire:

$$m_3 = m_1 + m_2 \quad (1.7)$$

- La entalpía de la mezcla es la suma de las entalpías de las componentes:

$$m_3 * h_3 = (m_1 * h_1) + (m_2 * h_2) \quad (1.8)$$

$$m_3 * W_3 = (m_1 * W_1) + (m_2 * W_2) \quad (1.9)$$

Eliminando la  $m_3$ , se tiene la siguiente expresión:

$$\frac{h_1 - h_3}{h_3 - h_1} = \frac{W_2 - W_3}{W_3 - W_1} = \frac{m_1}{m_2} \quad (1.10)$$

La Ec. 1.10, ilustra la línea recta de la Fig.1.4, donde la línea 1-3 es proporcional a la cantidad de aire que tiene la condición inicial 2

### 1.3.2. Calentamiento y enfriamiento sensible

El proceso de transferencia de calor, se da al pasar aire no saturado a través de una superficie mojada a una temperatura del BS menor a la del aire. A continuación el aire absorbe calor por conducción hasta una temperatura del BS igual a la de la superficie mojada, suponiendo que todo el aire fresco y mezclado entra en contacto con el serpentín. En el proceso real acorde a la teoría “el aire tratado es una mezcla

---

<sup>9</sup>ROY.J. DOSSAT, Op Cit, p. 95

del aire desviado (no tratado) y aire tratado.”<sup>10</sup> El aire a la salida del serpentín será un punto tal, como el punto 2 de la Fig. 1.4 que está a lo largo de la línea recta 1-2.

La Fig. 1.4 señala el procedimiento de calentamiento y enfriamiento a la entrada y salida del aire sin un proceso de condensación de masa, teniendo las siguientes observaciones<sup>11</sup>:

- La relación de humedad ( $W$ ), es constante, debido a que no se agrega o quita HR del aire. Por lo tanto, el calor latente y consecuentemente la temperatura de PR y masa del aire permanecen constantes.
- La  $t_{bh}$ , aumenta a la salida del serpentín.
- El punto 2, es una relación entre: la cantidad de aire desviado sobre la cantidad total del aire, denominada como factor de desviación (FDD)

$$FDD = \frac{T_3 - T_2}{T_c - T_a} \quad (1.11)$$

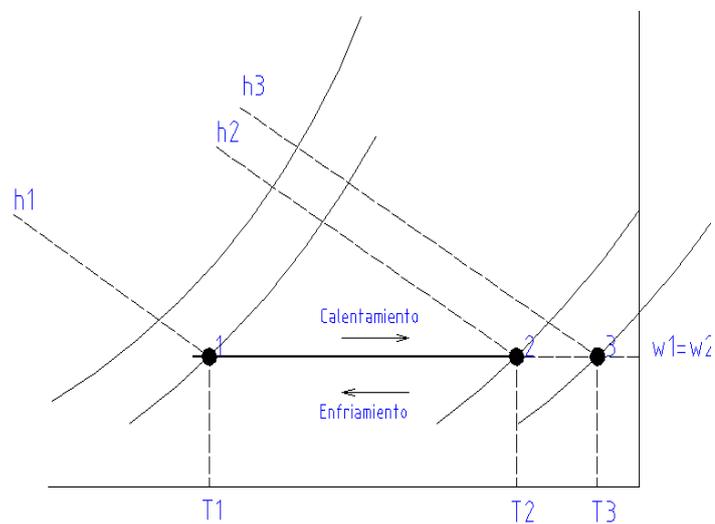


Fig. 1.4. Calentamiento y enfriamiento sensible

Fuente: Roy J Dossat, Principio de la refrigeración

<sup>10</sup>ROY.J. DOSSAT, Op Cit, p. 98

<sup>11</sup>ROY.J. DOSSAT, Ibídem

El balance térmico de la Fig. 1.4 del aire bajo flujo y estado estable se obtiene mediante la Ec. 1.12:

$$m_a * h_2 + q = m_a * h_1 \quad (1.12)$$

Donde:

Q : Cantidad de calor trasferido,  $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr}}\right)$

$m_a$  : Masa del aire húmedo

$h_1, h_2$ : Entalpía del aire en el punto 1 y 2,  $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{Lbm}_a}\right)$

El balance térmico de la Ec. 1.12 se puede expresar como gas ideal a partir del flujo másico del aire y diferencia de temperatura partir de las leyes Charles y Boyle “El volumen de un gas es inversamente proporcional a su presión a una temperatura constante.”<sup>12</sup>. Mediante la Ec. 1.13:

$$Q_s = m_a * cpm * \Delta BS \quad (1.13)$$

Donde:

$Q_s$ : Calor sensible trasferido, Btu

$m_a$ : Flujo másico del aire,  $\left(\frac{\text{Lb}}{\text{hr}}\right)$

cpm: Calor específico de aire húmedo,  $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{Lb} * ^\circ\text{F}}\right)$

$\Delta BS$ : Diferencia de temperatura del Bs inicial y final,  $^\circ\text{F}$

---

<sup>12</sup> AGA, Pérdidas de gases del aire: Manejo de la criogenia, p. 41

El flujo másico del aire puede ser expresado como el producto de la densidad por el flujo volumétrico, con lo que la Ec. 1.14 queda:

$$Q_s = V * \delta_a * \text{cpm} * \Delta BS \quad (1.14)$$

Donde:

V: Flujo volumétrico del aire, CFM

$\delta$ : Densidad del aire,  $\left(\frac{\text{Lb}}{\text{ft}^3}\right)$

“La densidad del gas a 15 °C (59 °F) y 101.3 Kpa (1atm), es  $0.075 \frac{\text{Lb}}{\text{ft}^3}$ .”<sup>13</sup>

### 1.3.3. Enfriamiento y deshumidificación

Ley de Keevil y Lewis<sup>14</sup>, admitiendo el principio de transferencia de calor y de masa. La humedad que se encuentra en el aire-húmedo se condensa a una temperatura de PR menor a ésta, debido a una transferencia de masa teniendo una presión de vapor mayor a la superficie mojada y simultáneamente se produce un proceso de transferencia de calor, transferencia combinada por calor sensible y latente por conducción.

A este proceso se lo denomina “ley de la línea recta” cuando todo el aire húmedo (mezcla de aire: fresco y tratado) está en contacto directo con el serpentín. Estamos de acuerdo con la teoría que sostiene “En un serpentín real, la temperatura de la superficie no es uniforme.”<sup>15</sup> y sin considerar el FDD. El proceso real del aire a la

---

<sup>13</sup> AGA Gas Handbook, Ibídem

<sup>14</sup> KEEVIL, C.S., W.K.LEWIS: Dsehumidification of air, Ind. Eng. Chem, vol. 20, no. 10p. 10.058, 1928

<sup>15</sup>STOCKER. W.F, Op Cit, p.282

salida del serpentín varía considerablemente dependiendo del tipo del fluido y de la superficie. En la Fig.1.5 se indica un esquema de enfriamiento y deshumidificación obteniendo una relación de energía y masa en términos de estado inicial y final, se indica en la Ec. 1.16:

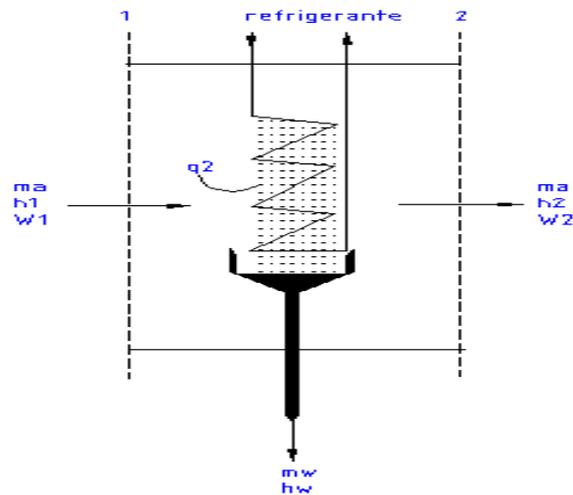


Fig. 1.5. Proceso de enfriamiento y deshumidificación

Fuente: ASHRAE Handbook- Fundamentals, 1972

$$m_a * h_1 = m_a * h_2 + q_2 + m_w + h_{w2}$$

$$m_a * W_1 = m_a * W_2 + m_w$$

$$\text{así, } m_w = m_a * (W_1 - W_2) \quad (1.15)$$

$$\text{donde, } q_2 = m_a [(h_1 - h_2) - (W_1 - W_2)h_{w2}] \quad (1.16)$$

Donde:

$W_1$  y  $W_2$  : Relación de humedad en el punto 1 y 2,  $\left(\frac{\text{Lbm}_v}{\text{Lbm}_a}\right)$

$h$  : Entalpía específica del aire en el punto 1 y 2,  $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{Lbm}_a}\right)$

$h_w$  : Entalpía del líquido saturado,  $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{Lbm}_a}\right)$

La Fig. 1.6 se indica el proceso en la carta psicrométrica donde la Ec. 1.16 considerando como gas ideal, se obtiene la siguiente relación 1.17:

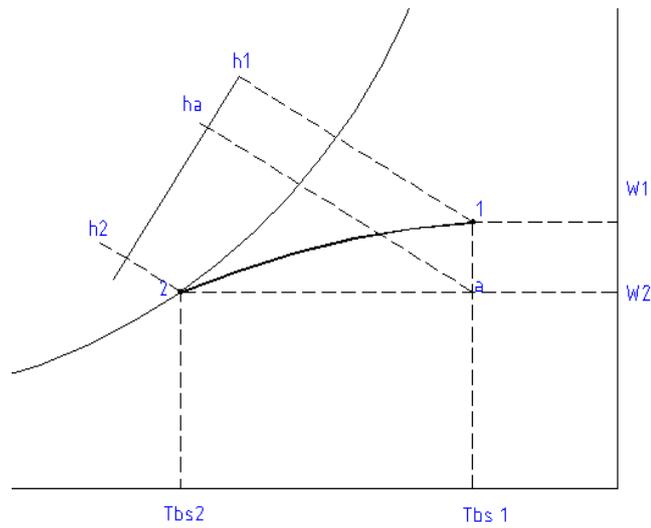


Fig. 1. 6. Enfriamiento y deshumidificación simultánea

Fuente: ASHRAE Handbook Fundamentals, 1972.

$$Q_l = m_a * h_{fg} * \Delta W \quad (1.17)$$

Donde:

$h_{fg}$  : Calor latente del agua, (Btu/Lb)

A la relación de la Ec. 1.17 y 1.21  $\frac{Q_s}{Q_l}$ , se lo denomina factor de calor sensible del serpentín (FCSS)

$$FCSS = \frac{Q_s}{Q_T} = \frac{Q_s}{Q_s + Q_L} \quad (1.22)$$

## 1.4. CONFORT

Con definición general, “Condición de la mente que expresa la satisfacción con el ambiente termal”.<sup>16</sup>

Es un proceso cognoscitivo, que implica procesos fisiológicos, físicos. Dentro de estos parámetros el cuerpo humano posee mecanismo complejos que nos protegen y regulan el calor corporal a partir de una transferencia de calor y masa (convección, conducción, radiación y evaporación), manteniendo un equilibrio térmico del cuerpo con el medio ambiente en condiciones aceptables.

A base de experimentación, tanto los hombres como las mujeres prefieren los mismos ambientes termales, donde la adaptación se da según las condiciones climáticas del lugar estas son: temperatura del BS, HR, temperatura media radiante, velocidad del viento, calentamiento de la superficie de la tierra por radiación solar. Otros factores fisiológicos son: la edad, sexo, actividad metabólica (met) y la vestimenta (clo).

### 1.4.1. Balance energético

Dentro de los mecanismos esta la piel. Está compuesta por diferentes capas que se componen: (1) epidermis, (2) dermis, y (3) Hipodermis; en la Fig.1.7 se indica el intercambio de calor del cuerpo con el medio ambiente.

A medida que hay un cambio de temperatura en el cuerpo, “37°C lo normal”<sup>17</sup>, se produce una disipación o una conservación de calor a través de las capas mencionadas. Estas son:

---

<sup>16</sup> ASHRAE Handbook-fundamentals: Thermal comfort, 2009, p.9.2.

- 1) La disipación de calor se produce cuando el medio exterior hace calor. Para contrarrestar esto, aumenta el flujo sanguíneo a través de los vasos, estos se dilatan, favoreciendo la pérdida de calor; al mismo tiempo las glándulas sudoríparas secretan sudor. A este proceso se le denomina vasodilatación, “aumentado de 1.7 ml en comodidad de reclinación a 25 ml en el calor extremo”<sup>18</sup> regulando la temperatura interna, dentro de los procesos aceptables.
- 2) Cuando el medio exterior es frío o aumenta la velocidad del aire, los vasos sanguíneos se contraen reduciendo la pérdida de calor. Sí que hay una pérdida excesiva de calor, el aumento de calor por tensión muscular es otro proceso fisiológico. Mientras estas reacciones son suficientes para satisfacer la creciente tasa de pérdida de calor al medio ambiente.
- 3) Hay transferencia de masa en los fenómenos de evaporación y respiración cuando el aumento en el flujo sanguíneo no es capaz de equilibrar la pérdida de calor, estableciendo la segunda línea de defensa del cuerpo humano para mantener el bienestar térmico en condiciones aceptables.

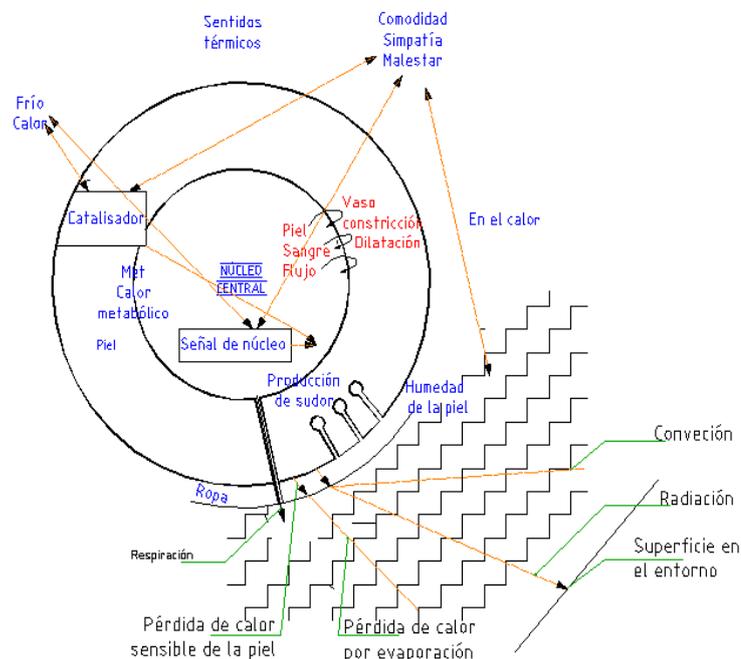


Fig. 1. 7. Intercambio de calor del cuerpo humano con el medio ambiente

Fuente: ASHRAE Handbook- Fundamentals, 1972.

<sup>17</sup>STOCKER. W.F, Op Cit, p.282

<sup>18</sup>ASHRAE Handbook Fundamentals, Ibídem

#### 1.4.1.1. Magnitud de temperatura del BS, HR y velocidad del viento

A causa del gradiente de temperatura entre un espacio ocupado y el aire exterior, son distintas entre sí. Los componentes climáticos entre ellos, está compuesto de la temperatura, humedad, velocidad del viento y temperatura efectiva.

La temperatura efectiva, sólo cubre el complejo concepto fisiológico de sensación de calor en determinadas circunstancias y parámetros tanto en invierno como en verano<sup>19</sup>, se ilustra en la tabla 1.5.

- Aire prácticamente en reposo
- Actividad metabólica media.
- Humedad relativa comprendida entre 30 y 75%

Época	Temperatura efectiva (°C)	H %	Velocidad del viento (m/s)	PMV
Invierno	20 -23.5	40- 80	0.18- 24	-0.5
Verano	23.5- 26	40- 60	0.15-0.12	0.5

Tabla 1. 1. Parámetros de condiciones climáticos, dentro del confort

Fuente: ASHRAE Handbook- Fundamentals, 2009.

---

<sup>19</sup> ASHRAE, Op Cit, p.9.18

## **CAPÍTULO II**

### **SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE-VENTILACIÓN Y CARGAS TÉRMICAS**

#### **2.1. INTRODUCCIÓN**

En la primera parte del capítulo se tratará el método de enfriamiento de aire, analizando los dispositivos necesarios que se distinguen para la preparación del aire y para la regulación automática de la temperatura del BS y HR, una vez seleccionado uno de ellos se hace un estudio del funcionamiento teórico y materiales, etc.

El enfoque de la segunda parte del capítulo es el procedimiento para la determinación de la tasa máxima de transferencia de energía de enfriamiento necesario en cualquier punto del tiempo, energía que es la base principal de diseño para el sistema de acondicionamiento de aire y la tasa de consumo de energía. Los elementos comunes para el cálculo de las cargas térmicas, tales como: cargas internas, externas e infiltraciones de aire, se hará un estudio teórico y el procedimiento matemático mediante el método de serie de tiempo radiante (RTS) y serie de tiempo por conducción (CTS) establecido por la norma ASHRAE.

#### **2.2. SISTEMA DE LA CÁMARA ACONDICIONADORA DE AIRE**

##### **2.2.1. Componentes de un sistema de acondicionamiento de aire**

En la central acondicionadora de aire posee dispositivos necesarios para el transporte, preparación del aire y para la regulación automática de la temperatura del BS, HR y velocidad del viento.

En la Fig.2.1 se indica los dispositivos principales empleados como constituyente de este sistema son:

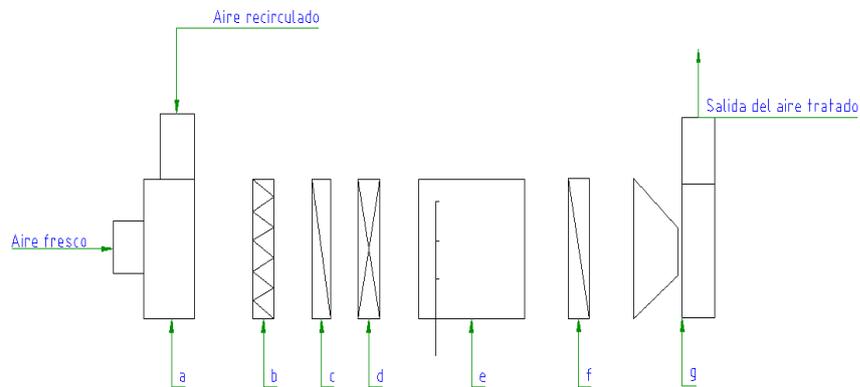


Fig. 2. 1. Esquema de un sistema de una cámara acondicionadora de aire.

Fuente: RIETSHEJD, H, Tratado de calefacción, ventilación y acondicionamiento.

- 1) Sección de cámara de mezcla (a)
- 2) Sistema de filtrado de aire (b)
- 3) Sección de calentamiento y humidificación (c, e y f)
- 4) Sección de enfriamiento y deshumidificación ( d y e)
- 5) Sistema de circulación (g)

En la sección 1 y 2, está en función de la estación del año: invierno o verano, las diferentes secciones se dispondrán a lo largo del conducto.

### 2.3. SECCIÓN DE CÁMARA DE MEZCLA

La función es mezclar aire fresco y recirculado (aire tratado) para conseguir un efecto menor que la simple suma de sus efectos independientes denominado efecto antagónico. La cantidad de aire mezclado que maneja en la cámara, es todo el balance energía-masa que puede conseguir la proporción deseada de ambas clases de aire.

## 2.4. SECCIÓN DE FILTRADO DE AIRE

La protección efectiva del equipo central y del aire en el interior del espacio acondicionado, se logra mediante la eliminación o reducción de partículas sólidas o gases del aire de mezcla. En el caso específico de las partículas sólidas es necesario utilizar filtros que a partir de la resistencia que ésta presenta contra la corriente de aire y del tamaño y distribución de las fibras se tendrá un mayor porcentaje de retención de la materia sólida.

Los filtros se describen a continuación, haciéndose énfasis en su estructura así como en su aplicación<sup>20</sup>:

- **Filtros viscosos.**-La purificación del aire se efectúa debido a la resistencia constante del filtro a la corriente de aire con una velocidad de 90 m/min. Con este sistema las partículas contaminantes quedan adheridas a la cortina del filtro revestida de sustancia como: aceite o grasa, con un 65 % al 85 % de materia sólida mayor a 10 micras.
- **Filtros secos.**-Aquí el porcentaje de materia sólida eliminada es de 85 % al 95 % menor a una micra, debido a que la resistencia de la cortina del filtro es más tupida con velocidades menores conjuntamente, el tamaño de las fibras y distribución son más pequeños.

## 2.5. ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACIÓN DEL AIRE

### 2.5.1. Sistema refrigerante

El enfriamiento y deshumidificación del aire de mezcla se logra a través de un sistema refrigerante, cuyo diagrama de flujo se representa en la Fig.2.2.

---

<sup>20</sup>CARRIER, Manual de aire acondicionado: Filtros, Ed Marcombo, Barcelona-España 2009, p. VI-39 y VI-40

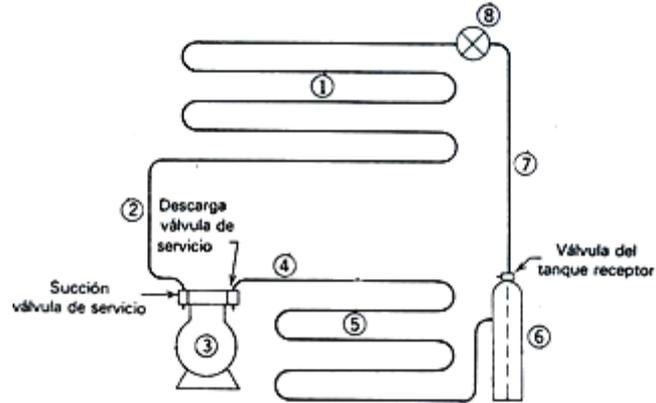


Fig. 2. 2. Diagrama de flujo de un sistema compresión-vapor simple

Fuente: ROY.J. DOSSAT, Principio de la refrigeración

- 1) Evaporador
- 2) Tubería de succión
- 3) Compresor
- 4) Tubo de descarga
- 5) Condensador
- 6) Tanque receptor
- 7) Tubería de líquido
- 8) Control de flujo de refrigerante

El enfriamiento del aire se logra al pasar sobre una superficie cuya temperatura del BS es menor a la del aire de mezcla. Ésta absorbe calor sensible del aire y latente por condensación a través de una sustancia llamado refrigerante.

Éste toma el calor por transferencia de calor desde la superficie de la tubería de cobre hacia el refrigerante vaporizante a una temperatura y presión baja y se convierte en gas o vapor. Luego fluye por la tubería de succión con las condiciones del evaporador hasta la entrada de succión del condensador, donde la temperatura y presión del refrigerante es comprimido hasta un punto de condensación. En el condensador el calor es eliminado por transferencia de calor del vapor refrigerado

caliente hacia el medio condensante, y el vapor refrigerado caliente se convierte en líquido refrigerante y luego fluye hacia el tanque receptor. Desde el tanque receptor fluye líquido refrigerante hasta la válvula de control iniciando un nuevo ciclo.

En el sistema refrigerante se puede dividir en dos secciones, representada en la tabla 2.1, estas son:

<b>Lado de alta/Descarga</b>	<b>Lado de baja/ Succión</b>
Compresor Condensador Tanque receptor Tubería de líquido	Evaporador Tubería de succión Válvula de servicio en la sección del compresor

Tabla 2. 1. División del sistema refrigerante

Fuente: ROY.J. DOSSAT, Principio de la refrigeración

Elaboración: Propia

## **2.5.2. Refrigerante**

Teniendo en cuenta el diagrama de flujo de la Fig. 2.2. refrigerante se define como el cambio de estado o condición de una sustancia usada para trasferir calor en un sistema refrigerante.

### **2.5.2.1. Propiedades físicas**

Dentro del sistema de refrigeración para acondicionamiento de aire los refrigerantes más usados son: (1) freón: R-22, R-12, R-134a, R152a, R410a; y (2) amoniaco.

### 2.5.2.2. Ciclo refrigerante

La mayoría del calor que se maneja en un sistema de refrigeración está relacionado con el calor latente: vaporización, condensación y una parte el calor sensible rechazado en el condensador. Este calor produce una serie de cambios al estado y condiciones del refrigerante, llamado proceso; al pasar por una serie de procesos este regresa a su estado inicial, iniciando un nuevo ciclo.

En la Fig.2.3 se indica el análisis del ciclo refrigerante R-12 mediante el diagrama presión entropía (ph), donde se tiene una serie de procesos representada en la tabla 2.2.

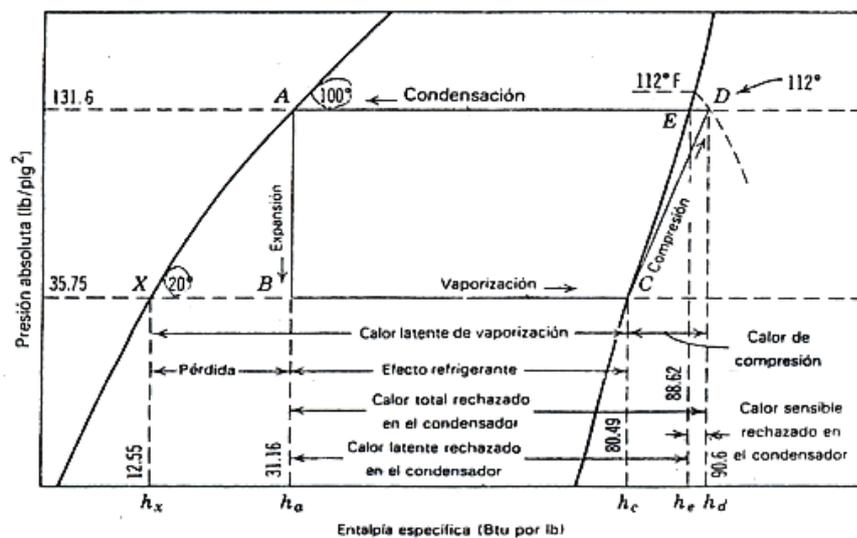


Fig. 2. 3.Diagrama presión-entalpía de un ciclo saturado-simple

Fuente: ROY.J. DOSSAT, Principio de la refrigeración

	<b>Proceso</b>		<b>Lugar donde se realiza el proceso</b>
A-B	Expansión	Isentrópica	Válvula de control
B-C	Evaporación	Isobárica	Evaporador
C-D	Compresión	Isentrópico	Compresor
D-A	Condensación	Isobárico	Condensador

Tabla 2. 2. Procesos en un sistema refrigerante

Fuente: ROY.J. DOSSAT, Principio de la refrigeración

### 2.5.2.3. **Características importantes para la elección de un refrigerante**

Las más importantes son:

- a) El refrigerante deberá ser volátil, o capaz de ser evaporado.
- b) El calor latente de vaporización deberá ser alto, de tal manera que la circulación de una mínima cantidad de refrigerante permita obtener los resultados deseados.
- c) La seguridad de uso bajo condiciones de operación es importante, los refrigerantes deberán ser incombustibles y no explosivos.
- d) El refrigerante deberá ser inofensivo para las personas y deberá tener un olor para notar su presencia. Las pérdidas deberán ser detectadas por pruebas simples.
- e) El costo del refrigerante deberá ser razonable.
- f) El refrigerante deberá ser estable, sin tendencias a separarse en sus componentes bajo condiciones de operación.
- g) No deberá tener efecto de ataque sobre los metales o lubricantes usados en compresores u otros componentes del sistema.
- h) Razonable presión de evaporación y de condensación
- i) Deberá producir la mayor refrigeración posible para un volumen dado de vapor manejado por el compresor.
- j) Una mínima cantidad de potencia deberá ser necesaria para comprimirlo a la temperatura de condensación.
- k) La temperatura crítica deberá estar sobre la temperatura de condensación.

## **2.6. SISTEMA DE CIRCULACIÓN**

### **2.6.1. Ductos**

El movimiento del aire, a una velocidad y presión de elevación total; se consigue por medio de una distribución adecuada de ductos instalada dentro del espacio. La

condición para que se cumpla una mayor eficiencia, se tiene que determinar por los siguientes factores, estos son:

- a) Nivel de ruido, está en función con la velocidad interna del ducto.
- b) Acorde al teorema de Bernoulli. La presión de elevación total de un fluido puede expresarse por la suma algebraica de la presión estática y dinámica, estas dos presiones definen como:
  - “Presión estática, es la presión que ejerce sobre la pared del conducto un fluido que circula paralelamente a ella.”<sup>21</sup>
  - Presión dinámica, es la presión de elevación máxima de presión que se presenta en una corriente de fluido al centro de un obstáculo, y equivale a la presión necesario para la aceleración del fluido partiendo del reposo hasta la velocidad que posee en el momento considerado<sup>22</sup>

### 2.6.2. Diseño

Depende del tramo del conducto, la pérdida de carga total en el interior se debe tomar en cuantas factores como: (1) distribución del ducto en el espacio acondicionado,(2) velocidad interna del ducto, (3) rugosidad del material, (4) diámetro del ducto, y (5) presión de elevación total.

Debido a que no siempre la velocidad y el diámetro en un tramo no es constante por cambios de áreas y dirección de flujo de aire. En la tabla del anexo A, se obtiene el tamaño sobre la base de igualdad de flujo, resistencia y tamaño de conductos rectangulares y circulares. Esta relación está dada por la Ec. 2.1:

$$D_e = \frac{1.55 * (ab)^{0.625}}{(a + b)^{0.0250}} = 1.30 * \sqrt[8]{\frac{(ab)^5}{(a + b)^2}} \quad (2.1)$$

---

<sup>21</sup> RIETSHEJD, H. Tratado de calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire: Circulación de fluidos, 2<sup>da</sup> Edición, Barcelona – España 1965, p. 551

<sup>22</sup> RIETSHEJD, H, Ibidem

Donde:

$D_e$ : Diámetro equivalente del conducto, pulg.

$ab$ : Longitud de los lados del ducto, pulg.

### 2.6.2.1. Presión estática

Si se midiera el desplazamiento de velocidad en el interior del ducto sería muy similar a la Fig.2.4. Se puede observar que la velocidad del aire es más alta en el centro del ducto y cae rápidamente cerca de los lados del conducto.

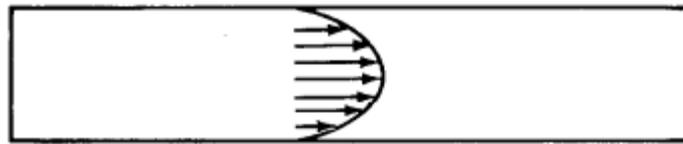


Fig. 2. 4.Distribución de la velocidad de flujo de aire dentro de un conducto

Fuente: Naval facilities Engineering Command: Maintenance and operations of ventilation systems, Volume 3, 1989

La uniformidad de desplazamiento de velocidad en el interior del conducto esta dado por la presión de rozamiento, esta se obtiene a partir de la Ec. 2.2.

$$\Delta p_f = \frac{12fL}{D_h} * p_v \quad (2.2)$$

$$p_v = \rho * \left(\frac{V}{1097}\right)^2 \quad (2.3a)$$

$$\text{aire estandar} \quad p_v = \left(\frac{V}{4005}\right)^2 \quad (2.3b)$$

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (2.4)$$

$$f = \frac{0.25}{\left[ \log \left( \frac{1}{3.7 \frac{D_h}{\epsilon}} + \frac{5.74}{N_r^{0.9}} \right) \right]^2} \quad (2.5)$$

$$Re = \frac{D_h * V}{720 * \nu} \quad (2.6)$$

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (2.7)$$

Donde:

- f : Factor de fricción, dimensional
- L : Longitud del ducto, pulg.
- P : Densidad, (lb<sub>m</sub>/ft<sup>3</sup>)
- D<sub>h</sub> : Diámetro hidráulico, pulg.
- Re : Número de Reynolds
- ε : Factor de rugosidad absoluta del material, ft [Anexo B]
- ν : Viscosidad cinemática, (ft<sup>2</sup>/seg)
- η : Viscosidad dinámica, (lb – s/pie<sup>2</sup>)
- H : Viscosidad dinámica, (lb \* seg/ft<sup>2</sup>)
- P : Perímetro de la sección transversal, pulg.
- A : Área del ducto, in<sup>2</sup>
- p<sub>v</sub>: Presión de velocidad, pulg. H<sub>2</sub>O
- 1097: Factor de conversión, pulg. H<sub>2</sub>O
- V : Velocidad media del fluido, fpm

En la figura del anexo C, contiene los valores de presión estática para ductos circulares, según los resultados obtenidos de velocidad y diámetro del ducto. Las cartas de fricción permiten el análisis de datos de presión de aire y procesos facilitándose la solución de muchos problemas prácticos relacionados a las dimensiones del conducto.

### 2.6.2.2. Presión dinámica

El suministro de aire efectivo contra el centro de un obstáculo se logra sólo mediante el análisis de: (1) cambios de dirección del aire, y (2) cambios de áreas de la sección transversal del ducto, donde el desplazamiento de velocidad a la salida del codo es muy similar a la Fig.2.5. El desplazamiento en el tramo donde se produce un desvío de dirección de aire, produce una pérdida de presión total proporcional a la presión dinámica que es mayor al tramo uniforme equivalente al eje de curva.

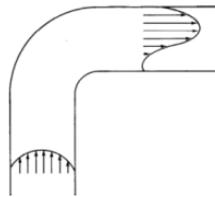


Fig. 2. 5. Desigual distribución de la velocidad después de una vuelta en un conducto

Fuente: Naval facilities Engineering Command: Maintenance and operations of ventilation systems, Volume 3, 1989.

El desplazamiento de velocidad a la entrada de un tramo del ducto donde se produce un cambio de área, se obtiene a partir de la Ec. 2.8.

$$\Delta_{pf} = C * p_v \quad (2.8)$$

Donde:

C : Coeficiente de fricción, a dimensional,[Anexo D]

$p_v$  : Presión de velocidad, in H<sub>2</sub>O.

$\Delta_{pf}$ : Pérdida total de la presión hidráulica en conexiones de conductos, pulg.  
H<sub>2</sub>O

### 2.6.2.3. Caudal

La cantidad de flujo de aire (Cfm), en el interior del ducto vendrá determinado por la velocidad, que describe la rapidez con la que una cantidad de aire esta en movimiento, en pies por minuto (Fpm). La relación general entre velocidad y caudal es:

$$V = \frac{Q}{A} \quad (2.9)$$

Donde:

Q: Caudal del aire, Cfm

V: Es la Velocidad media del fluido, Fpm

A: Área de sección transversal del conducto, ft<sup>2</sup>

Debido a que el caudal vendrá determinado por la velocidad. En la tabla 2.3, se tiene las velocidades máximas recomendadas. Para sistemas de baja velocidad en función del nivel de ruido y a su aplicación el caudal vendrá determinada por la velocidad de la tabla 2.4.

<b>CFM Llevado por el conducto</b>	<b>Velocidad máxima, Fpm</b>
60,000 a 40,000	6,000
40,000 a 25,000	5,000
25,000 a 15,000	4,500
15,000 a 10,000	4,000
10,000 a 6,000	3,500
6,000 a 3,000	3,000
3,000 a 1,000	2,500

Tabla 2. 3. Velocidad máxima recomendada por conducto de alta velocidad

Fuente:ASHRAE Handbook Fundamentals, 1972

Designación	Velocidades recomendadas , Fpm		
	Residencial	Escuelas, teatros, construcciones públicas	Edificios industriales
Toma de aire exterior	500	500	500
Filtros	250	300	350
Serpentín de calefacción	450	500	600
Serpentín de enfriamiento	450	500	600
Air Washers	500	500	500
Salidas del ventilador	1000-1600	1300-2000	1600-2400
Conducto principal	700-900	1000-1300	1200-1800
Ramales	600	600-900	800-1000
Elevaciones de ramales	500	600-700	800
Velocidades Max., Fpm			
Toma de aire exterior	800	900	1200
Filtros	300	350	350
Serpentín de calefacción	500	600	700
Serpentín de enfriamiento	450	500	600
Air Washers	500	500	500
Salidas del ventilador	1700	1500-2200	1700-2800
Conducto principal	800-1200	1100-1600	1300-2200
Ramales	700-1000	800-1300	1000-1800
Elevaciones de ramales	650-800	800-1200	1000-1600

Tabla 2. 4. Velocidades máximas recomendadas para sistemas de baja velocidad (Fpm)

Fuente: ASHRAE Handbook Fundamentals, 1972

### 2.6.3. Ventiladores

El ventilador es parte del sistema donde desplaza el aire a través de la pared de un conducto en movimiento rectilínea ejerciendo una presión sobre esta, eventualmente, acelerando para aumentar su velocidad frente al centro de un obstáculo. En los Sistemas de ventilación industrial, publicado por la Conferencia América de higiene industrial gubernamental. El objetivo es: (1) control de las concentraciones en el aire, polvo, vapores, y (2) control de las partículas tóxicas, gases y vapores para mantener los niveles de exposición por debajo del valor umbral

### 2.6.3.1. Tipos de ventiladores

1) **Axiales.-** La corriente de aire se mueve axialmente en la dirección del rodete. Los ventiladores axiales se clasifican, a su vez, en ventiladores de hélice, tubo axial y con aletas directrices. Al no existir el vector de la velocidad periférica del rodete, el aumento de la presión estática, es menor que en los rodetes centrífugos.

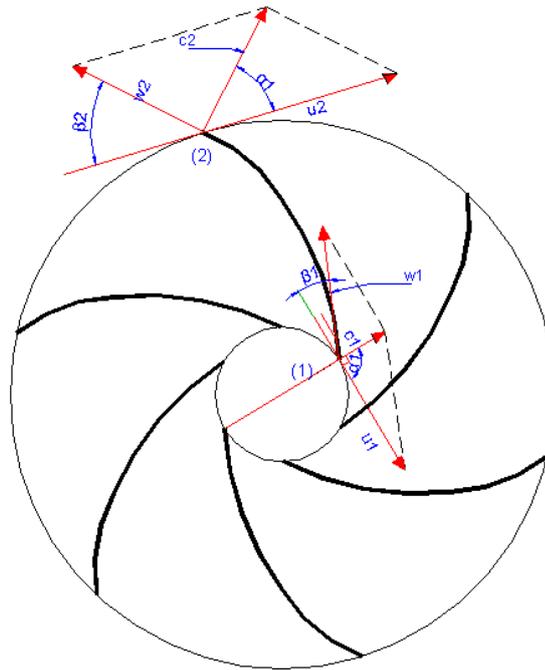


Fig. 2. 6.Paralelogramo de velocidades para un rodete con álabes curvados hacia atrás

Fuente: Mc Cabe/ Smith, Operaciones básicas de Ingeniería Química

2) **Centrífugos.-**La dirección general de flujo de aire se mueve perpendicular el eje de rotación. Los ventiladores centrífugos se clasifican, a su vez, por la forma de sus álabes, pudiendo ser curvados hacia atrás, hacia adelante y radial.

En el Fig.2.6 se indica el paralelogramo de velocidades para un rodete con alabes curvados hacia atrás, tanto a la entrada como a la salida de la corriente de un fluido.

En La Fig.2.6, se puede obtener las siguientes observaciones<sup>23</sup>:

- a) La corriente de aire es impulsado por la fuerza centrífuga desde la entrada del rodete con una velocidad( $u_1$ ), y a la salida del rodete, con una velocidad( $u_2$ ), con una dirección tangencial al álabe y perpendicular al eje de rotación. La velocidad periférica ( $u$ ) varía linealmente con el número de revoluciones del motor aumentando la presión estática.
- b) El trabajo realizado por la velocidad del fluido referida a las paletas ( $w$ ) y de la velocidad periférica del rodete impulsado por la fuerza centrífuga ( $u$ ), la resultante es el aumento de la energía cinética durante la aceleración en el interior del rodete. Una vez alcanzado la energía cinética, partiendo desde el reposo hasta la velocidad que posee en el momento considerado, permanece constante salvo que cambie su velocidad.

### **2.6.3.2. Elección de los ventiladores**

Una alta velocidad periférica en el interior del rodete y pérdidas de presiones ocasionan un aumento del ruido en el ventilador y en la distribución del conducto donde caudal de fluido se mueve paralelamente a ella. El ruido en estas zonas lleva como resultado:

- a) El caudal de aire es superior o inferior que el necesario en las condiciones de proyecto afectando a las condiciones psicrométricas del aire.
- b) La energía sonora producida dentro de la zona acondicionada puede dar una sensación de molestia.
- c) Una velocidad muy alta requiere conductos más pequeños, y por lo tanto menor coste, pero en cambio los gastos de explotación serán mayores y posiblemente hará falta un ventilador mayor con un motor más potente, e inversamente.<sup>24</sup>

---

<sup>23</sup>RIETSHEJD, H, Op. Cit, p. 569

<sup>24</sup>CARRIER, Op Cit., II-35

## 2.7. CARGAS TÉRMICAS

“La velocidad a la cual deba ser el calor eliminado de un espacio o material refrigerado a fin de producir y mantener las condiciones deseadas de temperatura”.<sup>25</sup>

Para el análisis del calor eliminado en el espacio es muy compleja, ya que se tiene que considerar:

- a) Georeferenciación del proyecto
- b) Estructura de los cerramientos determinando su característica física
- c) Estado en un determinado momento, en el límite de la atmósfera, como consecuencia de los elementos meteorológicos, tales como: temperatura del BS, HR, radiación solar, velocidad y dirección del viento, nubosidad, precipitación, heliofanía y PR.

Para el cálculo de cargas térmicas. Se realizará el análisis para las cargas durante el verano ya que se encuentran las condiciones extremas para obtener las dimensiones de la instalación. Bajo esta condición, las fuentes de ganancia de calor, estas son<sup>26</sup>:

- a) Cargas de enfriamiento externas:
  - Radiación y conducción sensible a través de paredes y techo, conducción sensible a través de las particiones, donde el cerramiento no está siendo afectado por el sol.
- b) Cargas de enfriamiento internas:
  - Ocupantes ( Sensible y latente)
  - Iluminación ( Sensible)
  - Motores ( Sensible)
  - Equipos electrodomésticos ( Sensible y latente)
  - Infiltraciones ( Sensible y latente)

---

<sup>25</sup> ROY.J. DOSSAT, Principios de refrigeración: Refrigeración y el sistema de compresión del vapor, p.109

<sup>26</sup> CARRIER, Op. Cit , p. I3-I5

## 2.7.1. Evaluación de variables con el tiempo

### 2.7.1.1. Temperatura aire- sol

En los Estados Unidos, se introdujo una nueva magnitud, la temperatura aire-sol. Como definición,<sup>27</sup> es una temperatura ficticia del aire exterior, para la cual la pared del local situada a la sombra tomaría la misma temperatura superficial en la cara exterior que la pared sometida a la radiación solar.<sup>27</sup>

Con una intensidad de radiación solar  $E_t$  y una temperatura exterior  $t_o$ , se deduce la siguiente relación para la temperatura aire -sol:

$$t_e = t_o + \frac{\alpha E_t}{h_o} - \frac{\epsilon \Delta R}{h_o} \quad (2.10)$$

Donde:

$t_e$ : Temperatura sol-aire, °F

$t_o$ : Temperatura del aire exterior, ° F

$\alpha$ : Absortancia de la superficie para la radiación solar

$E_t$ : Radiación solar total incidente en una superficie  $\left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2} \right)$

$h_o$ : Coeficiente de transferencia de calor para radiación de onda larga y convección hacia la superficie exterior de una superficie  $\left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}} \right)$

$\epsilon$ : Emitancia hemisférica de la superficie

$\Delta R$ : Diferencia entre la radiación de onda larga incidente en la superficie desde el exterior, y la emitida por un cuerpo negro a la temperatura del aire

---

<sup>27</sup> RIETSHEJD, H, Op. Cit, p. 695

### 2.7.1.2. Temperatura del BS externa

La temperatura del BS en el exterior a lo largo del día se comporta en forma solenoide, por el aumento de radiación solar a la tierra donde la transferencia de energía (conducción y convección) tiene lugar al absorber calor sensible las capas de aire en contacto con ella, “con un valor máximo a las 15h. Solares y con un mínimo a la hora de salida del sol”.<sup>28</sup> Como consecuencia de la amplitud térmica a lo largo del día, la temperatura externa, debe corregirse para una normalización en función del mes y la fracción diaria de temperatura en el transcurso del día. En función del mes considerado la temperatura externa, se realiza mediante la siguiente relación:

$$t_o = DB - (MCDBR * f) \quad (2.11)$$

Donde:

- $t_o$ : Temperatura del aire exterior, °F
- DB: Temperatura de diseño de bulbo seco, °F
- MCDBR: Rango de temperatura principal coincidente del bulbo seco, dimensional [Anexo E]
- f : Rango de fracción diaria de temperatura, dimensional [Tabla (2.5)]

Tiempo, hr	Fracción	Tiempo, hr	Fracción	Tiempo, hr	Fracción
1	0,88	9	0,55	17	0,14
2	0,92	10	0,38	18	0,24
3	0,95	11	0,23	19	0,39
4	0,98	12	0,13	20	0,5
5	1	13	0,05	21	0,59
6	0,98	14	0	22	0,68
7	0,91	15	0	23	0,75
8	0,74	16	0,06	24	0,82

Tabla 2. 5. Rango de fracción diaria de temperatura

Fuente: ASHRAE Handbook Fundamentals, 2009

<sup>28</sup>PINAZO Jose, Temperaturas equivalentes en paredes típicas de construcción Española,

### 2.7.1.3. Radiación solar

A base de experimentación, la energía liberada por el sol es transmitida por radiación solar que cae sobre una superficie perpendicular a la dirección de los rayos solares, denominada constante solar o extraterrestre, es menor al límite de la atmósfera.

La pérdida de energía en límite superior de la atmosfera lleva como resultado a que la radiación solar incidente en la superficie terrestre sea sugestiva a variaciones como<sup>29</sup>: (1) distancia de la tierra al sol; (2) Reflexión difusa de los rayos solares en todas las direcciones producidos por moléculas de aire, vapor de agua y polvo; y (3) absorción de los rayos solares por O<sub>2</sub>, O<sub>3</sub>, y CO<sub>2</sub> de una determinada longitud de onda.

#### 2.7.1.3.1. Tiempo solar

Valores como: georeferenciación del lugar, día del año y hora día del año, permita la posición reflejada en los valores de radiación extraterrestre. Es de especificar que la posición del sol en todos los ángulos solares es la hora solar aparentes (AST). Bajo esta condición, se debe realizar correcciones a la hora local estándar (LST). En primer lugar, diferencia entre longitud y el meridiano local estándar (LSM). El segundo, es la Ec. del tiempo, “toma en cuenta las diferentes perturbaciones en la órbita de la tierra y la velocidad de rotación a la vez que el sol parece cruzar el meridiano del observador”.<sup>30</sup> Se obtiene la (ET) en la tabla 2.6. Por lo tanto, la hora solar aparente se obtiene a partir de la siguiente relación:

$$AST = LST + \frac{ET}{60} + \frac{LON - LSM}{15} \quad 2.12$$

<sup>29</sup> DUFFIE AND BECKMAN, Solar Energy Thermal Processes: Solar Radiation at Earth's Surface, New York-Toronto 1974, p.9

<sup>30</sup>Duffie and Beckman, Op. Cit. p. 18

$$\text{LSM} = 12 * \text{TZ} \quad 2.13$$

$$\text{H} = 15 * (\text{AST} - 12) \quad 2.14$$

Donde:

- AST: Hora solar aparente, hr
- LST: Hora local estándar, hr
- ET: Ec. del tiempo, min
- LON: Longitud, °
- LSM: Meridiano local estándar
- H: Ángulo horario, °
- TZ : Time zone, [Anexo E]

Meses	Jan	Feb	Ma	Ap	Ma	Jun	Jul	Ag	Se	Oct	Nov	Dic
Día del año	21	52	80	111	141	172	202	233	264	294	325	355
E0, Btu/h*ft^2	447	443	437	429	423	419	420	424	430	437	444	447
Ec. del tiempo (ET), min	-10,6	-14	-7,9	1,2	3,7	-1,3	-6,4	-3,6	6,9	15,5	13,8	2,2
Declinación $\delta$ , grados	-20,1	-11,2	-0,4	11,6	20,1	23,4	20,4	11,8	-0,2	-11,8	-20,4	-23,4

Tabla 2. 6. Datos astronómicos aproximados para el día 21 de cada mes

Fuente: ASHRAE, Handbook -Fundamentals, 2009

### 2.7.1.3.2. Posicionamiento del haz radiante

La geometría relaciona a una superficie perpendicular a los rayos solares, se puede describirse en términos de varios ángulos, ángulos que determinan la posición del sol en función del mes y día del mes del año.

Estos ángulos y la relación entre ellos, puede ser descrita a partir de las siguientes ecuaciones:

$$\sin \beta = \cos l * \cos \delta * \cos H + \sin L * \sin \delta \quad 2.15$$

$$\cos \Phi = \frac{\sin \beta * \sin L - \sin \delta}{(\cos \beta - \cos L)} \quad 2.16$$

$$\Gamma = \Phi - \psi \quad 2.17$$

$$\cos \theta = \cos \beta * \cos \gamma * \sin \Sigma + \sin \beta * \cos \Sigma \quad 2.18$$

Donde:

- $\beta$ : Altitud solar, °
- $\delta$ : Declinación, ° [Tabla (2.6)]
- L: Latitud, °
- $\gamma$ : Azumit superficie solar, °
- $\Phi$ : Azumit del sol, °
- $\Psi$ : Orientación, ° [Tabla (2.7)]
- $\Theta$ : Ángulo de incidencia, °
- $\Sigma$ : Superficie inclinada desde la horizontal.

Orientación	N	NE	E	SE	S	SW	W	NW
Surface azimuth $\psi$	180°	-135	-90	-45	0	45 <sup>a</sup>	90°	135°

Tabla 2. 7. Orientación de la superficie y azumit, medido desde el Sur

**Fuente:**ASHRAE Handbook -Fundamentals, 2009

### 2.7.1.3.3. Estimación de la radiación solar

Toda la energía de radicación incidente que cae sobre una superficie es análoga a los cambios de dirección y absorción de rayos de diferentes longitudes de onda.

Para la obtención de todo el intercambio de calor de radiación solar incidente en la superficie, se puede obtener a partir de la suma de la: radiación directa + difusa y reflejada. El cálculo se efectúa con el grupo de ecuaciones detalladas en la tabla 2.8:

Irradiación de los rayos solares, dirección normal	
$E_b = E_0 \exp(-\tau_b m^{ab})$	(2.19)
$m = \frac{1}{\sin \beta + 0.50572(6.07995 + \beta)^{-1.6364}}$	(2.20)
$ab = 1.219 - 0.043\tau_b - 0.151\tau_d - 0.204\tau_b\tau_d$	(2.21)
Irradiación superficial de ratos solares	
$E_{t,b} = E_b \cos \theta$	(2.22)
Irradiación difusa, superficie horizontal	
$E_d = E_0 \exp(-\tau_d m^{ad})$	(2.23)
$ad = 0.2002 + 0.852\tau_b - 0.007\tau_d - 0.357\tau_b\tau_d$	(2.24)
Irradiación difusa, superficie vertical	
$E_{t,d} = E_d Y$	(2.25)
$Y = 0.50 + 0.437 \cos \theta + 0.313 \cos^2 \theta$	(2.26)
Irradiación reflejada por la carretera	
$E_{t,r} = \frac{(E_b \sin \beta + E_d) \rho_g (1 - \cos \Sigma)}{2}$	(2.27)
Radiación total	
$E_t = E_D + E_d + E_r$	(2.28)

Tabla 2. 8. Cálculo de la radiación solar

Fuente: ASHRAE Handbook -Fundamentals, 2009

Donde:

$E_b$ : Irradiación de los rayos solares dirección normal,  $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2}\right)$

$E_0$ : Flujo radiante espacial,  $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2}\right)$  [Tabla (2.6)]

$\tau_b$ : Cielo claro profundidad óptica de irradiación directa, [Anexo E]

$\tau_d$ : Cielo claro profundidad óptica de irradiación difusa, [Anexo E]

$m$ : Masa relativa del aire

$ab$ : Haz masa de aire exponente

$E_{t,b}$ : Irradiación superficial de rayos solares,  $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2}\right)$

$Y$ : Radio que va de la radiación difusa del cielo en la superficie vertical a

la radiación difusa del cielo sobre la superficie horizontal.

$E_d$ : Irradiación difusa, superficie horizontal,  $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2}\right)$

$ad$ : Exponente masa de aire difusa

$E_{t,d}$ : Irradiación difusa, superficie vertical,  $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2}\right)$

$E_{t,r}$ : Irradiación reflejada por la carretera,  $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2}\right)$

$P_g$ : Reflectividad del suelo [Anexo F]

$E_t$  : Irradiación total de la superficie,  $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2}\right)$

#### 2.7.1.4. Carga de enfriamiento a través de paredes y techo

La transmisión de energía a través de las paredes y techo asoleadas es uno de los procesos más complicados durante el transcurso del día solar, tal como se menciona en la evaluación de las variables con el tiempo, toda la energía ficticia externa que choca sobre una superficie se convierte en calor siendo esta mayor a la del aire que lo rodea. “La diferencia de temperatura, depende de la cantidad de energía que choca contra la superficie y de la reflectividad de la superficie”.<sup>31</sup>

Durante el calentamiento de la superficie se produce un traspaso térmico del exterior al interior, donde el flujo de calor entrante a la superficie interior es la suma de todo intercambio de calor: Conducción + Radiación. Este proceso se determina a partir de la Ec. 2.29.

$$q_{i,\theta-n} = UA(t_{e,\theta-n} - t_{rc}) \quad (2.29)$$

Donde:

---

<sup>31</sup>Roy.J. Dossat, Op.Cit, p. 204

- A: Área neta, ft<sup>2</sup>
- U : Coeficiente global,  $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2}\right)$
- q<sub>i,θ-n</sub>: Entrada de calor conductivo de la superficie hace n horas, (Btu/hr)
- t<sub>e,θ-n</sub>: Temperatura sol- aire hace n horas atrás, °F
- t<sub>rc</sub>: Temperatura constante estimada de la habitación, °F

La transmisión de energía por conducción a través de los muros y cubiertas se puede calcular a partir del método de series de tiempo por conducción (CTS). Este método se determina a partir de la Ec. 2.30.

$$q_{\theta} = C_0 * q_{i,\theta} + C_1 * q_{i,\theta-1} + C_2 * q_{i,\theta-2} + \dots + C_{23} * q_{i,\theta-23} \quad (2.30)$$

Donde:

- q<sub>θ</sub> : Ganancia de calor de la superficie por cada hora, (Btu/hr)
- q<sub>i,θ</sub> : Entrada de calor a la hora actual, (Btu/hr)
- q<sub>i,θ-n</sub>: Entrada de calor hace n horas, (Btu/hr)
- c<sub>0</sub> c<sub>1</sub>: Factor de tiempo por conducción, [Tabla A y B del anexo G]

La transmisión de energía por radiación a través de los muros y cubiertas se puede calcular a partir del método de series de tiempo de radiación (RTS). Este método se determina a partir de la Ec. 2.31.

$$q_{r,\theta} = r_0 * q_{r,\theta} + r_1 * q_{r,\theta-1} + r_2 * q_{r,\theta-2} + \dots + r_{23} * q_{r,\theta-23} \quad (2.31)$$

Donde:

- q(r, θ): Ganancia de calor de la superficie por cada hora, (Btu/hr)
- q(r, θ): Calor interno para la hora actual, (Btu/hr)

$q(r, \theta - n)$ : Calor interno n horas atrás, (Btu/hr)

$r_0, r_1$ : Factor de tiempo por radiación, [Tabla A del anexo H]

Los coeficientes de carga de calor por radiación se determina por la Ec. 2.30 utilizando un factor de tiempo ( $c_0, c_1$ ) comparando el coeficiente global del proyecto a las tabuladas que se encuentran en el anexo G. En el caso de la radiación el factor de tiempo ( $r_0$  y  $r_1$ ) depende: (1) del tipo de la estructura (ligera, mediana o pesada), (2) porcentaje de vidrio en el área de la pared, y (3) si que posee alfombra.

La resolución de estas ecuaciones sometiéndolas a condiciones de frontera apropiadas se obtiene la carga de calor de convección y radiación. Se determina la carga de enfriamiento hacia y desde las paredes, techo, ventanas y otros factores internos, usando fracciones que divide las ganancias. Resultados recomendados son presentados en la tabla 2.9.

<b>Ganancia de calor</b>	<b>Fracción radiativo Recomendado</b>	<b>Fracción convectiva recomendado</b>
Ocupantes	0.6	0.4
Condiciones		
Equipo	0.1 a 0.8	0.2 a 0.9
Oficina con ventilación	0.1	0.9
Oficina sin ventilación	0.3	0.7
Iluminación		
Ganancia de calor por conducción		
A través de la azotea	0.6	0.4
Ventanas	0.33(SHGC>0.5)	0.678(SHGC>0.5)
Paredes y piso	0.46	0.54
Ganancia de calor solar a través de la fenestación	0.46(SGHC<0.5)	0.54(SGHC<0.5)
Sin sombreado interior	1	0
Con sombreado interior		
Infiltración	0	1

Tabla 2. 9. Forzamiento radiativo/convectivo recomendado de calor interno que divide las ganancias

Fuente: ASHRAE, Handbook -Fundamentals, 2009

En la Fig.2.8 se indica la resistencia del material al flujo de calor entrante por conducción y radiación. Resulta estimable el gradiente de temperatura entrante al interior de la superficie, debido a la resistencia térmica de los materiales siendo reciproco a su conductividad o conductancia. Para determinar el enfriamiento de temperatura a la salida de la película de aire interna, será igual a la suma de toda la resistencia total, incluyendo las películas de aire interna y externa. Las propiedades físicas como: conductividad, conductancia y resistencia de los materiales y de la película del aire para diferentes velocidades, se indica en la anexo I.

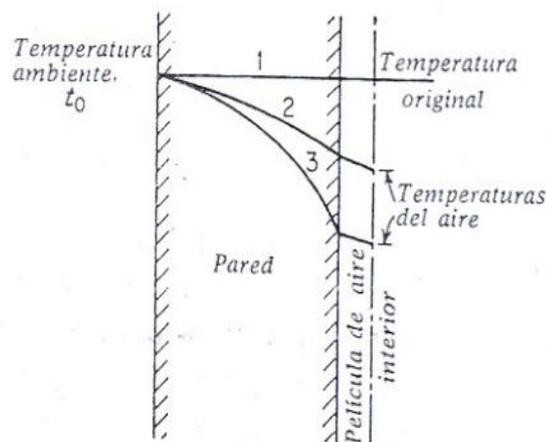


Fig. 2. 7.Distribución de temperaturas en la pared de una habitación

Fuente: STOECKER, W.F., Refrigeración y acondicionamiento de aire

Para determinar la resistencia total y el coeficiente global, se determina a partir de la Ec. 2.33.

$$U = \frac{1}{R} \quad (2.32)$$

$$R = \frac{1}{f_1} + \frac{X_1}{K_1} + \frac{X_2}{K_2} + \frac{X_3}{K_3} + \frac{X_n}{k_n} + \frac{1}{f_0} \quad (2.33)$$

$$C = \frac{K}{X} \quad (2.34)$$

Donde:

R: Resistencia térmica,  $\left(\frac{\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}}{\text{Btu}}\right)$

U: Coeficiente global,  $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2}\right)$

K: Conductividad térmica,  $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}}\right)$

C: Conductancia térmica,  $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}}\right)$

F: Película o superficie de la conductancia

Xn: Espesor del material, pulg.

### 2.7.1.5. Flujo de calor por las ventanas

Para el análisis del flujo de calor por las ventanas se debe hacer las siguientes consideraciones:

- a) Ganancia de calor por conducción, a partir del coeficiente U y diferencia de temperaturas entre el aire interno y externo del local.
- b) En el exterior del vidrio, la radiación de onda larga ingresa en estado de calor calentando la superficie interna, por lo que para el análisis, se considera el ángulo de incidencia ya que de este depende la ganancia de calor por radiación directa. La intensidad de calor en función del ángulo de incidencia, es: “A menor ángulo de incidencia, la ganancia de calor es de un 86 % al 87 % y refleja de 8 % al 9%”.<sup>32</sup>
- c) Ganancia de calor por radiación difusa, se utiliza las relaciones de irradiación reflejada por la carretera e irradiación de una superficie vertical.

En el primer caso: se puede obtener la carga de enfriamiento por conducción a partir de la Ec. 2.35:

---

<sup>32</sup>CARRIER, Op.Cit , p. I-19

$$q_c = UA(t_{out} - t_{in}) \quad (2.35)$$

Donde:

$T_{out}$  : Temperatura exterior, °F

$T_{in}$  : Temperatura interna, °F

$q_c$  : Ganancia de calor por conducción,  $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr}}\right)$

En el segundo caso: Se utiliza el valor de coeficiencia [SHGC ( $\theta$ )] en función del ángulo de incidencia, estos valores se encuentra en la tabla del anexo J. Una vez obtenida la carga de calor por radiación directa, se puede determinar entonces la carga de enfriamiento hacia las ventanas sin sombra por el método (RTS) a partir de la Ec. 2.31. Los factores de tiempo por radiación. ( $r_0$ ,  $r_1$ ) sin sombra estan en la tabla B del anexo H. Esta relación se indica en la Ec. 2.36:

$$q_d = A(E_{t,b}) * SHGC_{\theta} * IAC_{(\theta,\Omega)} \quad (2.36)$$

Donde:

$q_b$ : Ganancia de calor por irradiación directa,  $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr}}\right)$

$E_{t,b}$  : Irradiación superficial de rayos solares,  $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2}\right)$

$SHGC_{\theta}$  : Coeficiente de ganancia de calor de la emisión solar como función del ángulo de incidencia ( $\theta$ ); debe ser interpolado entre los valores establecidos, [Anexo J]

$IAC_{(\theta,\Omega)}$  : Coeficiente de atenuación solar en el interior=1 si no existe dispositivos que generen sombra en el interior, además es función del tipo de sombra.

Tercer caso: Suma de la carga de calor por conducción + radiación difusa. Una vez obtenido estos valores, se puede determinar la carga de enfriamiento hacia las ventanas con sombra por el método (RTS) a partir de la Ec. 2.31. El factor de tiempo por radiación. ( $r_0, r_1$ ) sin sombra está en la tabla A del anexo H, esta relación se indica en la Ec. 2.37:

$$q_d = A(E_{t,d} + E_{t,r}) * (SHGC_D * IAC_D)(t_{out} - t_{in}) \quad (2.37)$$

Donde:

$q_d$  : Ganancia de calor por irradiación difusa,  $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr}}\right)$

$E_{t,r}$  : Irradiación difusa reflejada por el suelo,  $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2}\right)$

$E_{t,d}$  : Irradiación difusa, superficie vertical,  $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2}\right)$

$SHGC_D$ : Coeficiente de ganancia de calor solar difusa [Anexo J]

$IAC_D$  : Coeficiente de atenuación cubierta solar difusa de ganancia de calor solar coeficiente = 1,0 si no es en sombreado. AICD es una función de tipo y sombra, dependiendo del tipo, puede ser también una función de sombra geometría

Para el caso dos y tres se debe multiplicar por la fracción por conducción y radiación recomendado en la tabla 2.9.

#### **2.7.1.6. Ganancia de calor a través de las particiones**

La carga de enfriamiento por conducción en superficies que no está siendo afectado por los rayos solares, sólo se utiliza la Ec. 2.38:

$$q_c = UA(t_b - t_i) \quad (2.38)$$

Donde:

A : Área neta, ft<sup>2</sup>

t<sub>b</sub>: Temperatura del aire en espacio adyacente (temperatura media), °F

t<sub>i</sub> : Temperatura constante estimada de la habitación, °F

## 2.7.2. Cargas internas

### 2.7.2.1. Iluminación

“El calor cedido sensible del alumbrado constituye un 25% que aportan los tubos fluorescentes que se trasfiere a las superficies por radiación convección y conducción”<sup>33</sup>. La aportación de calor sensible se puede estimar a partir de la Ec. 2.39:

$$q_{el} = 3.41 * W * F_{sa} * F_{UL} \quad (2.39)$$

Donde:

q<sub>el</sub> : Ganancia de calor,  $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr}}\right)$

W : Potencia luminosa total, W

F<sub>UL</sub> : Factor de uso de iluminación.

F<sub>sa</sub> : Factor especial de iluminación

3.41 : Factor de conversión,  $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{W}}\right)$

---

<sup>33</sup>CARRIER, Op.Cit , p. I3-71

Para obtener la carga de enfriamiento por radiación es similar en el apartado 2.5.1.5 (en el tercer caso) teniendo en cuenta que las fracciones de convección y radiación cambian a partir del anexo K. La carga de enfriamiento total es igual a la suma de la carga por radiación + convección.

### 2.7.2.2. Motores eléctricos dentro de la superficie acondicionada

La Ganancia de calor sensible por los motores eléctricos dentro de un espacio, se calcula mediante la Ec. 2.40:

$$q_{em} = 2545 * \left(\frac{P}{E_M}\right) * F_{UM} * F_{LM} \quad (2.40)$$

Donde:

- $q_{em}$  : Calor equivalente de funcionamiento del equipo,  $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr}}\right)$
- $P$  : Potencia nominal del motor, HP
- $F_{UM}$  : Factor de uso del motor, 1 o fracción nominal < 1
- $F_{LM}$  : Factor de carga del motor, 1 o fracción nominal < 1
- $E_M$  : Eficiencia del motor < 1 fracción nominal, [(Tabla A del anexo L)]
- 2545 : Factor de conversión,  $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{hp}}\right)$

### 2.7.2.3. Electrodomésticos

La ganancia de calor sensible y latente que aporta los electrodomésticos, se tiene que tomar en cuenta la ganancia de radiación que aportan (FR) por un factor de uso. Por lo tanto, la ganancia de calor sensible puede ser estimada mediante la Ec. 2.41:

$$q_s = q_{input} * F_U * F_R \quad (2.41)$$

Donde:

$F_U$  : Factor de uso

$F_R$  : Factor de radiación [Tabla B del Anexo L]

$q_{input}$ : Tasa de energía consumida,  $\left(\frac{Btu}{hr}\right)$  [Tabla B del anexo L]

#### 2.7.2.4. Personas

En el anexo M, se indica el calor sensible y latente que aporta una persona adulta acorde a su actividad a la que está realizando; valor que aumenta a medida que la actividad aumenta, ya que la mayor parte de nuestra energía mecánica se transforma en calor. La ganancia de calor sensible y latente se realiza a partir de la Ec. 2.42 y 2.43:

$$q_s = q_{sensible} * N \text{ ( calor sensible ganado)} \quad (2.42)$$

$$q_l = q_{sensible} * N \text{ ( calor latente ganado)} \quad (2.43)$$

#### 2.7.2.5. Infiltraciones de aire

La carga sensible y latente que se produce al ingresar aire por aberturas dentro de la superficie, se calcula mediante las Ec. 2.44 y 2.45:

$$q_{s,infiltrado} = C_s * Q_s * (t_{out} * t_{in}) \quad (2.44)$$

$$q_{l,infiltrado} = C_l * Q_s * (W_{out} * W_{in}) \quad (2.45)$$

Donde:

- $Q_{s, \text{infiltración}}$  : Calor sensible,  $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr}}\right)$   
 $Q_{l, \text{infiltración}}$  : Calor latente,  $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr}}\right)$   
 $C_s$  : Factor de calentamiento sensible del aire,  $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{cfm} * ^\circ\text{F}}\right)$   
 $C_l$  : Factor de calentamiento latente del aire,  $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{cfm} * ^\circ\text{F}}\right)$   
 $Q_s$  : Corriente de aire de infiltración, cfm  
 $\Delta t$ : Temperatura interna y externa,  $^\circ\text{F}$   
 $W_{in}$  : Relación de humedad en el espacio interior,  $\left(\frac{\text{Lbm}_v}{\text{Lbm}_a}\right)$   
 $W_{on}$  : Relación de humedad en el espacio exterior,  $\left(\frac{\text{Lbm}_v}{\text{Lbm}_a}\right)$

Para el cálculo del factor de calor sensible y latente del aire, se tiene que realizar una corrección de altitud a nivel del mar a partir de la Ec. 2.46:

$$C_s = C_{x,o} * \left(\frac{P}{P_o}\right) \quad (2.46)$$

$$Q_s = A * \left(\frac{Q}{A}\right) \quad (2.47)$$

Donde:

- $C_{x,o}$ : Es el valor de C al nivel del mar  
 $\frac{P}{P_o}$   $\left[1 - \text{elevación de la ciudad} * (6.8754 * 10^{-6})\right]^{5.2559}$   
 $\frac{Q}{A}$  Infiltraciones por puertas y ventanas [Anexo N]  
A: Área de abertura,  $\text{ft}^2$

## **CAPÍTULO III**

### **CAPACIDAD DEL SISTEMA Y SELECCIÓN DE EQUIPO**

#### **3.1. INTRODUCCIÓN**

En la primera parte del capítulo se determina la ganancia y o pérdida de calor donde la cámara acondicionadora evacua la cantidad de calor por hora del local acondicionado, en las condiciones más desfavorables. La cantidad de calor que se va evacuar del local es la suma de las cargas: internas, externas y infiltración de aire, cargas que están en función de condiciones como: base meteorológicas climáticas externas, georeferenciación espacial, propiedades del aire-húmedo interno y externo; datos que son tomados del Instituto Nacional de Meteorología e Hidrología (INAMHI), cartas topográficas del Instituto Geográfico Militar (IGM), cartas psicrométricas realizados por Ortega, Peña de la Escuela Politécnica Nacional (EPN)

En la segunda parte se determinará la capacidad del equipo o potencia de refrigeración que es mayor a la carga térmica del local, magnitud que se refiere a la capacidad del equipo analizando el proceso del aire al cumplir un ciclo a través de las cartas psicrométricas.

#### **3.2. ESTUDIO DE LOS COMPONENTES CLIMÁTICOS DE LA IMPRENTA “DON BOSCO”**

##### **3.2.2. Metodología**

La Fig. 3.1 indica los espacios físicos para el acondicionamiento del aire, que tiene un volumen aproximado de  $301423.54\text{ft}^3$ . Espacios que se realizará el análisis de las condiciones climáticas internas a partir de un hidro- termómetro.



La evaluación de los componentes climáticos depende de los siguientes factores:

- a) Los datos obtenidos en las mediciones de campo se encuentran: temperatura de BS, HR. Estos datos se comparan con la norma (ANSI/ASHRAE 55-2004), para una evaluación.
- b) Un conjunto de cuestionario se preparó para determinar el grado de confort térmico alcanzado por el personal tomado de la norma (ANSI/ASHRAE Standar 55-2004). De hecho, la sensación térmica del cuerpo humano es la principal función de la determinación del grado de confort térmico alcanzado. Está relacionado con el estado de salud, estilo de vestir, nivel de actividad que se realiza en la imprenta, por lo tanto la medición subjetiva juega un papel importante en la evaluación de calidad del aire interior. La muestra del cuestionario se muestra en el anexoÑ.

### 3.2.3. Resultados

La tabla 3.1 da los valores máximos de temperatura del BS y HR para las diferentes zonas (Véase Fig. 3.1). Estas condiciones del aire han sido obtenidos de las mediciones de detalle se indica en el anexo O; mediciones en un período desde las 9am a 16 pm.

<b>Ubicación (Zona)</b>	<b>Temperatura del BS (°C)</b>	<b>HR %</b>
1	37,7	60.2
2	36.7	61.2
3	36	70
4	39.8	62.1
5	38.9	65.2
6	33.4	63.9.9
7	36.7	68.2
ASHRAE	(23.5-26)	(40-60)

Tabla 3. 1. Máximo de temperatura del BS y HR

Elaboración: Propia

### **1.2.3.1. Temperatura del bulbo seco (BS)**

La columna 2 de la tabla 3.1 expresa las magnitudes máximas de temperatura del BS de cada zona expresado en °C, magnitud que esta fuera del rango recomendado por la norma (ANSI/ASHRAE 55-2004). Esto se demostró aún más por la encuesta donde los comentarios de los trabajadores resultaban que el ambiente era caluroso para su desempeño.

### **1.2.3.2. Humedad relativa (HR)**

En las zonas desde la 1 hasta la 7, está dentro del nivel máximo recomendado (40-60) % HR .Por lo tanto, podemos decir que la HR en todas las zonas está en un rango aceptable.

### **1.2.3.3. Valoración subjetiva**

En esta encuesta participaron un total de 25 personas, la mayoría hombres, en términos de su nivel de actividad durante el período de trabajo, es:

- a) Muy ligera (doblando papel y almacenando )
- b) Ligera ( almacenado y caminando a través de la planta)
- c) Moderada (operando prensas offset)
- d) Pesada ( operando prensas offset y almacenando papel)
- e) Agotador (líder de grupo)

Con respecto a la ropa del personal, es:

- a) Pantalón, camisas de manga corta ( operando en las máquinas)
- b) Pantalón, camisas de manga larga (operando en las máquinas UV)

La ropa puede estar relacionada con el nivel de comodidad térmica del personal que trabaja en la imprenta. Debido a que el nivel de confort térmico experimentado por el personal individual en un espacio, depende principalmente de la ropa y el nivel de actividad de ese individuo en particular.

El nivel de confort térmico está dividido en 7 categorías que son caliente, cálido, ligeramente cálido, neutro ligeramente fresco, fresco y frío. La información recopilada a través de nuestra encuesta subjetiva incluye: género, nivel de actividad, vestimenta, lugar de trabajo en la imprenta y nivel de confort térmico de cada personal que labora en la imprenta. Los resultados de la encuesta se muestran en la tabla 3.2:

<b>Ubicación en la imprenta Zona</b>	<b>Género</b>	<b>Nivel de actividad</b>	<b>Nivel de confort térmico</b>	<b>Vestimenta</b>
1	Hombres:3 Mujeres:2	Moderada:2 Pesada:3	Cálido:2 Caliente:3	Pantalón, camisa de manga corta : 5
2	Hombres:6 Mujeres:1	Moderada:2 Pesada:2 Agotador:2 Muy ligera:1	Fresco: 1 Ligeramente cálido:2 Caliente:4	Pantalón, camisa de manga corta:7
3	Hombres:1 Mujeres:1	Moderada:1 Pesada:1	Cálido:1 Caliente:1	Pantalón, camisa de manga corta: 2
4	Hombres:1	Pesada:1	Frio:1	Pantalón, camisa de manga corta : 1
5	Hombres:5	Moderada:3 Ligera:2	Cálido:1 Caliente:4	Pantalón, camisa de manga corta:2 Pantalón, camisa de manga larga:3
6	Hombres:3	Moderada:1 Pesada:1 Agotador:1	Cálido:1 Caliente:2	Pantalón, camisa de manga corta:2 Pantalón, camisa de manga larga:1

Tabla 3. 2. Análisis del nivel de confort térmico en la imprenta

Elaboración: Propia

En el análisis de la encuesta, la mayoría del personal tiene la sensación térmica de caliente y acorde a su nivel de actividad: moderadamente pesado (3.5-5) met [Tabla (2) del Cap. 1], sólo usan una vestimenta ligera (1.2 Clo) [Tabla (1.3) del Cap. 1]. También en verano con una temperatura de 85.1°F al aire libre. Como consecuencia se produce un traspaso térmico de flujo de calor del exterior al interior, aumentando la temperatura interna lo que hace que el personal sienta cálido durante su periodo de trabajo, también involucra otros factores que se estudia en este capítulo.

### **3.3. BASES METEOROLÓGICAS Y CLIMÁTICAS**

Las magnitudes empíricas llamadas en Meteorología *elementos meteorológicos*, presión, temperatura, humedad, viento, radiación solar, nubosidad, precipitaciones, etc., en relación con el clima, se denominan *elementos climáticos*. Estos vienen influenciados en alto grado por las llamadas *factores climáticos*, como, latitud geográfica, la situación litoral o interior, la altura sobre el nivel del mar, etc.<sup>34</sup>

#### **3.3.2. Factores climáticos**

Dado la situación geográfica de nuestro país, se utilizó cartas topográficas del Instituto Geográfico Militar (IGM), que permite realizar una georeferenciación espacial acorde a la zona de cada provincia del país.

Para nuestro proyecto, se utiliza una carta en la zona de Chaupicruz ubicada en el Nor- Oeste de Quito, impresa a una escala de 1:25000. En la carta topográfica del anexo P, se ubica dos puntos como:

- a) La base de datos del Instituto Nacional de Meteorología e Hidrología (INAMHI)

---

<sup>34</sup> RIETSHEJD, H. Tratado de calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire: Circulación de fluidos, 2<sup>da</sup> Edición, Barselona – España 1965, p. 395

b) La ejecución del proyecto.

Se tiene como resultado como resultado las coordenadas geográficas que se indica en la tabla 3.3:

	<b>Descripción</b>	<b>Latitud<sup>35</sup></b>	<b>Longitud<sup>36</sup></b>	<b>Elevación m snm</b>
<b>A</b>	Base de datos INAMHI	0° 10' 0" S	78° 29' 0" W	2812
<b>B</b>	Ejecución del proyecto	0° 08' 0" S	78° 28.25' 0"W	2789.00

Tabla 3. 3. Georeferenciación espacial

Elaboración: Propia.

Para el presente trabajo se usarán las cartas psicrométricas elaboradas en la Escuela Politécnica Nacional (ORTEGA-PEÑA, 1996) a una elevación de 2800m snm, Fig. 1.1 y 1.2 del capítulo 1.

### 3.3.3. Elementos climáticos en el medio ambiente exterior

Para el cálculo de las cargas térmicas las condiciones del aire deben ser los de temperatura del BS, HR, relación de humedad, velocidad del viento máxima existente en el medio ambiente exterior.

Para determinar los elementos climáticos máximos, se determina a partir del mes del año donde el sol empieza a declinar desde el punto más alto hasta el de menor altura, a este proceso se lo denomina solsticio representada en la Fig. 3.2, alcanzando su máxima declinación el mes de Junio acorde a la tabla 2.6 del Cap. 2, denominado solsticio de verano.

Con esto no se quiere decir que el mes de Junio es el mes más caluroso del año, debido a que “el planeta absorbe muchos rayos solares en el solsticio de verano, se

<sup>35</sup> Un segundo de longitud equivale a 30.73 m

<sup>36</sup> Un segundo de longitud equivale a 30.94 m

necesitan muchas semanas para liberar esa energía. Como resultado, el día más caluroso del verano normalmente coincide con Julio o Agosto.”<sup>37</sup> Este análisis se puede comprobar en la tabla 3.4, donde se indica el anuario meteorológico de la ciudad de Quito, valores tomados del anuario del INAMHI en un período del 2000 al 2012.

Fig. 3. 2. Solsticio de verano

Fuente:<http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/d/dd/Celestial-sphere-ES.svg>

La tabla 3.4 se indica valores máximos, mínimos y valores medios de cada uno de los elementos climáticos en el exterior de la imprenta que altera la intensidad o nivel de calor, con una temperatura del BS y HR máximo en el mes de Agosto, teniendo valores como:

$$tbs_{out} = 85.1 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$\text{HR} = 68 \%$$

A partir de estos valores, se ingresa a la carta psicrométrica de la Fig. 1.2 del Cap. I con un rango de temperatura del BS de 32 °F al 120 °F.

$$tbh_{out} = 74.16 \text{ }^{\circ}\text{F}; W_{out} = 0.0236 \text{ (Lbm agua/Lbm aire seco)}$$

---

<sup>37</sup><http://www.nationalgeographic.es/noticias/medio-ambiente/solsticio-verano>

MESES	HELIOFANIA HORAS	TEMPERATURA DEL AIRE A LA SOMBRA (°C)				HUMEDAD RELATIVA (%)			PUNTO DE ROCÍO °C	PRECIPITACIÓN (mm)	
		ABSOLUTAS		MEDIA		MAX	MIN	MEDIA		MEDIA	MAX
		MAX	MIN	MAX	MIN						
ENE	154,6	27,3	5,5	24,2	6,9	81,0	63,0	71,9	12,4	31,6	177,3
FEB	124,8	30,0	6,5	24,3	7,4	83,0	66,0	72,2	12,5	82,2	218,4
MAR	123,9	25,5	6,5	24,0	8,0	82,0	66,0	74,1	13,2	102,5	202,5
ABR	119,5	25,3	6,6	23,8	8,0	86,0	68,0	75,9	13,6	161,0	372,9
MAY	145,0	27,4	6,2	24,7	7,5	79,0	67,0	72,3	13,7	66,5	171,3
JUN	169,1	25,2	6,0	23,9	7,4	73,0	57,0	66,6	13,8	24,9	66,4
JUL	200,0	25,2	5,5	24,0	6,9	74,0	57,0	62,2	11,5	6,9	117,2
AGO	204,9	29,5	5,6	25,5	6,9	68,0	49,0	59,0	12,0	3,0	59,4
SEP	189,0	29,7	6,0	25,9	7,2	70,0	54,0	62,1	12,7	17,4	97,6
OCT	161,2	27,0	0,4	25,5	2,1	77,0	62,0	69,9	12,9	53,4	235,3
NOV	139,2	26,7	5,0	24,4	6,6	83,0	67,0	72,6	12,7	73,9	194,7
DIC	139,5	25,7	4,7	24,1	6,8	82,0	69,0	74,7	13,1	117,1	183,0

MESES	EVAPORACIÓN		NUBOCIDAD MEDIA	VELOCIDAD MEDIA Y FRECUENCIA DE VIENTO						VELOCIDAD MAX	
	MEDIA	MAX 24H		N		NE		E		m/s	DR
				(2,2-4,1) m/s	%	(2,4-3) m/s	%	(3-4) m/s	%		
ENE	111,5	140	5,865921788	2,8	33,1	2,5	9,4			4,1	NE
FEB	99,3	120,6	5,982905983	2,8	100	2,6	8			3,8	NE
MAR	101,4	107,9	6,703910615	2,6	49,7	2,4	9,7			3	NE
ABR	95,1	102,1	6,231454006	2,2	49,4	2,5	8,8			3,3	NE
MAY	105,4	120,7	5,63002681	2,8	100	2,4	8,7			3,5	NE
JUN	113,1	138,6	4,958677686			2,7	9,8	2,9	31,9	3,5	E
JUL	134,4	148,5	4,411764706	3	100	2,9	9,7	3	47,6	4,2	NE
AGO	151,2	180,5	4,195804196			3	11,3	4	24,7	4,8	NE
SEP	131,3	165,9	4,888888889			2,6	8,8	4	32,1	5,3	NE
OCT	118,2	151,8	5,539568345	4,1	100	2,7	8			4,8	NE
NOV	104,9	118,8	5,737704918	3,3	100	2,9	8,8			4	NE
DIC	109,3	120,9	5,869565217	3,3	100	2,9	8,8			4	NE

Tabla 3.4. Anuario meteorológico de la ciudad de Quito, Iñaquito sector Norte, periodo del 2000 al 2012

Elaboración: Propia

$$V_{OUT} = 20.1 \text{ (Pie}^3\text{/Lbm aire seco)}$$

$$h_{out} = 46.5 \text{ (Btu/Lbm aire seco)}$$

$$\text{Velocidad del viento}_{out} = 3.8 \text{ NE m/s (8.5MPH)}$$

### 3.4. COMPONENTES DE LA ESTRUCTURA DE LA PLANTA

Se concretan a determinar las dimensiones y la disposición de sus elementos, así como los materiales de construcción a la que está conformado la estructura tipo galpón. En la tabla 3.5, se señala los materiales de construcción de entrada y la tabla 3.6, las áreas acorde a su geometría y ubicación. Estos valores corresponden a mediciones realizadas en la planta.

Descripción	Materiales de construcción
Pared	Enlucido: cemento y agregado de arena Bloque de concreto y perlita Bloque de concreto y perlita
Techo, inclinado(11°)	Eternit
Ventanas	Una hoja de vidrio
Piso	Arena + grava o piedra Cemento ,cal, mortero, estuco Baldosa de goma

Tabla 3. 5.Materiales de construcción de la planta

Elaboración: Propia.

Descripción	Área de la estructura de la planta en ft <sup>2</sup> / orientación $\psi$ en °					
	N	S	E	O	Piso	Techo
Pared	1950.1	1339.7	2503.68	1618.9	13119.17	9416.6
Ventana	-	699.92	-	139.82	-	1307.0
Puerta	-	185.14	170.72	-	-	-
Orientación	135	-45	-135	45	-	-

Tabla 3. 6.Áreas acorde a su geometría y ubicación

Elaboración: Propia.

Para el cálculo de azumit de la superficie solar ( $\gamma$ ) hay que conocer la superficie de azumit  $\psi$  en función a la orientación .Se tomará como dato  $45^\circ$  orientación Oeste, ángulo que está formado de la normal de una superficie vertical y el eje de orientación, que se muestra en la Fig. 3.3.

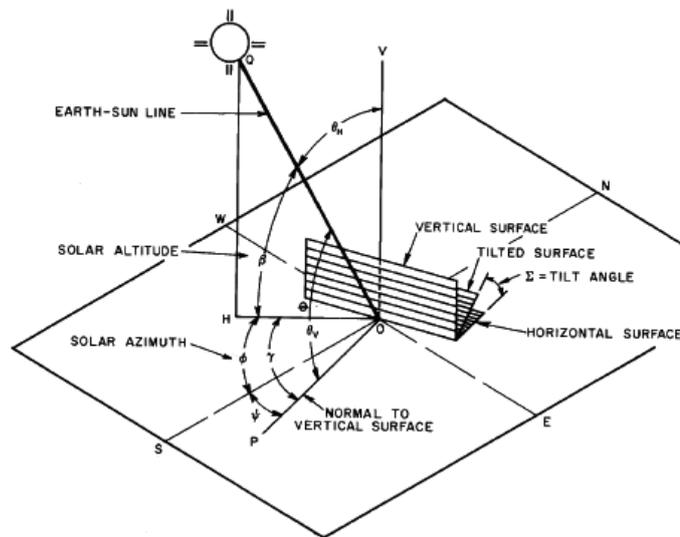


Fig. 3. 3. Ángulos solares para superficies horizontales y verticales

Fuente: ASHRAE Handbook Fundamentals 2009

Acorde a la geometría de la estructura sólo la posición: Oeste y techo, son afectados por la radiación solar incidente. Esta energía aplicada a una superficie es mucho mayor que en las particiones a través de la cual los componentes del clima son los valores medios externos como: temperatura del BS y HR.

Los valores medios máximos del mes de Agosto tomados de la tabla 3.4, para el diseño donde la radiación incidente no está afectando a las posiciones (N, S, E y piso), son los siguientes:

$$T_{bs} = 77.9 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$HR = 59 \%$$

### 3.4.2. Condiciones climáticas internas de la imprenta

Los componentes climáticos internos, está en función a la aplicación industrial a la que se quiere dar, la temperatura del BS, HR y velocidad del viento. El equipo de acondicionamiento de aire será diseñado para balances térmicos de confort, estableciendo una transición entre el producto principal (papel) y del personal que labora dentro de la imprenta.

Los parámetros de confort para verano se indica en la tabla 1.4 del Cap. 1, las cuales el valor de temperatura del BS se fija normalmente en un rango entre (74.3 a 78.8) °F, la HR en un rango de (40 a 60) % y velocidad del viento entre (0.15 a 0.12) m/s.

Los valores tomados para el diseño son los siguientes:

$$t_{bs_{in}} = 77 \text{ °F}$$

$$HR_{in} = 47\%$$

Velocidad del viento<sub>in</sub> : 0.15 m/s a 0.12m/s (Airetranquilo).

De la Fig. 1.2 se obtiene los siguientes valores.

$$t_{bs_{in}} = 77 \text{ °F}$$

$$HR_{in} = 47 \%$$

$$W_{in} = 0.012 \text{ (Lbmv/Lbma )}$$

$$V_{in} = 19.4 \text{ (Pie}^3\text{/Lbm a)}$$

$$h_{in} = 31.5 \text{ (Btu/Lbm a)}$$

### 3.5. CÁLCULO CARGAS EXTERNAS

La capacidad de acumulación de calor en las caras externas de las paredes, techo y vidrio depende de los componentes físicos del material de construcción, espesor, la naturaleza del material empleado; produciendo una diferencia de fase con la cara interna, a esto hay que añadirle un amortiguamiento de las variables de temperatura por la resistencia térmica total como el coeficiente de transmisión total a los materiales mayor al aumentar superficies de aislamiento.

En el proceso del cálculo de cargas externas se dificulta al tener en cuenta, de la manera más posible la radiación solar, energía que es la suma de radiación ( $E_t$ ): directa ( $E_{t,b}$ ), difusa ( $E_{t,d}$ ) y reflejada ( $E_{t,r}$ ), magnitud que se toma en cuenta para el cálculo de la temperatura aire-sol ( $t_e$ ).

#### 3.5.2. Radiación solar

Para el cálculo de la radiación solar se plantean los datos de entrada tomado como base la temperatura del BS máximo del mes de Agosto día 21 y caluroso del año a las 15hr teniendo en cuenta la posición geográfica del proyecto [Tabla (3.3)]

##### 1.5.2.1. Datos de entrada para el cálculo de la radiación solar

Donde:

$\Psi$  : Superficie azumit:  $45^\circ$  O [Tabla (2.7)]

$\Sigma$  : Superficie inclinada desde la horizontal (Horizontal= $0^\circ$ )

LST: Hora local estándar de mayor intensidad: 15hr(3:00pm)

$\delta$  : Declinación del mes de Agosto día 233 de año:  $11.8^\circ$  [Tabla( 2.6)]

ET : Ec. del tiempo: -3.6 min [Tabla (2.6)]

- $E_0$  : Flujo radiante espacial: 424(Btu/ft<sup>2</sup>)[Tabla (2.6)]
- LON: Longitud: 78 ° O= -78 °E [Tabla (3.3)]
- L : Latitud: 8°S (-8°) [Tabla (3.3)]
- $\tau_b$  : Profundidad óptica de irradiación directa: 0.406 [Anexo E]
- $\tau_d$  : Profundidad óptica de irradiación difusa: 2.222 [Anexo E]
- Pg: Reflectancia del suelo: 0.22 [Anexo F]
- TZ : Tiempo zona: -5 [Anexo E]

### 1.5.2.2. Cálculo del tiempo solar

En la primera parte del cálculo se determina la hora solar aparente (AST) se calcula a partir de la Ec. 2.12.

$$AST = 15\text{hr} - \frac{3.6\text{min}}{60\text{min}} * \text{hr} + \frac{(-78 - 75)}{15} = 14.74 \text{ hr}$$

Ángulo horario solar (H) se calcula a partir de la Ec. 2.14; valor que ocuparemos para determinar la altitud solar ( $\beta$ )

$$H = 15 * (14.74 - 12) = 41.10^\circ$$

### 1.5.2.3. Cálculo del posicionamiento del haz radiante

La altitud solar ( $\beta$ ) ángulo formado entre la línea tierra –sol y la superficie horizontal se calcula a partir de la Ec. 2.15.

$$\sin\beta = [ \cos(-8) * \cos(11.8) * \cos(41.10) ] + [ \sin(-8) * \sin(11.8) ] = 44.59^\circ$$

Con ello se obtiene, el azumit del sol ( $\Phi$ )se calcula a partir de la Ec. 2.16.

$$\cos\Phi = \frac{[ \sin(44.59) * \sin(-8) ] - \sin(11.8) ]}{\cos(44.59) * \cos(-8)} = 115.37^\circ$$

El cálculo de la superficie azumit del sol ( $\gamma$ ) en una superficie vertical orientación O, es el ángulo formado entre la diferencian entre ( $\Phi - \psi$ ) se calcula a partir de la Ec. 2.17.

$$\gamma = 115.37^\circ - 45^\circ = 70.37^\circ$$

Ángulo de incidencia ( $\theta$ ) se calcula a partir de la Ec. 2.18.

$$\cos\theta = [\cos(44.59) * \cos(70.4) * \cos(90)] + [\sin(44.59) * \cos(90)] = 76.16^\circ$$

#### 1.5.2.4. Cálculo de la radiación solar

Conociendo los ángulos solares en una superficie vertical orientación Oeste, se obtiene la radiación de calor que se produce una determinada zona de longitudes de onda y temperatura.

Las propiedades más importantes de la radiación calorífica se deducen de la radiación directa, difusa y reflejada por una superficie, magnitudes que se obtienen de las ecuaciones de la tabla 2.8 del capítulo 2.

##### 1.5.2.4.1. Cálculo de la radiación solar

- a) La cantidad de radiación directa por  $\text{ft}^2$  en una superficie ( $-E_{t,b}$ ) se determina a partir de la Ec. 2.22 partiendo de la Ec. 2.19:

La Masa relativa del aire ( $m$ ) se obtiene partiendo del ángulo solar  $\beta=44.59$ .

$$m = \frac{1}{\sin 44.59 + 0.050572 * (6.07995 + 44.59)^{-1.6364}} = 1.4206$$

Haz de luz y exponente de masa de aire difusa ( $a_b$ ) partimos de valores como:  $\tau_b = 0.406$ , cielo claro de irradiación difusa ( $\tau_d = 2.222$ ).

$$ab = 1.219 - (0.043 * 0.406) - (0.151 * 2.222) - (0.204 * 2.222 * 0.406) \\ = 0.68$$

Con ello,  $E_b$  vale:

$$E_b = 424 \text{ r} \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2} \right) \exp(-0.406 * 1.4206^{0.68}) = 252.55 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2} \right)$$

Por tanto,  $E_{t,b}$  vale:

$$-E_{t,b} = 252.55 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2} \right) * \cos(76.16^\circ) = 60.42 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2} \right)$$

b) Irradiación difusa para superficies verticales ( $E_{t,d}$ ) se determina a partir de la Ec. 2.25 partiendo de la Ec. (2.23).

La cantidad de calor por irradiación difusa por  $\text{ft}^2$  en una superficie horizontal ( $E_d$ ) es:

$$E_d = E_0 \exp(-\tau_d * m^{ad})$$

$$ad = 0.2002 + (0.852 * 0.406) - (0.007 * 2.222) - (0.357 * 0.406 * 2.222) \\ = 0.21$$

Con ello,  $E_d$  es:

$$E_d = 424 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2} \right) * \exp(-2.222 * 1.4206^{0.219}) = 38.76 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2} \right)$$

El radio (Y), teniendo en cuenta el ángulo de incidencia  $\theta=76.16$  es:

$$Y = 0.50 + 0.437 \cos 76.16 + 0.313 \cos^2 76.16 = 0.672$$

Por tanto,  $E_{t,d}$  vale:

$$-E_{t,d} = 38.76 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2} \right) * 0.672 = 26.07 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2} \right)$$

- c) La irradiación reflejada por el suelo ( $E_{t,r}$ ) se determina a partir de la Ec. 2.27;  $\beta = 49.59^\circ$ ,  $\Sigma = 90^\circ$ , el coeficiente  $\rho_g = 0.22$ ,  $E_d = 38.79 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2} \right)$ ,  $E_d = 252.55 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2} \right)$  es:

$$E_{t,r} = \frac{\left[ \left( 252.55 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2} \right) * \sin 44.59 + 38.79 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2} \right) \right) * 0.22 * (1 - \cos 90) \right]}{2}$$

$$= 23.81 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2} \right)$$

- d) Irradiación total de la superficies ( $E_t$ ) se determina a partir de la Ec. 2.28:

$$E_t = (60.42 + 26.07 + 23.81) \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2} \right) = 110.43 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2} \right)$$

### 3.5.3. Temperatura aire-sol

En el apartado 2.7.1.1 se identifica la temperatura sol-aire ( $t_e$ ) una temperatura ficticia del aire exterior mayor a la temperatura del bulbo seco del anuario del INAMHI [véase tabla (3.4)], debido a la influencia de la radiación a diferentes horas del día ( $E_t$ ) y la temperatura del BS exterior, cambia la temperatura ficticia del aire; magnitud que toma en cuenta las caras exteriores de las paredes que están expuestas al sol y toma el mismo valor a las paredes situadas a la sombra.

#### 1.5.3.1. Cálculo de la temperatura sol-aire

##### Datos:

- $\Delta R$  : Para superficies horizontales que reciben radiación de onda desde el cielo, un valor apropiado de  $\Delta R$  es de  $20(\text{Btu}/\text{h} \cdot \text{ft}^2)$ , de forma que, si  $\varepsilon = 1$  y  $h_o = 3(\text{Btu}/\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F})$ , Para superficies verticales es

común el valor 0 para  $\varepsilon \Delta R$ <sup>38</sup>

$\alpha / h_o$  : Parámetro  $\alpha / h_o$ , el valor de 0,15 es apropiado para una superficie de color claro, mientras que 0,30 representa el valor máximo normal para este parámetro (es decir, para una superficie de color oscuro o de cualquier superficie para la cual la ligereza permanente no se puede anticipar fiable)<sup>39</sup>

$$t_{bs_{out}} = 85.1 \text{ } ^\circ\text{F}$$

MCDBR: Rango de temperatura principal coincidente de bulbo seco: 11  
[Anexo E]

f : Rango de fracción diaria de temperatura: 0 [Tabla ( 2.5)]

Para calcular  $t_e$  hay que conocer la temperatura del aire exterior ( $t_o$ ) se calcula a partir de la Ec. 2.11.

$$t_o = 85.1 \text{ } ^\circ\text{F} - (11 * 0) = 85.1 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Con ello,  $t_e$  se calcula a partir de la Ec. 2.10.

$$t_e = 85.1 \text{ } ^\circ\text{F} + (110.43 * 0.30) - 0 = 118.23 \text{ } ^\circ\text{F}$$

La tabla 3.7 contiene valores máximos en el curso diario la radiación solar del 21 de Agosto sobre la superficie orientada al Oeste, según los valores antes vistos.

---

<sup>38</sup> ASHRAE, Handbook –Fundamentals: Nonresidential Cooling and Heating Load Calculations, 2009, p. 18.23

<sup>39</sup> ASHRAE, Ibídem.

Muro de componetes de la radiación solar

Hora local estándar (LST)	AST (hr)	Posición solar			Radiación solar difusa					Radiación solar directa					Radiación total	Temperatura externa (°F)	Temperatura sol-aire (°F)		
		H (°)	β (°)	φ (°)	γ (°)	θ (°)	m	ab	Eb (Btu/h*ft^2)	Et,b (Btu/h*ft^2)	Y	ad	Ed (Btu/h*ft^2)	Et,d (Btu/h*ft^2)	Et,r (Btu/h*ft^2)			Et (Btu/h*ft^2)	
1	0,74	-168,90	-78,43	-110,06	-155,06	100,48	-1,02	0,68	0,00	0,00	0,48	0,21	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	75,42	80,61
2	1,74	-153,90	-64,02	-100,55	-145,55	111,17	-1,11	0,68	0,00	0,00	0,43	0,21	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	74,98	80,41
3	2,74	-138,90	-49,37	-98,82	-143,82	121,71	-1,31	0,68	0,00	0,00	0,41	0,21	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	74,65	80,26
4	3,74	-123,90	-34,69	-98,85	-143,85	131,60	-1,75	0,68	0,00	0,00	0,40	0,21	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	74,32	80,10
5	4,74	-108,90	-20,03	-99,70	-144,70	140,07	-2,86	0,68	0,00	0,00	0,40	0,21	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	74,10	80,00
6	5,74	-93,90	-5,42	-101,19	-146,19	145,81	18,54	0,68	21,67	0,00	0,40	0,21	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	74,32	80,10
7	6,74	-78,90	9,10	-103,39	-148,39	147,24	6,07	0,68	105,67	0,00	0,40	0,21	16,49	6,66	3,65	10,31	75,09	83,55	
8	7,74	-63,90	23,45	-106,62	-151,62	143,82	2,49	0,68	198,94	0,00	0,40	0,21	28,71	11,87	11,87	23,39	76,96	88,34	
9	8,74	-48,90	37,50	-111,60	-156,60	136,73	1,64	0,68	240,24	0,00	0,40	0,21	36,06	14,34	20,05	34,40	79,05	92,61	
10	9,74	-33,90	50,91	-120,03	-165,03	127,53	1,29	0,68	261,87	0,00	0,40	0,21	40,74	16,29	26,84	43,13	80,92	96,10	
11	10,74	-18,90	62,70	-136,27	-181,27	117,29	1,12	0,68	273,19	0,00	0,42	0,21	43,49	18,07	31,49	49,56	82,57	98,79	
12	11,74	-3,90	69,82	-168,87	-213,87	106,64	1,06	0,68	277,61	0,00	0,45	0,21	44,64	20,11	33,57	53,68	83,67	100,54	
13	12,74	11,10	67,33	-150,73	-213,87	96,00	1,08	0,68	276,24	0,00	0,51	0,21	44,28	22,48	32,91	55,39	84,55	101,46	
14	13,74	26,10	57,36	-127,03	-213,87	82,03	1,19	0,68	268,75	20,11	0,58	0,21	42,39	24,77	29,56	74,43	85,10	107,42	
15	14,74	41,10	44,59	-115,37	-213,87	70,37	1,42	0,68	253,13	60,56	0,67	0,21	38,76	26,07	23,81	110,43	85,10	118,23	
16	15,74	56,10	30,81	-108,92	-213,87	63,92	1,94	0,68	223,91	84,54	0,76	0,21	32,94	25,03	16,24	125,81	84,44	122,53	
17	16,74	71,10	16,59	-104,91	-213,87	59,91	3,45	0,68	164,85	79,20	0,83	0,21	23,73	19,75	7,79	106,74	83,56	116,40	
18	17,74	86,10	2,15	-102,23	-213,87	57,23	20,23	0,68	18,06	9,77	0,88	0,21	0,00	0,00	0,07	9,84	82,46	86,82	
19	18,74	101,10	-12,42	-100,40	-213,87	55,40	-4,34	0,68	0,00	0,00	0,89	0,21	0,00	0,00	0,00	0,00	80,81	83,11	
20	19,74	116,10	-27,06	-99,21	-213,87	54,21	-5,82	0,68	0,00	0,00	0,86	0,21	0,00	0,00	0,00	0,00	79,60	82,55	
21	20,74	131,10	-41,73	-98,71	-213,87	53,71	-6,37	0,68	0,00	0,00	0,80	0,21	0,00	0,00	0,00	0,00	78,61	82,09	
22	21,74	146,10	-56,41	-99,30	-213,87	54,30	-7,17	0,68	0,00	0,00	0,72	0,21	0,00	0,00	0,00	0,00	77,62	81,63	
23	22,74	161,10	-71,00	-103,07	-213,87	58,07	-8,09	0,68	0,00	0,00	0,63	0,21	0,00	0,00	0,00	0,00	76,85	81,28	
24	23,74	176,10	-84,60	-135,00	-213,87	90,00	-1,00	0,68	0,00	0,00	0,55	0,21	0,00	0,00	0,00	0,00	76,08	80,92	

Tabla 3.7. Radiación solar en Btu/h\*ft^2 el 21 de Agosto sobre una orientación Oeste ademas la variación de la temperatura sol-aire en el curso del día

Elaboración: Propia

<b>DB</b>	<b>MCDDBR</b>	<b>f</b>	<b>a/ho</b>		
85,1	5,1	0,88	0,3		
		0,92		<b>Σ</b>	90,00
		0,95		<b>Ψ:</b>	45,00
		0,98		<b>δ:</b>	11,80
		1		<b>ET:</b>	-3,60
		0,98		<b>E0:</b>	424,00
		0,91		<b>LSM:</b>	-75,00
		0,74		<b>LOM:</b>	-78,00
		0,55		<b>L</b>	-8,00
		0,38		<b>tb:</b>	0,406
		0,23		<b>td:</b>	2,222
		0,13		<b>pg</b>	0,22
		0,05			
		0			
		0			
		0,06			
		0,14			
		0,24			
		0,39			
		0,5			
		0,59			
		0,68			
		0,75			
		0,82			

### 3.5.4. Pared oeste y techo

La cantidad de ganancia de calor por hora actual en Btu/hr por conducción ( $q_c$ ) y radiación ( $q_r$ ), por el que el flujo de calor a través de las paredes y techo, alcanza su cara interna con un desfase o retardo, depende del coeficiente global de la pared (U) y si que está bajo sombra. Esta disminución se caracteriza por el factor de amortiguamiento de tiempo radiante ( $r_0-r_1$ ) y conducción ( $c_0-c_1$ ) que depende de la clase de construcción (liviana, mediana y pesada), sí que en el interior del local posee alfombra y él % de ventanas.

#### 1.5.4.1. Cálculo de la carga de enfriamiento

Datos:

A : Área neta: 1618.9 (ft<sup>2</sup>) [Tabla (3.6)]

$t_e = 118.23$  °F

$t_{b_{in}} = 77$  °F

a) Para calcular de la ganancia de calor a la hora actual ( $q_{c,15}$ ), primeramente hay que conocer U. Se tomará como datos la conductividad (K), conductancia (C) y resistencia térmica (R) del anexo I teniendo en cuenta el espesor del material (X):

Construcción	Los coeficientes de transmisión U de paredes con cavidad de mampostería			
	$K$ $\left(\frac{\text{Btu} * \text{pulg}}{\text{h} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}}\right)$	$R$ $\left(\frac{\text{h} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}}{\text{Btu}}\right)$	$C$ $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{h} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}}\right)$	$X$ <b>in</b>
Superficie exterior (8.5 mph viento)	-	-	4.26	-
Enlucido	5	-	-	2
Bloque de concreto y perita	-	3.7	-	-
Enlucido: Cemento y agregado de areno	5	-	-	2
Superficie interior (aire tranquilo-vertical)	-	-	0.74	-

Elaboración: Propia

La resistencia térmica (R) se calcula a partir de la Ec. 2.33.

$$R_t = \frac{1(\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F})}{4.26(\text{Btu})} + 2 * \left[ \frac{1(\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F})}{5(\text{Btu} * \text{in})} * 2\text{in} \right] + 3.7 \frac{(\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F})}{\text{Btu}}$$

$$+ \frac{1(\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F})}{0.74(\text{Btu})}$$

$$= 6.086 \left( \frac{\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}}{\text{Btu}} \right)$$

Con ello, el coeficiente global (U) se calcula a partir de la Ec. 2.32.

$$U = 0.1 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}} \right)$$

Por tanto, ganancia de calor hora actual ( $q_{c15}$ ) es:

$$q_{c,15} = 0.164 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}} \right) * 1618.9 \text{ ft}^2 * (118.23 - 27)^\circ\text{F} = 10946.5 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right)$$

Con ello, la ganancia de calor por conducción por hora actual ( $q_c$ ) se calcula a partir de la Ec. 2.30.

$$q_c = (10946.55 * 0) + (8076.50 * 0.03) + (6494.12 * 0.12) + (6249.86 * 0.16)$$

$$+ (5786.24 * 0.15) + (5071.04 * 0.12) + (4144.45 * 0.01)$$

$$+ (3010.77 * 0.08) + (1739.02 * 0.06) + (823.58 * 0.04)$$

$$+ (796.50 * 0.03) + (823.58 * 0.03) + (864.20 * 0.02)$$

$$+ (904.82 * 0.02) + (958.98 * 0.01) + (1040.23 * 0.01)$$

$$+ (1135.01 * 0.01) + (1229.79 * 0.01) + (1351.66 * 0)$$

$$+ (1473.52 * 0) + (1622.47 * 0) + (2607.21 * 0)$$

$$+ (10460.68 * 0) + (12088.20 * 0)$$

$$= 4418.09 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right)$$

Por tanto, la carga de enfriamiento por conducción a las 15hr ( $Q_c$ ) por un factor de desvío de 54% [Véase tabla (2.9)].

$$Q_c = 2385.77 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right) * 0.54 = 3409.71 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right)$$

- b) La ganancia de calor radiante por hora actual ( $q_r$ ) se calcula a partir de la Ec. 2.31;  $q_{r,15} = 4418.09 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right)$  y un factor de amortiguamiento ( $r_0 - r_1$ ) [Tabla A del anexo H]. Se debe tomar las siguientes consideraciones: (a) construcción mediana; (b) sin alfombras; y (c) 10% de ventanas

$$\begin{aligned}
 q_r &= (4418.09 * 0.31) + (3785.38 * 0.17) + (3141.53 * 0.11) \\
 &\quad + (2491.75 * 0.08) + (1902.27 * 0.06) + (1505.65 * 0.04) \\
 &\quad + (1302.27 * 0.04) + (1281.09 * 0.03) + (1371.75 * 0.03) \\
 &\quad + (1564.77 * 0.02) + (1789.32 * 0.02) + (2083.39 * 0.02) \\
 &\quad + (2374.10 * 0.01) + (2428.84 * 0.01) + (3231.42 * 0.01) \\
 &\quad + (3891.82 * 0.01) + (4680.69 * 0.01) + (5561.29 * 0.01) \\
 &\quad + (6566.78 * 0.01) + (7500.18 * 0) + (7877.93 * 0) \\
 &\quad + (7274.88 * 0) + (6192.84 * 0) + (5179.96 * 0) \\
 &= 3263.17 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right)
 \end{aligned}$$

Con ello, la carga de enfriamiento por radiación con un factor de división de ganancia de 46 % [Tabla (2.9)].

$$Q_{r,15} = 3263.17 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right) * 0.46 = 1501.06 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right)$$

Por tanto, la carga de enfriamiento total es:

$$\begin{aligned}
 Q_{t,15} &= Q_{r,15} + Q_{c,15} \\
 &= (1501.06 + 2385.77) \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} = 3886.83 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right)
 \end{aligned}$$

La tabla 3.8 y 3.9 muestra el resumen de las ganancias de calor a la hora actual ( $q_{\theta,15}$ ), por hora actual ( $q_{\theta}$ ) y la carga de enfriamiento por hora actual ( $Q_t$ ).

Hora local estandar (LST)	Temperatura sol- aire (°F)	Temperatura interna (°F)	Ganancia de calor (Btu/h)	CTS	qc (Btu/h)	Qc (54%) (Btu/h)	RTS	qr (Btu/h)	Qr(46%) (Btu/h)	Qt, pared oeste (Btu/h)
				0			0,31			
1	80,61	77	958,98	0,03	3231,42	1744,97	0,17	4433,92	2039,61	3784,57
2	80,41	77	904,82	0,12	2728,84	1473,57	0,11	4018,69	1848,60	3322,17
3	80,26	77	864,20	0,16	2374,10	1282,01	0,08	3652,41	1680,11	2962,12
4	80,10	77	823,58	0,15	2083,39	1125,03	0,06	3324,49	1529,27	2654,30
5	80,00	77	796,50	0,12	1789,32	966,23	0,04	3013,13	1386,04	2352,27
6	80,10	77	823,58	0,1	1564,77	844,97	0,04	2728,02	1254,89	2099,87
7	83,55	77	1739,02	0,08	1371,75	740,74	0,03	2464,05	1133,46	1874,21
8	88,34	77	3010,77	0,06	1281,09	691,79	0,03	2246,89	1033,57	1725,36
9	92,61	77	4144,45	0,04	1302,27	703,23	0,02	2094,81	963,61	1666,84
10	96,10	77	5071,04	0,03	1505,65	813,05	0,02	2038,30	937,62	1750,67
11	98,79	77	5785,24	0,03	1902,27	1027,23	0,02	2095,18	963,78	1991,01
12	100,54	77	6249,86	0,02	2491,75	1345,54	0,01	2276,36	1047,13	2392,67
13	101,46	77	6494,12	0,02	3141,53	1696,42	0,01	2548,87	1172,48	2868,91
14	107,42	77	8076,50	0,01	3785,38	2044,11	0,01	2882,12	1325,77	3369,88
15	118,23	77	10946,55	0,01	4418,09	2385,77	0,01	3263,17	1501,06	3886,83
16	122,53	77	12088,20	0,01	5179,96	2797,18	0,01	3727,93	1714,85	4512,03
17	116,40	77	10460,68	0,01	6192,84	3344,13	0,01	4329,83	1991,72	5335,86
18	86,82	77	2607,21	0	7274,88	3928,43	0,01	5041,67	2319,17	6247,60
19	83,11	77	1622,47	0	7877,93	4254,08	0	5681,69	2613,58	6867,66
20	82,55	77	1473,52	0	7500,18	4050,10	0	5994,04	2757,26	6807,36
21	82,09	77	1351,66	0	6566,78	3546,06	0	5958,25	2740,80	6286,86
22	81,63	77	1229,79	0	5561,29	3003,10	0	5692,81	2618,69	5621,79
23	81,28	77	1135,01	0	4680,69	2527,57	0	5313,66	2444,29	4971,86
24	80,92	77	1040,23	0	3891,82	2101,58	0	4877,67	2243,73	4345,31

Tabla No. 3.8. Carga de enfriamiento de la pared Oeste influenciado por la radiación solar

Elaboración: Propia  
 U 0,16  
 A 1618,90

Hora local estandar (LST)	Temperatura sol- aire (°F)	Temperatura interna (°F)	Ganancia de calor (Btu/h)	CTS	qc (Btu/h)	Qc (54%) (Btu/h)	RTS	qr (Btu/h)	Qr(46%) (Btu/h)	Qt, Techo (Btu/h)
				0,01			0,28			
1	80,612	77	15986,00	0,02	74.105,05	40.016,73	0,15	75242,64	34611,61	74628,34
2	80,408	77	15083,13	0,04	68.435,82	36.955,34	0,1	73096,31	33624,30	70579,65
3	80,255	77	14405,99	0,07	63.200,90	34.128,48	0,07	70593,03	32472,79	66601,28
4	80,102	77	13728,84	0,08	57.806,90	31.215,73	0,06	67700,57	31142,26	62357,99
5	80	77	13277,41	0,08	53.382,74	28.826,68	0,05	64753,42	29786,57	58613,25
6	80,102	77	13728,84	0,08	49.680,25	26.827,33	0,04	61877,78	28463,78	55291,11
7	83,55	77	28989,00	0,08	45.785,76	24.724,31	0,04	58917,90	27102,23	51826,54
8	88,34	77	50188,59	0,07	41.997,81	22.678,82	0,03	55866,11	25698,41	48377,23
9	92,61	77	69086,77	0,06	39.559,32	21.362,03	0,03	53075,81	24414,87	45776,91
10	96,1	77	84532,82	0,06	38.187,94	20.621,49	0,02	50692,40	23318,50	43939,99
11	98,79	77	96438,23	0,05	38.217,33	20.637,36	0,02	48925,51	22505,73	43143,09
12	100,54	77	104183,38	0,04	40.347,56	21.787,68	0,02	48085,50	22119,33	43907,01
13	101,46	77	108253,12	0,04	43.473,72	23.475,81	0,02	48053,26	22104,50	45580,31
14	107,42	77	134632,90	0,04	47.634,86	25.722,83	0,01	48806,07	22450,79	48173,62
15	118,23	77	182475,82	0,03	53.694,32	28.994,93	0,01	50575,15	23264,57	52259,50
16	122,53	77	201506,77	0,03	60.804,06	32.834,19	0,01	53282,22	24509,82	57344,01
17	116,4	77	174376,60	0,03	69.541,70	37.552,52	0,01	57099,43	26265,74	63818,26
18	86,82	77	43461,38	0,02	79.630,05	43.000,23	0,01	62082,39	28557,90	71558,13
19	83,111	77	27046,08	0,02	88.318,52	47.692,00	0,01	67499,95	31049,98	78741,98
20	82,55	77	24563,20	0,02	93.032,79	50.237,71	0,01	72240,60	33230,67	83468,38
21	82,091	77	22531,76	0,01	92.751,62	50.085,88	0	75395,06	34681,73	84767,60
22	81,632	77	20500,31	0,01	89.888,57	48.539,83	0	77064,34	35449,60	83989,43
23	81,275	77	18920,30	0,01	85.588,77	46.217,94	0	77488,59	35644,75	81862,69
24	80,918	77	17340,29	0	80.173,14	43.293,49	0	76825,46	35339,71	78633,20

Tabla 3.9. Carga de enfriamiento del techo influenciado por la radiación solar

Elaboración: Propia  
 U 0,47  
 A 9416,60

### 3.5.5. Ventanas (Oeste-techo)

Hay que distinguir entre dos corrientes o flujo de calor: el calor de trasmisión ( $Q_c + Q_d$ ) y radiación directa ( $Q_b$ );  $Q_c$  se obtiene por medio del cálculo corriente de trasmisión de calor, a partir de la superficie, conductancia  $U$  y diferencia de temperatura del aire exterior y el local. En el cálculo  $Q_d$  hay que partir de los valores de radiación difusa, variables con la hora del día y la época del año y  $Q_b$  partiendo de las variables de los valores de la radiación directa.

#### 1.5.5.1. Cálculo de cargas de enfriamiento a través de las ventanas

Datos:

$$E_{t,d} = 27.44 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{h} * \text{ft}^2} \right)$$

$$E_{t,r} = 23.99 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{h} * \text{ft}^2} \right)$$

$$E_{t,b} = 160.42 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{h} * \text{ft}^2} \right)$$

$$A : \text{Área neta: } 139.82 \text{ ft}^2 \text{ [Tabla (3.6)]}$$

$$t_e = 118.65 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$t_{b_{in}} = 77 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$t_{b_{out}} = 85.1 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$IAC_D = 1$$

$$IAC(\theta, \Omega) = 1$$

Los valores:  $\langle SHGC \rangle_D$  y  $SHGC(\theta)$  [Anexo J], es:

$$ID = 1b$$

$$\text{Espesor de la ventana} = \frac{1}{4} \text{ plg}$$

$$CLR = \text{Claro}$$

$$\theta = 76.16 \text{ }^\circ$$

$$SHGC_D = 0.77$$

$$SHGC_\theta = 0.478$$

- a) Se calcula la ganancia de calor por irradiación difusa+ convección por hora actual.

Construcción	Los coeficientes de transmisión U de ventanas		
	K $\left(\frac{\text{Btu} * \text{pulg}}{\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}}\right)$	R $\left(\frac{\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}}{\text{Btu}}\right)$	C $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}}\right)$
Superficie exterior (8.5 mph viento)	-	-	- 4.26
Ventana una hoja	-	-	1.13
Película del aire interior	-	-	0.74

Elaboración: Propia

R<sub>t</sub> se calcula a partir de la Ec. 2.33.

$$R_t = \frac{1(\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F})}{4.26(\text{Btu})} + \frac{1(\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F})}{1.13\text{Btu}} + \frac{1(\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F})}{0.74(\text{Btu})}$$

$$= 2.47 \left(\frac{\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}}{\text{Btu}}\right)$$

Con ello, U se calcula a partir de la Ec. 2.32.

$$U = 0.404 \left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}}\right)$$

Por tanto, q<sub>c,15</sub> se calcula a partir de la Ec. 2.35.

$$q_{c,15} = 0.404 \left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}}\right) * 139.82 (\text{ft}^2) * (85.1 - 77)^\circ\text{F} = 457.997 \left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr}}\right)$$

La ganancia de calor por radiación directa a la hora actual (q<sub>b,15</sub>) se calcula a partir de la Ec. 2.36.

$$q_{b,15} = 139.82 \text{ ft}^2 * 60.42 \left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2}\right) * 0.478 * 1 = 4038.108 \left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr}}\right)$$

La ganancia de calor por radiación difusa a la hora actual (q<sub>d,15</sub>), partiendo de la Ec. 2.37 es:

$$q_{d,15} = 139.82 \text{ ft}^2 * (27.44 + 23.99) \left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2}\right) * 0.77 * 1 = 5537.03 \left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr}}\right)$$

Por tanto: Radiación difusa +convección es:

$$q_{t,15} = q_{c,15} + q_{d,15}$$

$$= (457.55 + 5537.03) \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} = 5994.57 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right)$$

Con ello, la carga de enfriamiento por conducción a la hora actual ( $Q_c$ ), por un factor de división de ganancia de 54 % [Tabla (2.9)] es:

$$Q_c = 5994.57 * 0.54 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right) = 3237.06 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right)$$

Con ello,  $q_{r,15}$  a la hora actual por un factor de división de ganancia de 46 % [Tabla (2.9)] es:

$$q_{r,15} = 5994.57 * 0.46 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right) = 2757.50 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right)$$

Con ello, la carga de enfriamiento por radiación difusa por hora actual ( $Q_r$ ), tomando en cuenta los factores de amortiguamiento de la tabla A del anexo H es:

$$Q_r = (2757.5 * 0.31) + (2978.88 * 0.17) + (3021.28 * 0.11) + (2919.55 * 0.08)$$

$$+ (2695.33 * 0.06) + (2349.58 * 0.04) + (1884.80 * 0.04)$$

$$+ (1300.99 * 0.03) + (610.87 * 0.03) + (80.60 * 0.02)$$

$$+ (77.95 * 0.02) + (80.60 * 0.02) + (84.58 * 0.01)$$

$$+ (-52.49 * 0.01) + (-41.05 * 0.01) + (101.81 * 0.01)$$

$$+ (111.08 * 0.01) + (120.36 * 0.01) + (132.29 * 0.01)$$

$$+ (144.21 * 0) + (158.79 * 0) + (498.59 * 0) + (1598.41 * 0)$$

$$+ (2313.24 * 0)$$

$$= 2324.94 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{h}} \right)$$

b) Para calcular la carga de enfriamiento por radiación directa por hora actual ( $Q_b$ ) primero se determina la ganancia de calor por radiación directa a la hora actual ( $q_{b,15}$ ), partiendo de la Ec. 2.36 es:

$$q_{b,15} = 139.82 \text{ ft}^2 * 60.42 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2} \right) * 0.478 * 1 = 4038.108 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right)$$

Con ello,  $Q_b$  se calcula a partir de la Ec. 2.31.

$$\begin{aligned} Q_b &= (4038.108 * 0.28) + (0 * 0.15) + (0 * 0.10) + (0 * 0.07) + (0 * 0.06) \\ &\quad + (0 * 0.05) + (0 * 0.04) + (0 * 0.04) + (0 * 0.03) + (0 * 0.03) \\ &\quad + (0 * 0.02) + (0 * 0.02) + (0 * 0.02) + (0 * 0.02) + (0 * 0.01) \\ &\quad + (7571.807 * 0.01) + (7811.67 * 0.01) + (1015.849 * 0.01) \\ &\quad + (0 * 0.01) + (0 * 0.01) + (0 * 0.01) + (1274.89 * 0) \\ &\quad + (11077.2 * 0) + (10737.1 * 0) \\ &= 1130.67 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right) \end{aligned}$$

$$Q_t = (3237.06 + 2324.94 + 1130.67) = 6692.68 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right)$$

Estos valores, se han reunido en la tabla 3.10 se indica la carga de enfriamiento de las ventanas ubicada en la pared Oeste y el techo.

Radiación directa, sin sombra										Radiación difusa+ Conducción										
Ganancia de calor por:																				
LST	$E_{t,b}$	$\theta$	$E_b$	SHGC (0)	IAC	qb (Btu/h)	RTS (solar)	Qb (Btu/h)	$E_{t,r}$ (Btu/h)	$E_{t,d}$ (Btu/h)	Temperatura externa (°F)	qd (Btu/h)	qc (Btu/h)	qd+qc	Qc 54% (Btu/h)	Qd 46%	RTS (no solar)	Qd (Btu/h)	Qt, Ventana Oeste (Btu/h)	Qt, Ventana Techo (Btu/h)
1	0,00	100,48	0,00	0,000	1,00	0	0,28	582,90	0	0	75,42	0,00	-89,25	-89,25	-48,1949473	-41,05	0,31	418,21	952,92	8872,86
2	0,00	111,17	0,00	0,000	1,00	0	0,15	497,02	0	0	74,98	0,00	-114,10	-114,10	-61,61632502	-52,49	0,11	339,72	775,13	7258,82
3	0,00	121,17	0,00	0,000	1,00	0	0,07	418,91	0	0	80,26	0,00	183,87	183,87	99,28769206	84,58	0,08	321,06	839,25	7663,66
4	0,00	131,60	0,00	0,000	1,00	0	0,06	408,75	0	0	80,10	0,00	175,22	175,22	94,62071298	80,60	0,06	289,44	792,81	7227,05
5	0,00	140,07	0,00	0,000	1,00	0	0,05	368,37	0	0	80,00	0,00	169,46	169,46	91,5093936	77,95	0,04	255,48	715,35	6504,23
6	0,00	145,81	21,67	0,000	1,00	0	0,04	292,65	0	0	80,10	0,00	175,22	175,22	94,62071298	80,60	0,04	229,68	616,95	5578,30
7	0,00	147,24	105,67	0,000	1,00	0	0,04	214,53	3,65	6,87	80,46	1132,60	195,39	1327,99	717,1132119	610,87	0,03	367,02	1298,67	11935,95
8	0,00	143,82	198,94	0,000	1,00	0	0,03	204,37	11,94	12,06	81,33	2583,87	244,36	2828,24	1527,24829	1300,99	0,03	641,97	2373,59	21947,84
9	0,00	136,53	240,24	0,000	1,00	0	0,03	204,37	20,20	15,08	82,30	3798,29	299,10	4097,39	2212,592943	1884,80	0,02	970,27	3387,24	31378,91
10	0,00	127,53	261,87	0,000	1,00	0	0,02	204,37	27,04	17,17	83,16	4759,71	348,07	5107,79	2758,203961	2349,58	0,02	1306,00	4268,58	39574,36
11	0,00	117,29	273,19	0,000	1,00	0	0,02	204,37	31,73	19,06	83,93	5468,12	391,29	5859,41	3164,081343	2695,33	0,02	1622,14	4990,60	46282,85
12	0,00	106,64	277,61	0,000	1,00	0	0,02	163,99	33,83	21,22	84,44	5926,76	420,10	6346,86	3427,302225	2919,55	0,01	1895,47	5486,77	50891,21
13	0,00	96,00	276,24	0,000	1,00	0	0,02	88,28	33,17	23,72	84,85	6124,86	443,14	6568,00	3546,719869	3021,28	0,01	2121,22	5756,22	53383,35
14	20,09	85,71	268,75	0,000	1,00	0	0,01	10,16	29,78	26,12	85,10	6018,27	457,55	6475,82	3496,942383	2978,88	0,01	2273,02	5780,12	53586,81
15	60,42	76,16	253,13	0,478	1,00	4038,1079	0,01	1130,67	23,99	27,44	85,10	5537,03	457,55	5994,57	3237,069296	2757,50	0,01	2324,94	6692,68	62109,98
16	84,09	67,82	223,91	0,644	1,00	7571,8067	0,01	2725,82	16,35	26,27	84,79	4588,53	440,26	5028,79	2715,546993	2313,24	0,01	2247,24	7688,61	71426,73
17	78,03	61,29	164,85	0,716	1,00	7811,6707	0,01	3726,85	7,82	20,58	84,39	3057,58	417,22	3474,80	1876,391357	1598,41	0,01	2006,77	7610,01	70705,74
18	9,77	57,26	18,06	0,744	1,00	1015,8491	0,01	2496,04	0,78	5,68	83,88	695,49	388,41	1083,90	585,3055579	498,59	0,01	1548,32	4629,66	42866,30
19	0,00	56,32	0,00	0,748	1,00	0	0,01	1705,86	0,00	0	83,11	0,00	345,19	345,19	186,4046348	158,79	0	1187,89	3080,15	28414,48
20	0,00	58,62	0,00	0,737	1,00	0	0,01	1304,62	0,00	0	82,55	0,00	313,50	313,50	169,2923782	144,21	0	961,32	2435,23	22411,34
21	0,00	63,79	0,00	0,688	1,00	0	0	1079,92	0,00	0	82,09	0,00	287,58	287,58	155,2914409	132,29	0	802,11	2037,33	18714,07
22	0,00	71,17	0,00	0,593	1,00	0	0	915,93	0,00	0	81,63	0,00	261,65	261,65	141,2905037	120,36	0	683,42	1740,64	15964,79
23	0,00	80,09	0,00	0,390	1,00	0	0	787,27	0,00	0	81,28	0,00	241,48	241,48	130,4008859	111,08	0	594,91	1512,59	13853,30
24	0,00	90,00	0,00	0,000	1,00	0	0	701,40	0,00	0	80,92	0,00	221,32	221,32	119,511268	101,81	0	520,13	1341,04	12269,85

Tabla 3.10. Carga de enfriamiento a través de las ventanas

Elaboración: Propia

A= 139,82  
 tinterna 77  
 U 0,404  
 IACd 1  
 <SHGC>d 0,77  
 IAC(0Ω) 1

### 3.5.6. Particiones

La ganancia de calor a través de las paredes (q) que están bajo techo se realiza sólo a la hora actual, partiendo de la Ec. 2.32 del capítulo 2.

#### Piso.

Datos:

A : Área neta: 13119.17 (ft<sup>2</sup>) [Tabla (3.6)],

t<sub>bs<sub>in</sub></sub> = 77 °F

t<sub>b</sub> : Temperatura del aire en espacio adyacente, Temperatura media del aire exterior: 77.9 °F

Construcción del piso	Los coeficientes de transmisión U de paredes con cavidad de mampostería		
	K ( $\frac{\text{Btu} * \text{pulg}}{\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}}$ )	R ( $\frac{\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}}{\text{Btu}}$ )	C ( $\frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}}$ )
Aire exterior	-	-	0.37
Arena + grava o piedra	10 a 20	-	-
Cemento ,cal+ mortero+ estuco	9.7	-	-
baldoa de goma	-	-	3/4
Aire interior	-	-	2.94
			0.91

Elaboración: Propia

$$R_t = \frac{1(\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F})}{0.37(\text{Btu})} + \frac{1(\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F})}{20\text{Btu} * \text{in}} * 8 \text{ in} + \frac{1(\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F})}{9.7\text{Btu} * \text{in}} * \frac{3}{4} \text{ in} + \frac{1(\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F})}{2.94\text{Btu}} + \frac{1(\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F})}{0.91(\text{Btu})} \quad (2.27)$$

$$= 2.646 \left( \frac{\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}}{\text{Btu}} \right)$$

$$U = \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}} \right) \quad (2.26)$$

Por tanto, q es:

$$q = 0.377 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}} \right) * 13119.17 (\text{ft}^2) * (77.9 - 77) ^\circ\text{F} = 4451.33 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right)$$

Resumen de ganancia de calor a través de las particiones:

	<b>A</b> (ft <sup>2</sup> )	<b>U</b> $\left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2} \right)$	<b>Δt</b> °F	<b>q</b> $\left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right)$
<b>Pared norte</b>	1950.1	0.138	0.9	242.20
<b>Pared Sur</b>	1339.7	0.138	0.9	166.39
<b>Pared Este</b>	2503.68	0.138	0.9	310.95
<b>Piso</b>	13119.17	0.377	0.9	4451.33
<b>Ventana Sur</b>	699.92	0.278	0.9	175.11

Elaboración: Propia

### 3.6. CARGAS INTERNAS

Las ganancias térmicas internas afectan a la cámara de acondicionamiento de aire. El flujo de calor por conducción y radiación que aportan los equipos, electrodomésticos, personas, iluminación y infiltración de aire a través de las puertas y ventanas que se abren es normalmente la segunda fuente de cargas térmicas requeridas para un determinado local.

#### 3.6.2. Iluminación.

Dentro de la imprenta existe: Lámparas fluorescentes de tubo, que están representadas en la tabla 3.11 mostrando detalladamente la potencia nominal.

Item	Cantidad	Descripción	W	Total
1	72	Sylvania,6500K, FO32/6500, Made In Germany,posee 2 focos por cada tipo	32	W=72*2*32 4608W
2	12	Sylvania, F40W-T12/6500K , Made in India, posee 2 focos por cada tipo	40	960W
3	24	Philips, TL40W/54RS, Made In Poland, posee 2 focos por cada tipo	40	1920W
4	2	Norva, F17T8/D, posee 4 focos por cada tipo	36	288W
5	1	Master, TL-D 90, 36W/950, posee 4 focos por cada tipo	36	144W
			Σ	7920W

Tabla 3. 11. Iluminación interna de la imprenta

Elaboración: Propia

Datos:

W : Potencia de iluminación total: 7920 W [Tabla (3.11)]

$F_{ul}$  : Factor de uso: 70 %

$F_{sa}$  : Factor especial de permisividad de iluminación: 12% [Anexo K]

a) ( $q_{c,15}$ ) se calcula a partir de la Ec. 2.39.

$$q_{c,15} = 3.41 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{W}} \right) * 7920\text{W} * 0.7 * 0.12 = 2268.605 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right)$$

Con ello, la carga de enfriamiento a la hora actual ( $Q_{el,15}$ ), multiplicado por el factor de división por iluminación de 5% [Anexo K]

$$Q_{c,15} = 2268.605 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right) * 0.05 = 113.43024 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right)$$

b) ( $q_r$ ) se calcula a partir de la Ec. 2.31.

$$\begin{aligned} q_r = & (2268.605 * 0.31) + (2268.605 * 0.17) + (2268.605 * 0.11) \\ & + (2268.605 * 0.08) + (2268.605 * 0.06) + (2268.605 * 0.04) \\ & + (2268.605 * 0.04) + (2268.605 * 0.03) + (0 * 0.03) \\ & + (0 * 0.02) + (0 * 0.02) + (0 * 0.02) + (0 * 0.01) + (0 * 0.01) \\ & + (0 * 0.01) + (0 * 0.01) + (0 * 0.01) + (0 * 0.01) + (0 * 0.01) \\ & + (0 * 0) + (0 * 0) + (2268.605 * 0) + (2268.605 * 0) \\ & + (2268.605 * 0) \end{aligned}$$

$$= 1905.63 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{h}} \right)$$

Con ellos, la carga de enfriamiento por radiación por hora actual ( $Q_r$ ), con una fracción de radiación del 95 % [Anexo K] es:

$$Q_r = 1905.63 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right) * 0.95 = 1810.35 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right)$$

Por tanto,  $Q_{\text{total}}$  es:

$$Q_{\text{total}} = Q_{r,15} + Q_{c,15}$$

$$= (1923.78 + 113.43) \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} = 1923.78 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right)$$

“Asumiendo que el 26% de la carga por la iluminación es absorbida por la corriente de aire de retorno, la carga de iluminación neta a las 15:00h”<sup>40</sup>, es:

$$Q_{\text{total}} = 1923.78 * 0.74 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right) = 1423.59 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right)$$

La Tabla 3.12 se indica el resumen de cálculo de las cargas de enfriamiento sensible por iluminación, obtenidos a partir del procedentito realizado a las 15hr.

---

<sup>40</sup>Ashrae, Op Cite, p.

LST	$F_{ul}$	$F_{sa}$	$Q_c$ (Btu/h)	5% (Btu/h)	RTS (solar)	$Q_r$ (Btu/h)	$Q_r$ 95% (Btu/h)	Qt, Iluminación (Btu/h)	$Q_s$ 74% iluminación (Btu/h)
1	0	0	0	0	0,31				
2	0	0	0	0	0,17	408,35	387,93	387,93	287,07
3	0	0	0	0	0,11	362,98	344,83	344,83	255,17
4	0	0	0	0	0,08	294,92	280,17	280,17	207,33
5	0	0	0	0	0,06	249,55	237,07	237,07	175,43
6	0	0	0	0	0,04	204,17	193,97	193,97	143,53
7	0	0	0	0	0,04	158,80	150,86	150,86	111,64
8	0,70	0,12	2268,6048	113,43024	0,03	136,12	129,31	129,31	95,69
9	0,70	0,12	2268,6048	113,43024	0,03	816,70	775,86	889,29	658,08
10	0,70	0,12	2268,6048	113,43024	0,02	1179,67	1120,69	1234,12	913,25
11	0,70	0,12	2268,6048	113,43024	0,02	1406,53	1336,21	1449,64	1072,73
12	0,70	0,12	2268,6048	113,43024	0,02	1565,34	1487,07	1600,50	1184,37
13	0,70	0,12	2268,6048	113,43024	0,01	1678,77	1594,83	1708,26	1264,11
14	0,70	0,12	2268,6048	113,43024	0,01	1746,83	1659,48	1772,91	1311,96
15	0,70	0,12	2268,6048	113,43024	0,01	1837,57	1745,69	1859,12	1375,75
16	0,70	0,12	2268,6048	113,43024	0,01	1905,63	1810,35	1923,78	1423,59
17	0,70	0,12	2268,6048	113,43024	0,01	1973,69	1875,00	1988,43	1471,44
18	0,70	0,12	2268,6048	113,43024	0,01	2019,06	1918,11	2031,54	1503,34
19	0	0	0	0	0,01	2064,43	1961,21	2074,64	1535,23
20	0	0	0	0	0	1406,53	1336,21	1336,21	988,79
21	0	0	0	0	0	1043,56	991,38	991,38	733,62
22	0	0	0	0	0	816,70	775,86	775,86	574,14
23	0	0	0	0	0	657,90	625,00	625,00	462,50
24	0	0	0	0	0	544,47	517,24	517,24	382,76
24	0	0	0	0	0	476,41	452,59	452,59	334,91

Tabla 3.12. Carga de enfriamiento sensible por la iluminación

Elaboración: Propia

W 7920

### 3.6.3. Motores

La tabla 3.13 en función al Lay Out de la Fig. 3.1, se indica las especificaciones técnicas de cada una de las máquinas y conjuntamente la ganancia de calor total que aportan.

Ejemplo:

E= RYOBI 524 GX

Potencia= 16hp

% eficiencia= 0.862 [Tabla A del Anexo L]

Factor de uso= 08 am - 20 pm

Los factores de carga del sistema en la imprenta se hallan entre 40% al 60%, porcentaje obtenida por el personal de la imprenta

Factor de carga= 45%

Por lo tanto, aplicando la Ec. 2.40 del Cap. 2, la ganancia de calor generado por el equipo es:

$$\begin{aligned}q_{el} &= 2425 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hp} * \text{hr}} \right) * \left( \frac{16}{0.862} \right) \text{hp} * 0.5 * 0.45 \\ &= 10628.7 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right)\end{aligned}$$

Por tanto, para la carga de enfriamiento total mediante el método de serie de tiempo radiante (RTS), es  $268272,33 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right)$  a las 15hr, obtenida de la tabla 3.14.

ITEN	FABRICANTE	Designación	Especificaciones técnicas			Eficiencia	F <sub>UM</sub>	F <sub>LM</sub>	qc (Btu/h)
			KVA	KW	HP				
A	HARRIS OFFSET LXC-FR	Motor Barnizadora UV			5,00	0,82	0,5	0,45	3491,62
B	TROQUEL	Motor Prensa			5,00	0,82	0,5	0,45	3491,62
C	HORNO UV	Prensa		8,80	11,80	0,815	0,33	0,45	1854,88
D	HEIDELBERG STAHLTOLDER	Plegar	15,22	12,17	16,32	0,8636	1	0,45	5164,40
E	RYOBI 524 GX	Prensa offset			16,00	0,862	0,5	0,45	21667,92
F	HEIDELBERG SPEEDMASTER	Prensa offset			9,00	0,8541	0,66	0,45	10628,77
G	HEIDELBERG SPEED MASTER	Prensa offset			10,00	0,8568	0,66	0,45	10681,05
H	ROLAND PARVA	Prensa offset	33,65	26,92	36,10	0,89	0,33	0,45	11830,43
I	ROLAND REKORD, RZK 2/0 1/1	Prensa offset	43,84	35,07	47,03	0,89	0,33	0,45	58584,90
J	HEIDELBERG SPEED MASTER	Prensa offset			10,00	0,8568	0,66	0,45	19679,92
	POLAR 107 EL				17,00	0,8756	0,66	0,45	19679,92
K		Compresor Motor Motor			0,37	0,50	0,605	0,45	469,63
		Gillotina			0,75	1,01	0,667	0,45	863,46
	FG PIVANO 103	Motor			0,75	1,01	0,667	0,45	863,46
L		Compresor Motor Motor			0,65	0,87	0,5875	0,45	849,59
		Gillotina			1,10	1,48	0,6525	0,45	1294,55
		Motor			0,75	1,01	0,6525	0,45	882,65
M	HEIDELBERG STAHLTOLDER WOHLENBERG city 400	Plegar	15,22	12,17	16,32	0,8626	0,33	0,45	7150,41
		Alzadora	10	8,00	10,73	0,852	0,5	0,45	7210,35
		Encuadernadora	28	22,40	30,04	0,89	0,5	0,45	19326,99
N	KRF en funcionamiento independiente	Encoladora	10	8,00	10,73	0,852	0,5	0,45	7210,35
	Sistema de Cintas		9	7,20	9,66	0,85	0,5	0,45	6504,59
	cortadora de separación		7,5	6,00	8,05	0,85	0,5	0,45	5420,49
	y cortador dirador					0,88	1	0,45	32535,51
Otros	COMPRESOR ConfortStar Ultrafil SL, UO-D2408P				25,00	0,88	1	0,45	32535,51
					1,50	0,642	0,66	0,45	1766,04
					1,50	0,8	0,66	0,45	1417,25
					Σ	414,85		Σ	307651,75

Tabla 3.13. Ganancia de calor sensible aportado por los motores , que se encuentran ubicados en el interior de la imprenta

Elaboración: Propia

LST	qc (Btu/h)	Qc 20% (Btu/h)	RTS (solar)	qr (Btu/h)	Qr 80% (Btu/h)	Qt, Motores (Btu/h)
			0,31			
1	0	0	0,17	55377,32	44301,85205	44301,8521
2	0	0	0,11	49224,28	39379,42405	39379,424
3	0	0	0,08	39994,73	31995,78204	31995,782
4	0	0	0,06	33841,69	27073,35403	27073,354
5	0	0	0,04	27688,66	22150,92603	22150,926
6	0	0	0,04	21535,62	17228,49802	17228,498
7	0	0	0,03	18459,11	14767,28402	14767,284
8	307651,7504	61530,35	0,03	110754,6	88603,70411	150134,054
9	307651,7504	61530,35	0,02	159978,9	127983,1282	189513,478
10	307651,7504	61530,35	0,02	190744,1	152595,2682	214125,618
11	307651,7504	61530,35	0,02	212279,7	169823,7662	231354,116
12	307651,7504	61530,35	0,01	227662,3	182129,8362	243660,186
13	307651,7504	61530,35	0,01	236891,8	189513,4782	251043,828
14	307651,7504	61530,35	0,01	249197,9	199358,3342	260888,684
15	307651,7504	61530,35	0,01	258427,5	206741,9763	268272,326
16	307651,7504	61530,35	0,01	267657	214125,6183	275655,968
17	307651,7504	61530,35	0,01	273810,1	219048,0463	280578,396
18	307651,7504	61530,35	0,01	279963,1	223970,4743	285500,824
19	0	0	0	190744,1	152595,2682	152595,268
20	0	0	0	141519,8	113215,8441	113215,844
21	0	0	0	110754,6	88603,70411	88603,7041
22	0	0	0	89219,01	71375,20609	71375,2061
23	0	0	0	73836,42	59069,13607	59069,1361

Tabla 3.14. Carga de enfriamiento sensible por los equipos

Elaboración: Propia

### 3.6.4. Electrodomésticos

De acuerdo a la Ec. 2.41, la ganancia de calor latente y sensible (convección y radiación) se debe tomar en cuenta para la carga total. Estos valores, se obtienen de la Tabla B del anexo L.

La Tabla 3.15 se indica los factores de los electrodomésticos que se encuentran dentro de la imprenta y en la tabla N°. 3.16 se indica la ganancia de calor total que aportan:

<b>Electrodomésticos</b>	<b>Sensible radiante</b> $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right)$	<b>Sensible convección</b> $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right)$	<b>Latente</b> $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right)$	<b>Factor de uso</b> $F_U$	<b>Factor de radiación</b> $F_R$
Cafetera de urna	200	300	700	0.09	0.17
Refrigeradora	500	600	0	0.41	0.45
Horno	1000	3100	0	0.16	0.24

Tabla 3. 15. Calor sensible y latente que aportan los electrodomésticos

Elaboración: Propia.

<b>Electrodomésticos</b>	<b>Qr+Qc</b> $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right)$	<b>Ql</b> $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right)$	<b>Total</b> $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right)$
Cafetera de urna	7.65	700	707.65
Refrigeradora	202.95	0	202.95
Horno	157.44	0	157.44

Tabla 3. 16. Ganancia de calor aportado por los electrodomésticos

Elaboración: Propia.

### 3.6.5. Personas

A partir de la encuesta realizada, para el análisis del nivel de actividad del personal dentro de la imprenta, se llego al análisis de que realizan una labor moderadamente pesada.

Para los cálculos, se tomará un nivel de actividad pesado que a partir del anexo M se indica la ganancia de calor sensible y latente en la tabla 3.17. En la tabla 3.18 se indica la ganancia de calor aportado por el personal donde laboran 68 personas en dos turnos de 9 horas.

<b>Personal</b>	<b>Nº</b>	<b>Calor sensibles</b> $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right)$	<b>Calor Latente</b> $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right)$
Hombres/ mujeres	34	580	870

**Tabla 3. 17.**Calor sensible y latente que aportan las personas

Elaboración: Propia.

<b>Calor sensibles</b> $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right)$	<b>Calor Latente</b> $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right)$	<b>Q total</b> $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right)$
19720	29580	49300

Tabla 3. 18. Ganancia de calor aportado por el personal

Elaboración: Propia.

La carga de enfriamiento sensible, se realiza a partir del método de series de tiempo radiante (RTS); con un 40 % de conducción y 60% de radiación [Tabla (2.9) del Cap. 2]. Estos valores n en la tabla 3.19, donde la carga de enfriamiento a las 15h, es:  
 $17826.88 \left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr}}\right)$

LST	$q_{el}$	Qc 40% (Btu/h)	RTS (solar)	Qr (Btu/h)	Qr 60% (Btu/h)	Qt, Personas (Btu/h)
1	0,00	0	0,31			
2	0	0	0,17	3549,60	2129,76	2129,76
3	0	0	0,11	3155,20	1893,12	1893,12
4	0	0	0,08	2563,60	1538,16	1538,16
5	0	0	0,06	2169,20	1301,52	1301,52
6	0	0	0,04	1774,80	1064,88	1064,88
7	0	0	0,04	1380,40	828,24	828,24
8	0	0	0,03	1183,20	709,92	709,92
8	19720	7888	0,03	7099,20	4259,52	12147,52
9	19720	7888	0,02	10254,40	6152,64	14040,64
10	19720	7888	0,02	12226,40	7335,84	15223,84
11	19720	7888	0,02	13606,80	8164,08	16052,08
12	19720	7888	0,01	14592,80	8755,68	16643,68
13	19720	7888	0,01	15184,40	9110,64	16998,64
14	19720	7888	0,01	15973,20	9583,92	17471,92
<b>15</b>	<b>19720</b>	<b>7888</b>	<b>0,01</b>	<b>16564,80</b>	<b>9938,88</b>	<b>17826,88</b>
16	19720	7888	0,01	17156,40	10293,84	18181,84
17	19720	7888	0,01	17550,80	10530,48	18418,48
18	19720	7888	0,01	17945,20	10767,12	18655,12
19	0	0	0	12226,40	7335,84	7335,84
20	0	0	0	9071,20	5442,72	5442,72
21	0	0	0	7099,20	4259,52	4259,52
22	0	0	0	5718,80	3431,28	3431,28
23	0	0	0	4732,80	2839,68	2839,68
24	0	0		4141,20	2484,72	2484,72

Tabla 3.19. Carga de enfriamiento sensible por las personas

boración: Propia

### 3.6.6. Infiltraciones de aire

Hay que tomar en cuenta las infiltraciones de aire que se producen en las ventanas ubicadas en la pared Oeste y la puerta de ingreso principal, magnitud que deben ser evaluadas adecuadamente.

Datos para el cálculo de infiltración a través de las ventanas:

$$tbs_{in} = 77 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$W_{in} = 0.012 \text{ (Lbm agua/Lbm aire seco)}$$

$$tbs_{out} = 85.1 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$W_{out} = 0.0236 \text{ (Lbm agua/Lbm aire seco)}$$

$$\frac{Q}{P} = 6.4 \left( \frac{\text{m}^3}{\text{hr} * \text{m}^2} \right)$$

Ventanas Oeste: En la pared Oeste existen: 6 ventanas tipo guillotina horizontal con burlete de estanqueidad y un área de abertura de  $0.57 \text{ m}^2$

Velocidad del viento=  $3.8 \text{ NE m/s}$  ( $13.67 \text{ Km/h}$ )

Elevación al nivel del mar =  $2812 \text{ m snm}$  ó  $9225 \text{ ft snm}$ [Tabla (3.3)]

La cantidad de aire que entra por área de abertura de las ventanas  $\frac{Q}{P} = 6.4 \left( \frac{\text{m}^3}{\text{hr} * \text{m}^2} \right)$  y un área total de abertura de  $A = 3.42 \text{ m}^2$ , partiendo de la Ec. 2.47 y del anexo 3.14, la cantidad de aire que entra del exterior al interior en  $\text{cfm}(Q_s)$  es:

$$\frac{13.67 \left( \frac{\text{Km}}{\text{hr}} \right)}{12 \left( \frac{\text{Km}}{\text{hr}} \right)} = 1.14$$

$$Q_s = (0.57 * 6) \text{ m}^2 * 6.4 \left( \frac{\text{m}^3}{\text{hr} * \text{m}^2} \right) * 1.14 = 24.95 \left( \frac{\text{m}^3}{\text{hr}} \right) = 14.68 \text{ cfm}$$

Los factores de calentamiento sensible del aire ( $C_s$ ) y latente ( $C_l$ ) se calcula a partir de la Ec. 2.46.

$$C_s = 1.1 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{h} * \text{cfm} * ^\circ\text{F}} \right) * \{1 - [9225 * (6.8754 * 10^{-6})]\}^{5.2559}$$

$$= 0.779 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{h} * \text{cfm} * ^\circ\text{F}} \right)$$

$$C_l = 4840 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{h} * \text{cfm}} \right) * \{1 - [9225 * (6.8754 * 10^{-6})]\}^{5.2559}$$

$$= 3429.84 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{h} * \text{cfm}} \right)$$

Con ello; de la Ec. 2.44 y 2.45 se desuse ( $q_s$ ) y latente ( $q_l$ ).

$$q_s = 0.779 \left( \frac{\text{Btu} * \text{ft}}{\text{h} * \text{cfm} * ^\circ\text{F}} \right) * 14.68 \text{ cfm} * (85.1 - 77) ^\circ\text{F} = 92.62 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

$$q_l = 3429.84 \left( \frac{\text{Btu} * \text{ft}}{\text{h} * \text{cfm}} \right) * 14.68 \text{ cfm} * (0.0236 - 0.012) = 584.06 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

Las ganancias de calor por infiltración a través de las ventanas y la puerta principal se resumen en la tabla 3.20:

	<b>A</b> (ft <sup>2</sup> )	<b>Q/A</b> $\left( \frac{\text{m}^3}{\text{h} * \text{m}^2} \right)$	<b>Qs</b> (cfm)	<b>qs</b> $\left( \frac{\text{Btu}}{\text{h}} \right)$	<b>ql</b> $\left( \frac{\text{Btu}}{\text{h}} \right)$
Ventanas Oeste	0.57*6	6.4	14.68	92.62	584.06
Puerta Norte		850	500.29	3156.77	19904.60
			Σ	3249.39	20488.66

Tabla 3. 20. Resumen de ganancia de calor por infiltración de aire

Elaboración: Propia

### 3.6.7. Resumen de las cargas térmicas

La tabla 3.20 se indica el resumen de las cargas interna externas y infiltración de aire a las 15hr, magnitud que se refiere a la velocidad que se va evacuar el calor en Btu/hr del local acondicionado.

		<b>Q por unidad,</b> $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right)$	<b>Qs</b> $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right)$	<b>Qs de retorno,</b> $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right)$	<b>QI</b> $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right)$	
<b>Cargas internas</b>						
	<b>No</b>	$\left(\frac{\text{Btu}}{\text{h} * \text{pers}}\right)$	$\left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right)$	$\left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right)$	$\left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right)$	
Ocupantes	34	524.32	17826.88	-	29580	
Iluminación	-	1923.77	1423.59	-	-	
Retorno (26%)	-	-	-	500.18	-	
Motores	-	-	268272.33	-	-	
Electrodomésticos	-	-	368.04	-	700	
<b>Cargas externas</b>						
<b>Pared</b>	<b>Área</b> <b>(ft<sup>2</sup>)</b>	$\left(\frac{\text{Btu}}{\text{h} * \text{ft}^2}\right)$	$\left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right)$	$\left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right)$	$\left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right)$	
Norte	1950.1	0.12	242.2	-	-	
Sur	1339.7	0.12	166.39	-	-	
Este	2503.68	0.16	394.33	-	-	
Oeste	1618.9	2.4	3886.82	-	-	
Piso	13119.17	0.34	4451.33	-	-	
Techo	9416.6	5.55	52259.5	-	-	
<b>Ventanas</b>						
Sur	699.92	0.25	175.11	-	-	
Oeste	139.82	47.87	6692.67	-	-	
Techo	1307	47.52	62109.98	-	-	
<b>Infiltraciones de aire</b>						
Total (ventana y puerta)	-	-	3249.39	-	20488.66	

	<b>Qs</b> $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right)$	<b>Qs de retorno,</b> $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right)$	<b>QI</b> $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right)$
Cargas parciales total	421518.56	500.18	50768.66
Carga total	472287.22 (Btu/hr)		

Tabla 3. 21 Resumen total de cargas térmicas dentro del espacio físico de la imprenta “Don Bosco”, día 21 del mes de Agosto a las 15hr

Elaboración: Propia

### 3.7. CAPACIDAD DEL SISTEMA

Con la carga térmica total no se logra la eliminación del calor sensible y latente del aire tratado en los sistemas de acondicionamiento de aire, por lo que se recurre a la potencia de refrigeración que determina la capacidad del equipo a refrigerar y secar el aire mezclado en la unidad de tratamiento de aire (UTA), para establecer las condiciones de confort.

Magnitud mayor a la carga térmica, partiendo que el aire es imperativo al cumplir un ciclo desde el calor evacuado del local, los sumandos correspondientes al enfriamiento del aire exterior- secado y a la recirculación del aire teniendo en cuenta al caudal del aire fresco que aporta el ventilador a esto hay que añadir otro factor que es el caudal de aire recirculado.

Se ha determinado la interpretación del proceso del aire, en el esquema de la Fig. 3.4. que distingue entre instalaciones de trabajo como:

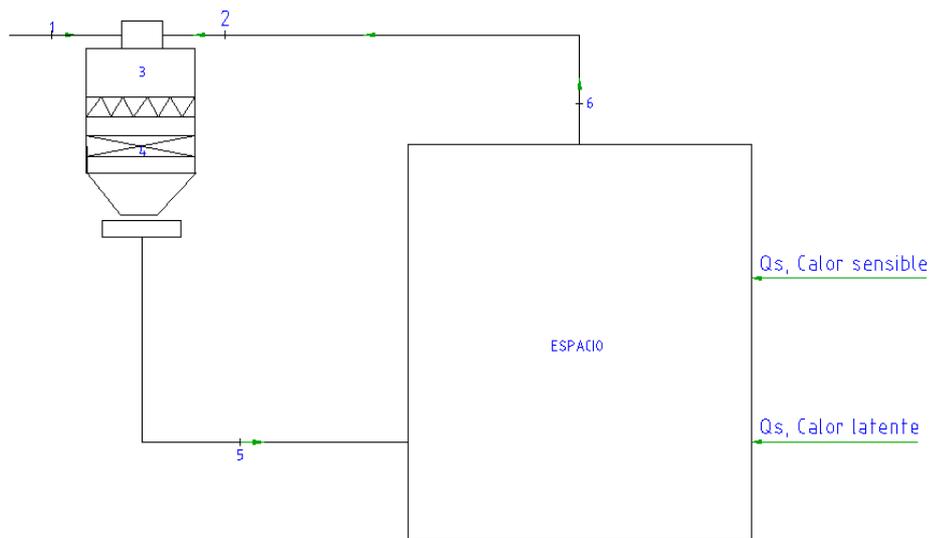


Fig. 3. 4. Esquema de flujo de aire y ganancia de calor en un espacio acondicionado con admisión de aire exterior.

Elaboración: Propia.

Donde:

1. Aire fresco
2. Aire recirculado
3. Aire de mezcla
4. Punto de rocío del aparato ( PRA) del serpentín
5. Aire tratado
6. Aire del local

El aire viciado en el interior del espacio es reemplazado por uno nuevo, a un temperatura del BS y HR menor con el fin de contrarrestar las cargas internas, externas y infiltración , esto se obtiene absorbiendo una cantidad de calor en el evaporador a un calor igual al calor latente de vaporización , que es la misma cantidad de calor quitado del espacio a ser enfriado, y se mide restando el contenido de calor de 1 Lb. de refrigerante como entra a la válvula de expansión, del contenido de calor de la misma libra de refrigerante como entre al evaporador; este término se lo denomina *efecto refrigerante*.

El aire viciado (2) es recirculado hasta la cámara de mezcla (3) que casi siempre en las instalaciones de acondicionamiento de aire se mezcla con aire fresco (1) del exterior, cuya misión es “reducir el consumo de agua de refrigeración en verano”.<sup>41</sup>

Para determinar la potencia de refrigeración necesaria para enfriar, y deshumidificar el aire de mezcla, hay que distinguir: (1) la carga de refrigeración, (2) sistema de canales, y (3) la unidad enfriadora y deshumidificación.

### **3.7.2. Proceso de enfriamiento y deshumidificación**

El balance de energía-masa del punto (3) partiendo de las ecuaciones del capítulo II, se tiene las siguientes expresiones:

---

<sup>41</sup> RIETSHEJD, H. Op Cit., p. 339

- Balance de energía partiendo de la Ec. 1.16

$$q = m_5(h_5 - h_6) \quad (3.1)$$

La Ec. 3.1 expresado en flujo volumétrico, se tiene la siguiente expresión:

$$Q_s = \frac{q * v_5}{(h_5 - h_6)} \quad (3.2)$$

- Balance de masa en el punto 3, partiendo de las ecuaciones 1.11 y 1.14 del capítulo 2, se tiene la siguiente expresión:

Resultante de la suma de las masas de las dos cantidades de aire:

$$m_3 = m_5 = m_1 + m_2 \quad (3.3)$$

La entalpía de la mezcla es la suma de las entalpías de las componentes:

$$\frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1} = \frac{W_2 - W_3}{W_3 - W_1} = \frac{m_1}{m_2} \quad (3.4)$$

Caudal del aire exterior ( $\dot{Q}_1$ ), puede determinarse de la siguiente manera:

- a) Según la norma (ANSI/ASHRAE 62.1-2007), la ventilación de un local depende de gran para en la suspensión de la concentración de olores, provenientes de solventes o bases de aceite y la concentración de CO<sub>2</sub> del humano con una elevada actividad metabólica. El desarrollo, se inicia por una sustitución del aire viciado por uno nuevo sin importar la temperatura de BS, la humedad relativa y polvo suspendido, que se tiene al mezclar aire fresco del exterior y aire tratado ( recirculado) en la cámara de mezcla de la central acondicionadora.

“Imprentas que utilizan petróleo o tintas de base solvente deben contar con un mínimo de  $0,5 \left( \frac{\text{cfm}}{\text{ft}^2} \right)$  de aire exterior para asegurar la dilución adecuada de compuestos orgánicos volátiles generados internamente.”<sup>42</sup> Para el caso del nivel de actividad moderada mente pesado en base a la encuesta, el flujo de aire mínimo por persona de  $20 \left( \frac{\text{cfm}}{\text{persona}} \right)$  acorde a la tabla 3.21, donde el nivel de actividad de un gimnasta es similar al nivel de actividad que realizan el personal que laboran en la imprenta.

Aplicación	Rata de aire exterior para personas ( $R_p$ )	Rata de aire exterior del área $R_a$
Salón social	5	0.06
Universidad/aulas/laboratorios	10	0.18
Aulas (5-8 años de edad)	10	0.12
Aulas ( de 9 años de edad o más)	10	0.12
Restaurante	7.5	0.18
Dormitorios/ sales de estar	5	0.06
Supermercado	7.6	0.06
Gimnasio, estadio (zona de juegos)	-	0.3
Natación	-	0.48
Gimnasio / sala de aeróbic	20	0.06

Tabla 3. 22. Ventilación normal para refrigeración en verano

Fuente: ANSI/ASHRAE 62.1-2007

Para el cálculo del caudal del aire exterior que se debe proporcionar a una zona por el sistema de distribución de ductos, se determina mediante la siguiente relación<sup>43</sup>:

$$V_{oz} = \frac{V_{bz}}{E_z} \quad (3.5)$$

$$V_{bz} = R_p * P_z + R_a * A_z \quad (3.6)$$

<sup>42</sup>ASHRAE, Applications: Printings Plants, 2007, p. 18.1

<sup>43</sup>ASHRAE 62.1-2007, Ventilation for acceptable indoor air quality, p.11

Donde:

- $V_{oz}$  : Flujo de aire exterior de zona, cfm
- $V_{bz}$  : Flujo de aire exterior de la zona respirable, cfm
- $R_p$  : Rata de flujo de aire exterior requerido por persona según la tabla 3.21,  $\left(\frac{\text{cfm}}{\text{persona}}\right)$
- $P_z$  : Zona de población: 34 personas [Tabla (3.15)]
- $R_a$  : Rata de flujo de aire exterior requerido por unidad de área,  $\left(\frac{\text{cfm}}{\text{ft}^2}\right)$
- $A_z$  : Área de zona de piso: 5820.271 ft<sup>244</sup>
- $E_z$  : Efectividad de distribución de aire de zona,[Anexo (B.6)]

Aplicando la Ec. 3.6, el caudal de aire exterior en la que se va a respirar es:

$$V_{bz} = 20 \left(\frac{\text{cfm}}{\text{persona}}\right) * 34 \text{ personas} + 0.5 \left(\frac{\text{cfm}}{\text{ft}^2}\right) * 5820.271 \text{ ft}^2 = 3590.10 \text{ cfm}$$

El diseño de flujo de aire vale;  $E_z = 1$

$$V_{oz} = \frac{3590.1 \text{ cfm}}{1}$$

Con ello, la fracción de aire seco del caudal másico de aire de ventilación ( $\dot{m}_1$ ) es:

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 &= \frac{3590.1 \left(\frac{\text{ft}^3}{\text{min}}\right)}{20.1 \frac{\text{ft}^3}{\text{Lbm}_a}} \\ &= 178.61 \left(\frac{\text{Lbm}_a}{\text{min}}\right) * 60 \left(\frac{\text{min}}{\text{hr}}\right) = 10716.71 \left(\frac{\text{Lbm}_a}{\text{hr}}\right) \end{aligned}$$

Para determinar las condiciones del aire en el punto 5, se partirá de la Ec. (3.1);  $\dot{q} = 421518.56 \left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right)$ ,  $h_2 = 31.5 \text{ (Btu/Lbm a)}$ . La entalpía del aire en el punto 5, se puede obtenerse en la carta psicrométrica de la Fig. 1.2 del Cap. 1 el procedimiento es el siguiente:

- Se traza una línea desde el centro de la semicircunferencia hacia el valor de factor de calor sensible del serpentín (FCSS):

$$\dot{q} = 421518.56 \left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr}}\right)$$

---

<sup>44</sup> Área de taller de impresión, zona ( 1 y 2)

$$\dot{q}_1 = 50768.66 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right)$$

$$\text{FCSS} = \frac{\dot{q}}{(\dot{q} + \dot{q}_1)} = 0.83$$

- Desde el punto 2 de la figura 3.5 (condición interna del espacio acondicionado con una temperatura de BS de 77°F y humedad relativa de 47%); se traza un paralela sobre la carta, hasta la intersección de la HR “la HR con la que debe salir del equipo es de 90%”<sup>45</sup>

Por tanto, la condición del aire en el punto 5 es:

$$t_{bs5} = 55.9 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$h_5 = 25.4 \text{ (Btu/Lbmaireseco)}$$

$$v_5 = 18.62 \text{ (Pie}^3\text{/Lbm aire seco)}$$

Con ello,  $\dot{m}_5$  se calcula a partir de la Ec. 3.1.

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \frac{421518.56 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right)}{(31.5 - 25.4) \left( \frac{\text{Btu}}{\text{Lbm}_a} \right)} = 69101.4 \left( \frac{\text{Lbm}_a}{\text{hr}} \right)$$

Por tanto, el caudal de aire a la salida del ventilador ( $\dot{Q}_5$ ) se calcula a partir de la Ec. 3.2.

$$\dot{Q}_5 = \frac{69101.40 \left( \frac{\text{Lbm}_a}{\text{hr}} \right) * 18.62 \left( \frac{\text{Pie}^3}{\text{Lbm}_a} \right)}{60} = 21444.46 \text{ cfm}$$

Para determinar las condiciones del aire de mezcla se partirá de la Ec. (3.4);

$$\dot{m}_1 = 10716.71 \left( \frac{\text{Lbm}_a}{\text{hr}} \right)$$

$$t_{bs1} = 85.1 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$W_1 = 0.0236 \text{ (Lbm agua/Lbm aire seco)}$$

$$h_1 = 46.5 \text{ (Btu/Lbm aire seco)}$$

<sup>45</sup> Cooling and heating Load Calculation Manual, ASHRAE GRP 158, p. 6.1

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_5 - \dot{m}_1$$

$$= (69101.4 - 10716.71) \left( \frac{\text{Lbm}_a}{\text{hr}} \right) = 58384.69 \left( \frac{\text{Lbm}_a}{\text{hr}} \right)$$

$$W_2 = 0.012 \text{ (Lbm agua/Lbm aire seco)}$$

$$h_2 = 31.5 \text{ (Btu/Lbm aire seco)}$$

$$V_2 = 19.4 \text{ (Pie}^3\text{/Lbm aire seco)}$$

$$t_{bs2} = 77 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\dot{Q}_2 = \frac{58384.69 \left( \frac{\text{Lbm}_a}{\text{hr}} \right) * 19.4 \left( \frac{\text{Pie}^3}{\text{Lbm}_a} \right)}{60} = 18877.71 \text{ cfm}$$

Con ello, la condición del aire de mezcla en el punto 3 es:

$$W_3 = 0.0138 \text{ (Lbm agua/Lbm aire seco),}$$

$$h_3 = 33.8 \text{ (Btu/Lbm aire seco)}$$

$$t_{bs3} = 78.25 \text{ }^\circ\text{F}$$

Se ilustra la mezcla de dos corrientes de aire teniendo condiciones iniciales marcadas con los puntos de estado 1 y 2, el punto 3 es la condición de la mezcla resultante y divide a la línea 1 y 2 representada en la Fig. 3.5

### **1.7.2.1. Análisis del proceso de enfriamiento y deshumidificación del aire tratado**

La figura 3.5 representa el diagrama psicrométrico del aire que acabamos de hallar, significando:

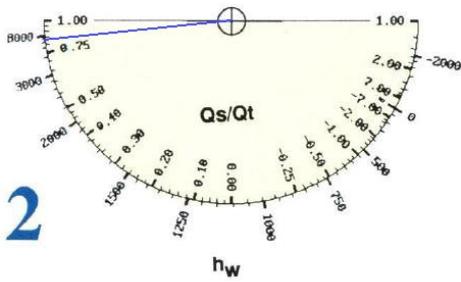
- 1: Condición externa
- 2: Condición del local

- 3: Condición de entrada del aire (fresco y mezclado)
- 4: Punto de rocío del aparato (PRA) del serpentín
- 5: Condición del aire a la salida
- 3-4: Factor de calor sensible del total
- 2-4: Factor de calor sensible del local
- 2-5: FCSS

El punto 5, que está a lo largo de la línea (2-4) trazada entre las condiciones del aire de entrada (3) y la temperatura de punto de rocío (4), es la condición exacta del aire a la salida del evaporador debido a que el aire de mezcla no se satura al 100%. En el apartado (1.3.4) explica que el aire a la salida del evaporador es el resultado de la suma del: aire tratado que está en contacto directo con el serpentín, cumpliendo la “ley de la línea recta” y el aire desviado (FDD) por el hecho de que la temperatura BS a lo largo de la superficie preparado no es constante. Por tanto, el aire no tratado va depender del factor de desvío (FDD).

Aplicando la Ec. (1.15), el porcentaje de aire desviado (no tratado) es:

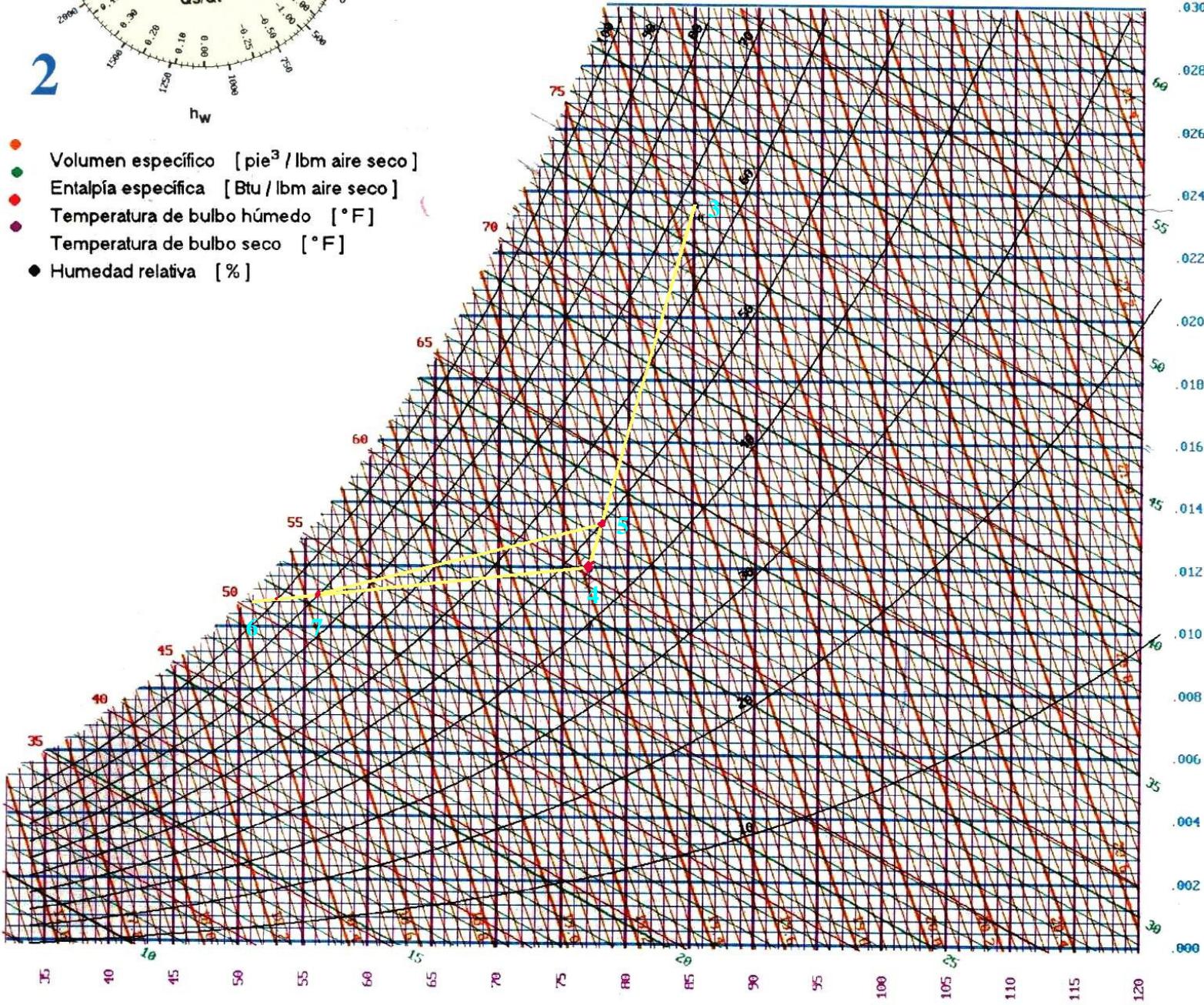
$$FDD = \frac{(55.9 - 52.7)^{\circ}\text{F}}{(78.08 - 52.7)^{\circ}\text{F}} = 0.126$$



2

2800 m snm  
T° Normal

- Volumen específico [ pie<sup>3</sup> / lbm aire seco ]
- Entalpía específica [ Btu / lbm aire seco ]
- Temperatura de bulbo húmedo [ °F ]
- Temperatura de bulbo seco [ °F ]
- Humedad relativa [ % ]



Hki0"5070""Cp<sup>a</sup>nkuku" ruketq o 2vtkeq" fgn"ctkg"gp"nc"WVC

Gncdqtcck»p<"Rtqrkc

### 3.7.3. Potencia de refrigeración

La masa del aire en el punto 1 partiendo de la Ec. 3.1 es:

$$\dot{m}_3 = (58384.69 + 10716.71) \left( \frac{\text{Lbm}_a}{\text{hr}} \right) = 69101.40 \left( \frac{\text{Lbm}_a}{\text{hr}} \right)$$

Por tanto, la capacidad del equipo para enfriar y deshumidificador el aire de mezcla que entra en el sistema se realiza mediante la siguiente expresión<sup>46</sup>:

$$q_c = m_3 * (h_3 - h_5) \quad (3.7)$$

Donde:

$$m_3 = 69101.40 \left( \frac{\text{Lbm}_a}{\text{hr}} \right)$$

$$h_1 = 33.82 (\text{Btu/Lbm aire seco})$$

$$h_2 = 25.4 (\text{Btu/Lbmaireseco})$$

Por tanto,  $\dot{q}_c$  se calcula a partir de la Ec. 3.7.

$$\dot{q}_c = 69101.40 \left( \frac{\text{Lbm}_a}{\text{hr}} \right) * (33.82 - 25.4) \left( \frac{\text{Btu}}{\text{Lbm}_a} \right) = 581833.78 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right)$$

Tomando en cuenta la carga máxima vertido anteriormente, se emplea un término usado en refrigeración, toneladas de refrigeración (TRF). Término que se utiliza en acondicionamiento de aire y enfriamiento, y es el equivalente a fundir 1 Ton. de hielo en 24 horas, es decir 12000 Btu por hora o 200 Btu por minuto.

$$\text{Toneladas de refrigeración} = \frac{581833.78 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right)}{12000 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right)} * \text{Ton} = 48.8 \text{ Tons.}$$

---

<sup>46</sup>JERALD D. PARKER, Heating, ventilation and air conditioning Analysis and design: Moist air properties and conditioning processes, Third edition, p. 75

### **3.8. SELECCIÓN DEL SISTEMA Y EQUIPO PARA EL ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE EN EL INTERIOR DE LA IMPRENTA**

La instalación de un tratamiento apropiado del aire de alimentación en la cámara acondicionadora de aire es de primordial importancia, debido a que el aire tratado es imperativo que permita crear y mantener un estado del aire determinado, independientemente del clima exterior, y de los procesos que se desarrollan en el local. El estado del aire se caracteriza por la temperatura del BS, HR, velocidad del aire y pureza. Magnitudes que están en una transición entre la materia prima y el confort.

Cuando se analiza el aire tratado se puede entender, como un término relativo y deben entenderse claramente teniendo en cuenta sus incidencias en los dispositivos de la cámara que se determinara en el acápite de este capítulo.

#### **3.8.2. Componentes de la cámara acondicionadora de aire**

El principio general del sistema es proporcionar la confortabilidad en las zonas de permanencia de las personas que laboran dentro del local, sin producir molestias térmicas, eliminando el aire viciado por los ductos de retorno y renovarlo por una expansión de aire tratado, a través de los difusores que están conectados en las ramificaciones de los ductos principales, que transportan la mayor cantidad de aire provenientes de la cámara acondicionado.

La tabla 3.22 muestra una clasificación de los dispositivos acorde a la Fig. 2.1 del capítulo 2:

<b>Componentes del sistema</b>	<b>Función que realizan</b>
<b>Circuito de aire</b>	
Toma de aire exterior Toma de aire de retorno ( persianas) Cámara de mezcla Filtro  Ventilador  Conductos Difusores	Toma de aire fresco del exterior Toma de aire recirculado Mezcla de aire fresco y recirculado Eliminación o reducción de partículas sólidas o gases del aire de mezcla Elevar la presión estática y acelerarla hasta una determinada velocidad a un caudal de un fluido Distribución del aire a las distintas zonas Distribución del aire dentro de las zonas
<b>Sistema refrigerante</b>	
Sistema refrigerante ( Evaporador, compresor, condensador, tanque de líquido, control de flujo refrigerante y tuberías	Proceso que cumple el refrigerante en los dispositivos al cumplir un ciclo

Tabla 3. 23. Dispositivos que conforman la cámara acondicionadora de aire.

Elaboración: Propia.

El circuito refrigerante es la parte del sistema donde el aire es enfriada y deshumidificada en el evaporador hasta una temperatura de punto de rocío a la salida del aire tratado para mantener una temperatura de 77°F y HR de 47% en las zonas (1,2 y 5) del espacio físico de la imprenta (Véase Fig. 3.1) para las condiciones más desfavorables, debido a la evaluación de las cartas térmicas se aprecia el predominio de cargas internas con un 40% mayor a las externas con un valor de 16% respecto a la carga total sólo se realizara un acondicionamiento de aire por refrigeración para todo el año.

En la clasificación de los equipos de acondicionamiento de aire, se analizo en el Cap. II un sistema de alimentación de líquido refrigerante, en tipo “seco” donde el refrigerante entra al evaporador controlado por el flujo refrigerante admitiendo suficiente líquido refrigerante para ser evaporado en el tiempo que alcance la salida del evaporador. Todos los refrigerantes salen del evaporador en un estado seco esto es como vapor seco a presión baja. Por tanto, el sistema en la cual el evaporador va enfriar y humidificar el aire es de expansión directa.

Expansión directa, como definición es un método de refrigeración directa, donde el aire de circulación está en contacto directo a una preparación de superficie del evaporador, que por una transferencia de masa se condensa el vapor de agua contenida en la mezcla de aire, y consecuentemente por transferencia de calor sensible y latente absorbe el calor hasta el calor latente de evaporación; enfriando y humidificando el aire mesclado ( fresco y recirculado), proceso que se logra a partir del refrigerante primario como freón al cumplir un ciclo en el proceso del sistema refrigerante. Otro sistema es de expansión indirecta, el refrigerante es evaporado en el evaporador por el cual circula salmuera o un refrigerante secundario, este circula luego por los serpentines de enfriamiento en contacto con los productos o espacio a enfriar.

### **3.8.3. Sistema de la cámara acondicionadora de aire**

Se dividen según la forma de obtener el enfriamiento o calentamiento del aire al espacio que se acondiciona. Estos tipos son:

- a) Sistema todo refrigerante ( expansión directa)
- b) Sistema todo aire (expansión directa y indirecta)
- c) Sistema todo agua ( expansión indirecta)
- d) Sistema de aire-agua ( expansión indirecta)

Para el proceso de selección explicaremos los ítems a y b, su funcionamiento y donde estos sistemas pueden aplicarse.

#### **1.8.3.1. Sistema todo refrigerante**

Se identifican por tener la unidad evaporador separada del sistema refrigerante, donde el ciclo del refrigerante, se realiza a trazar de una conexión por tubería de cobre a través de una unidad manejadora de aire que contiene el evaporador (UMA ó UTA) y una unidad condensadora (SPLIT).

Una de las ventajas de este sistema, la unidad condensadora puede instalarse en el techo o suelo ubicado en la parte exterior del local, dando una facilidad a los locales que poseen una techumbre inclinada. Esta unidad conectada a la UMA por tubería de cobre tipo K o L teniendo en cuenta los siguientes factores:

- a) La UMA debe estar lo más cercano al espacio que se va a acondicionar
- b) La conexión entre las dos unidades dependerá de la distancia y geometría de la zona que se va a colocar.
- c) “El sistema admite distancia de tubería hasta 100m a la UMA, y una diferencia de altura hasta 50m, si la unidad condensante se encuentra más baja que la UMA, la diferencia de nivel máximo es de 40m”<sup>47</sup>
- d) Tubería de cobre para las líneas de alta y baja.

### **1.8.3.2. Sistema todo aire**

La tubería de baja presión y de alta presión está dentro de una unidad autónoma. Esto significa que la unidad manejadora de aire y la unidad condensadora (Split) se ubican en una sola carcasa teniendo un ciclo de refrigeración a través de los diferentes procesos que el refrigerante al circular por la tubería de alta y baja. En función a la capacidad del equipo, el aire mezclado entra en contacto directo a una superficie preparada (evaporador) enfriando y deshumidificando el aire, hasta una temperatura de punto de rocío fluyendo a través de las paredes de los ductos, en un determinado tramo impulsado por el ventilador hasta los difusores que se encuentran en los ramales de los ductos.

Debido a que la carga de refrigeración, dentro de un local no es constante, se debe compensar esta variación mediante una regulación de aire frío. Este es el sistema denominado VOLUMEN VARIABLE (VAV), tiene aplicación cuando la carga de refrigeración es mayor que el 20%, debido al mejoramiento de los procesos aerotécnicos y de los dispositivos que en la Fig. 2.1 del capítulo 2.

---

<sup>47</sup> CARRIER, OpCit, p. X-28

Dentro del aspecto económico puede ser:

1. Se requiere sólo carreras individuales de conducto y un control sencillo en el terminal de aire, donde se produce la diversidad de la carga
2. Durante las estaciones intermedias y el frío del aire exterior se puede utilizar para la economía en refrigeración. Además, el sistema es prácticamente auto-equilibrio.

#### **3.8.4. Selección del sistema**

Una de las situaciones que debe enfrentarse el Ingeniero proyectista es la elección del tipo del sistema que se va a instalar en el local, ya que de esta interviene el factor económico y de funcionalidad.

El aspecto económico, tanto el costo de instalación, mantenimiento, accesorios y equipo, debe equilibrarse con la necesidad de climatizarse un determinado local, debido a que el cliente que contrate este sistema buscara las ventajas del dinero invertido.

En el aspecto de funcionamiento, está en función a la carga térmica total del local teniendo ya sea sólo un enfriamiento del aire, calentamiento ó ambas condiciones. El acondicionamiento de aire completo proporciona un ambiente térmico automático de las condiciones climáticas internas del local. Estas magnitudes son: temperatura del BS, HR, velocidad del viento y pureza del mismo que dependen de la aplicación a la cual el local o edificio está destinada.

Además de los aspectos fundamentales tratados, debemos considerara otras que intervienen directamente en la elección del sistema, estas son:

- a) Tipo de edificio a la cual se va acondicionar.
- b) Condiciones ambientales internas

- c) Aspecto físico de la estructura.
- d) El costo del equipo deberá ser razonable, y deberá existir en el mercado para su uso comercial.

Entonces, el ingeniero proyectista deberá tomar en cuenta estas condiciones para no exceder la capacidad económica del dueño del proyecto. Por tanto, la tabla 3.24 se indica el sistema que se va a colocar en la imprenta “Don Bosco” teniendo en cuenta las condiciones antes mencionadas.

<b>Tipo de equipamiento</b>	<b>Equipo</b>	<b>Sistema</b>	<b>Característica</b>
Expansión directa	Tipo paquete	Todo aire	VAV

Tabla 3. 24. Resumen del sistema ideal para la imprenta “Don Bosco”

Elaboración: Propia

### **3.8.5. Selección de equipo**

En la selección del equipo para la climatización del local, interviene directamente el aspecto económico y las características físicas del local a climatizarse. Como consecuencia de lo anterior se utilizara una unidad tipo paquete. Tratándose del aspecto económico, la única solución para garantizar un equipo económico es mediante la instalación de equipos de capacidades individuales que sumados den la capacidad total que se requiere.

A continuación se determinara las especificaciones técnicas de la unidad tipo paquete perteneciente a la firma proveedora marca YORK.

#### **1.8.5.1. Unidad autónoma (VAV)**

Marca: YORK

- Modelo: ZF300C00P2[Anexo Q; pg.3]

-Capacidad de enfriamiento nominal (240)= 25 tons. [Anexo Q; pg.9]

- Peso del equipo= 2597lbs.
- Dimensiones del equipo=  $\left(136\frac{1}{4} * 92 * 52\frac{5}{8}\right)$  in
- Capacidad Max. de enfriamiento= 11250 Fpm.
- BHP=( 307, 278.36,258.8 y 252.6)
- Refrigerante= R-410a
- Requerimientos eléctricos (4)= 208/230 V-3 ph- 60 Hz

### **1.8.5.2. Ventilador axial**

Aire de suministro [Anexo Q; pg.9]

- Flujo de aire=11000cfm
- Presión estática externa disponible= (0.4-3.4) in H<sub>2</sub>O
- Horsepower= (10-15) hp

### **1.8.5.3. Filtro de aire**

Para poder seleccionar correctamente un filtro de aire. Las siguientes condiciones deberán conocerse:

1. La eficiencia de arrastre
2. Informe mínimo de eficiencia (MEVR)
3. Contaminantes que se requiere controlar, comúnmente se especifica en micras ( $\mu\text{m}$ )
4. Tipo de filtro discutido en el Cap. 2.

Los sistemas de acondicionamiento de aire para imprentas comúnmente se utilizan filtros secos con una eficiencia de arrastre (80 al 90) %. Adicionalmente, se coloca

supresores para repeler el vapor de tinta de (5 a 10um) que son dispersado por los rodillos que giran en sentido contraria a la tinta(ANSI/ASHRAE Standard 52.1-1992.),

A partir de la tabla (3.25), se determina un informe mínima de eficiencia (MERV).

<b>MEVR</b>	<b>Eficiencia duct spot</b> <b>%</b>	<b>Arrastre</b> <b>%</b>	<b>Contaminantes típicos controlada</b>	<b>Aplicaciones típicas</b>
2	<20	65-70	>10 µm tamaño de partículas	Residencial
3	<20	70-75		
4	<20	75-80		
5	<20	80-85	3-10 µm tamaño de partículas	Mejor residenciales, comerciales, industriales, espacios de trabajo generales
6	<20	85-90		
7	25-30	>90		
8	30<35	>90		

Tabla 3.25. Mínima eficiencia (MEVR) y su clasificación.

Fuente: ANSI/ASHRAE Standard 52.1-1992.

Para el caso de la unidad acondicionadora de aire, se tiene los siguientes valores bajo la tabla 3.25:

MEVR= 5

% de arrastre= (80 al85) %

Tamaño de partículas= (3-10) µm

De la tabla del anexo Q (pág. 20), se elige un filtro con las siguientes características

Caída de presión= 0.70 pulgH<sub>2</sub>O

Dimensiones=18''X24''X2''

## CAPÍTULO IV

### DISTRIBUCIÓN DE AIRE Y RED DE CONDUCTOS

#### 4.1. INTRODUCCIÓN

En este capítulo se realiza un análisis del método de igual fricción que es el más frecuente utilizarlo para aplicar en el diseño de conductos de aire. El mismo que proporciona valores de presión estática, dinámica, dimensionamiento de los conductos, presión de velocidad, entre otros para los cálculos a realizarse.

#### 4.2. DISTRIBUCIÓN DE AIRE (DIFUSORES Y REJILLAS)

A partir de la norma ASHRAE- APPLICATION, 2007 la distribución de aire en una imprenta, se realiza con difusores lineales o rejillas de 4 vías por encima del personal en permanencia. Esta distribución ASHRAE lo clasifica como grupo A “Salidas montadas en o cerca del techo y descargando el aire horizontalmente.”<sup>48</sup>. De acuerdo a su posición en el ambiente se colocaran a una altura de 8 a 10 pies para facilitar la estratificación del aire viciado y, conjuntamente, de los contaminantes.

El aire frío que desciende al ras de piso debido a su flotabilidad negativo, al encontrarse con el aire caliente este absorbe calor sensible del aire caliente por convección ascendiendo nuevamente hasta un aire caliente por igual “el aire caliente en la zona superior no se recircula en la zona ocupada.”<sup>49</sup>. Hasta un nivel denominado “altura de estratificación” (SH). Por ende, las rejillas se colocaran cieliticamente a una distancia de 4 mtr entre el difusor y entre el difusor y la pared expuesta de “15 a 20 ft”<sup>50</sup> denominado *radio de difución*

---

<sup>48</sup>ASHRAE Handbook Fundamentals: Space air diffusion, 1987, p.453

<sup>49</sup>ASHRAE Handbook Fundamentals: Space air diffusion, 2009, p.453

<sup>50</sup> ASHRAE, Op. Cit, p.20.9

Debido a la importancia en la investigación de distribución de aire. El índice de rendimiento de distribución de aire (ADPI), se debe seguir las siguientes indicaciones para el proceso de selección<sup>51</sup>:

1. Determinar los requisitos de flujo de aire y el tamaño de la habitación
2. Selección el tipo de difusor que se utiliza, tabla (4.1)
3. Determinar la “longitud característica (L)” del cuarto recomendado de la tabla (4.1)
4. Se Selecciona la relación de tiro a la longitud (x/L), tabla (4.2)
5. Se calcula la distancia de tiro multiplicando la relación (x/L) por la longitud del cuarto (L).
6. Se ubica el tamaño de salida en la tabla del anexo ()

<b>Tipo de difusor</b>	<b>Longitud característica, L</b>
Rejillas de pared	Distancia a la pared perpendicular a chorro
Difusores circular de techo	Distancia a la pared más cercana o intersección jet
Parrilla alféizar	Longitud de la habitación en la dirección del chorro
Difusor lineal de techo	Distancia a la pared o plano medio entre puntos de venta

Tabla 4. 1 Ambiente característico, longitud para varios tipos de difusores

Fuente: ASHRAE Handbook, fundamental volumen, 1977

<b>Dispositivo terminal</b>	<b>Carga de la habitación</b> $\left(\frac{Btu}{hr - ft^2}\right)$	$\frac{x_{50}}{L}$ Para Max. ADPI	<b>Max. ADPI</b>	<b>Para ADPI mayor que</b>	<b>Alcance de</b> $\frac{x_{50}}{L}$
Rejillas de pared	80	1.8	68	-	-
	60	1.8	72	70	1.5-2.2
	40	1.6	78	70	1.2-2.3
	20	1.5	85	80	1.0-1.9
Difusores circular de techo	80	0.8	76	70	0.7-1.3
	60	0.8	83	80	0.7-1.2
	40	0.8	88	80	0.5-1.5
	20	0.8	93	90	0.7-1.3
Las paletas rectas parrilla del peldaño	80	1.7	61	60	1.5-1.7
	60	1.7	72	70	1.4-1.7
	40	1.3	86	80	1.2-1.8

<sup>51</sup>JERALD D. PARKER, Heating, ventilation and air conditioning Analysis and design: Room air distributions, Thrid edition, p. 412

	20	0.9	95	90	0.8-1.3
Las paletas rejilla todavía extendido	80	0.7	94	90	0.8-1.5
	60	0.7	94	80	0.6-1.7
	40	0.7	94	-	-
	20	0.7	94	-	-
Difusor lineal de techo	80	0.3	85	80	0.3-0.7
	60	0.3	88	80	0.3-0.8
	40	0.3	91	80	0.3-1.1
	20	0.3	92	80	0.3-1.5

Tabla 4. 2 ADPI guía de selección

Fuente: ASHRAE Handbook, fundamental volumen, 1977

1. CFM requerido= 21444.46 cfm

$$\text{carga} = 600.000 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right)$$

$$\text{Dimensiones del ambiente} = 13119.17 \text{ ft}^2$$

$$\text{carga de la habitación} = 45.73 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr} - \text{ft}^2} \right)$$

2. Seleccionamos tentativamente unos 30 difusores lineales cielíticos ubicados a 7.5 mts. (24.6 ft) de la pared más alejada y a 1 mts. de las paredes laterales.

Entonces los cfm requeridos para cada uno es 714.81 cfm

3. De la tabla 4.1 seleccionamos la “longitud característico L”

L= Distancia a la pared más alejada que corta o cierra el flujo de aire= 7.5 mts (24.6 fts.)

4. De la tabla 4.2 da una relación de alcance-a-longitud que varía desde 0.3 a 1.1 para un difusor lineales de techo. Para una carga de  $45.73 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{hr-ft}^2} \right)$  la relación (x50/L) es:

$$\frac{x_{100}}{L} = 0.3 - 1.1$$

5. Hallamos la distancia de tiro:

$$x_{100} = 0.5 * 24.6 = 12.3 \text{ ft}$$

6. Para el caso de un difusor lineal, se tiene

$$\text{Capacidad} = 714.81 \text{ cfm}$$

$$\text{Tiro} = (12.3 - 13) \text{ ft.}$$

En la tabla 4.3, se resumen los distribuidores de aire empleados en las diferentes zonas de la imprenta de la firma proveedora marca PRICE (anexo R)

<b>EQPT</b>	<b>cantidad</b>	<b>Dimensión</b>	<b>Capacidad cfm</b>	<b>Tiro ft</b>	<b>NC</b>	<b><math>\Delta P_o</math>, in. H<sub>2</sub>O</b>
1	15	12''x12''	700	14	28	0.112
	1	12''x12'' (4 vías)	500	12	15	0.057
2	15	12''x12''	700	14	28	0.112
	1	12''x12'' (4vías)	500	112	15	0.057

Tabla 4. 3. Resumen de las características de difusores para suministro de aire.

Elaboración: Propia

#### **4.2.1. Sistema de distribución de aire de retorno.**

“Retorno” se denomina al transporte de aire recirculado que es removido de la zona superior del espacio acondicionado con el objetivo de usarlo para suministro de aire y el ahorro de tratamiento del aire de mezcla debido a que entraría a una temperatura PR cercana a la superficie del evaporador.

Puesto que los contaminaste son trasportados por la fuente de calor hasta la zona superior, que implica no sólo un ambiente confortable sino aún un ambiente limpio (libre de contaminantes) que en el caso de imprentas la disolución de la tinta al

ambiente denota un grado de concentración Max. permisible muy por encima del rango aceptable.

En la tabla 4.4 se resumen los distribuidores de aire empleados en las diferentes zonas de la imprenta de la firma proveedora marca PRICE (anexo R)

<b>EQPT</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Dimensión</b>	<b>Capacidad cfm</b>	<b>NC</b>	<b><math>\Delta P_o</math>, in. H<sub>2</sub>O</b>
1	5	24''x24''	1800	60	0.787
	1	14''x8''	200	15	0.279
2	5	24''x24''	1800	60	0.787
	1	14''x8''	200	15	0.279

Tabla 4. 4. Resumen de las características de rejillas de extracción de aire

Elaboración: Propia

### **4.3. DISTRIBUCIÓN DE DUCTOS**

Todo este aire tratado debe ser capaz de reducir el estrés del personal que laboran en un recinto sin producir corrientes de aire, ruido producido por la alta velocidad del aire y pérdidas o ganancias de calor y fugas en las conexiones. Los sistemas se clasifican normalmente de acuerdo a su velocidad y la presión en los conductos de inyección y retorno que se tratara en el acápite posterior.

Un punto que debe tomarse en cuenta es la elección del ducto, es la relación de la forma, que es la relación de los lados mayores y menores del conducto rectangular. Si se aumenta esta relación, no sólo aumenta el aspecto económico si no que afecta el aspecto de funcionamiento.

### **4.3.1. Método de cálculo de ductos**

Los métodos más comunes de cálculo, partiendo de los sistemas de alta velocidad y baja velocidad utilizados para los ductos de inyección y retorno respectivamente son:

- Método de recuperación estática (inyección)
- Método de reducción de velocidad (inyección)
- Método de igual fricción (inyección y retorno)
- Método de balance de capacidad ( retorno)

Cada uno de estos métodos tiene su grado de precisión, dificultad afectando al aspecto económico; para un red de conductos rectangulares de suministro y retorno de aire, en una imprenta nos concentraremos en el método de igual fricción por ser el que más se presta para un buen funcionamiento.

#### **4.3.1.1. Método de igual fricción**

Consiste en el dimensionamiento de los conductos de tal forma que la pérdida de presión sea igual por unidad de longitud, a lo largo del sistema. La desventaja de laborar con este método, no toma en cuenta el equilibrio de caídas de presión estática en cada transición (ramales y boca de descarga), donde la mayoría de sistemas de conductos tiene una variedad de transiciones de recorridos cortos ó largos.

“Los recorridos cortos tienen que ser amortiguando, que puede causar un considerable ruido.”<sup>52</sup>

---

<sup>52</sup> JERALD D. PARKER, Heating, Op. Cit, p. 485

Para el dimensionamiento de los conductos se escoge una velocidad, en el conducto principal adyacente al ventilador de acuerdo a la tabla 2.4, para determinar el tamaño del conducto y la pérdida de presión por unidad de longitud estableciéndose constante a lo largo de todo el sistema. Para determinar el diámetro del conducto rectangular equivalente se establece de acuerdo al gráfico del anexo A.4. “Una característica deseable de este método es la reducción gradual de la velocidad del aire a la salida del ventilador, reduciendo de este modo los problemas de ruido”.<sup>53</sup>

#### **4.3.2. Cálculo de conductos de aire ( suministro y retorno)**

En el plano 001, se indica el esquema de red distribución de conducto de aire en cada zona de permanencia del personal que labora en la imprenta. Esta red de distribución ayudara al ingeniero proyectista a codificar cada uno de los tramos, transiciones y accesorios tal como se muestra en la Fig. con el fin de facilitar el cálculo del caudal requerido en cada transición y, conjuntamente, la caída de presión en cada recorridos del aire a través del conducto galvanizado rectangular.

Para el cálculo se asumirá una caída de presión de 0.1 pulgH<sub>2</sub>O por unidad de longitud sin exceder la velocidad Max. recomendada para sistemas de baja velocidad para industrias de 2200 CFM ( tabla 2.4); caudal, 11000 CFM.

---

<sup>53</sup>JERALD D. PARKER, *Ibíd*em

#### 4.3.2.1. Datos de entrada para el cálculo

##### M-HVAC- EQPT 1

##### SEC-A-B [PI&D (Fig. 4.1)]

Datos:

$$\text{Caudal} = 11.000 \text{ cfm}$$

$$\text{pulg H}_2\text{O} = 0.1 \text{ pulg. H}_2\text{O}/100 \text{ ft}$$

$$\epsilon = 0.003 \text{ ft [Anexo B]}$$

$$L = 59.1 \text{ ft}$$

En primer lugar, se trata por separado cada sección y acoplamiento del ducto. Después, analizamos las ramas. En este caso, lo mejor es emplear la tabla del anexo C, para determinar el diámetro equivalente.

$$D_e = 34 \text{ pulg}$$

$$V_{AB} = \frac{Q * 4}{\pi * D_e^2} = \frac{11000 \text{ ft}^3 * 4}{\pi * \left(\frac{34}{12}\right)^2 \text{ ft}^2 * \text{min}} = 1744.64 \frac{\text{ft}}{\text{min}}$$

$$\Delta_{pf} = \frac{0.1 \text{ pulgH}_2\text{O} * 59.1}{100} = 0.0591 \text{ pulgH}_2\text{O}$$

$\Delta_{pj}$  Puede hallarse a partir de la ecuación 2.28

$$\Delta_{pj} = C * p_v$$

$$p_v = \left(\frac{V}{4005}\right)^2 = \left(\frac{1744.64}{4005}\right)^2 = 0.189 \text{ pulg H}_2\text{O}$$

$$H=35'' \text{ W}=22''; H/W=1.59$$

$$r=50''; r/W=2.27$$

$$C_o = K * C_p = 1 * 0.14 = 0.14$$

$$\Delta_{pj} = 0.14 * 0.189 \text{ pulgH}_2\text{O} = 0.026 \text{ inH}_2\text{O}$$

La presión de elevación total en el tramo A-B, es la suma de la presión estática y dinámica, vale:

$$\Delta_{pt} = (0.026 + 0.0591) \text{ inH}_2\text{O} = 0.0855 \text{ pulgH}_2\text{O}$$

### SEC-B-C

#### Datos:

$$\text{Caudal} = 10300 \text{ cfm}$$

$$\text{pulg H}_2\text{O} = 0.1 \text{ pulg. H}_2\text{O}/100 \text{ ft}$$

$$L = 14.56 \text{ ft}$$

$$D_9 = 33 \text{ pulg [Anexo C]}$$

$$(axb) = 35 \times 28 \text{ pulg. [Anexo A]}$$

$$C = 1.16 \text{ [Tabla (4.7)]}$$

$$\eta = 3.74 * 10^{-7} \frac{\text{Lb}_s}{\text{pie}^2}$$

$$v = 1.58 * 10^{-4} \frac{\text{pie}^2}{\text{seg}}$$

El diámetro hidráulico ( $D_h$ ) se determina a partir de la Ec. 2.4

$$D_h = \frac{4(35 * 28) \text{ pulg}^2}{2(35 + 28) \text{ pul}} = 2,58 \text{ pulg (2.59 ft)}$$

La velocidad, se determina mediante la Ec. 2.9

$$V_{B-C} = \frac{Q_9}{A} = \frac{Q_{9*4}}{\pi * D_e^2}$$

$$V_{B-C} = \frac{Q_9}{A} = \frac{10300 \text{ cfm} * 4}{\pi * \left(\frac{33}{12}\right)^2 \text{ ft}^2} = 1735,01 \text{ fpm}$$

Por tanto, la presión estática en el tramo (a-b). Es

$$\frac{\Delta p_f * L_{et}}{100} = \frac{0.1 \text{ in. H}_2\text{O} * 14.56 \text{ ft}}{100 \text{ ft}} = 0.014 \text{ pulg. H}_2\text{O}$$

$\Delta_{pj}$  Puede hallarse a partir de la ecuación 2.28

$$\Delta_{pj} = C * p_v$$

$$P_v = \left( \frac{1735.01}{4005} \right)^2 = 0.187 \text{ pulg. H}_2\text{O}$$

$$\Delta_{pj} = 1.16 * 0.187 \text{ pulgH}_2\text{O} = 0.216 \text{ pulgH}_2\text{O}$$

La presión de elevación total en el tramo B-C, es la suma de la presión estática y dinámica, vale:

$$\Delta_{pt} = (0.216 + 0.014) \text{ inH}_2\text{O} = 0.23 \text{ pulgH}_2\text{O}$$

Es evidente que el diseño de un sistema que utiliza el procedimiento de igual fricción puede ser bastante tedioso. Una forma de tabla reduce considerablemente el trabajo y se utiliza para la conclusión de este diseño. Tabla 4.5, 4.6 y 4.7 contiene todos los cálculos de diseño y la tabla 4.8 contiene los coeficientes de fricción para cada accesorio en la red de suministro de aire y retorno de aire.

B	C	D	E	F	G		H	I	J	K	L	M	N	Ñ	1	2	3
					Equivalent Rectangular Duct Dimensions, in												
					a	b											
Código	Airflow, cfm	ΔPf/100 in. H <sub>2</sub> O	Dv, in	Velocity upstream (V), fpm	Dh, ft	Re	f	p <sub>v</sub> , in H <sub>2</sub> O	L ft	C	Le contracción, ft	Le total L+N	ΔPf in. H <sub>2</sub> O O*Ñ	ΔPj in. H <sub>2</sub> O O*Ñ	ΔPt in. H <sub>2</sub> O 1+2		
D1 difusor C1	11000	0,1	34	1745,53	35	28	2,58	2380307,45	0,013		59,1				64,35	0,06435	0,203
		0,1	-		35	22			0,190		0,14		5,25		0,06435	0,112	0,027
D1 T2	10300	0,1	33	1735,01	35	28	2,58	2365960,83	0,013		14,65				14,65	0,01465	0,232
		0,1	-	3500	-	-			0,188		1,16				0,01465	0,218	0,218
D7 T3	6800	0,1	28,5	1535,72	30	22	2,11	1708726,14	0,014		13,44				13,44	0,01344	0,125
		0,1	-	1735,01	-	-			0,147		0,76				0,01344	0,112	0,112
D12-D13 difusor C4	4200	0,1	23,5	1395,10	26	18	1,77	1300826,64	0,014		37,12				42,37	0,04237	0,182
		0,1	-	1535,72	-	-			0,121		0,23		5,25		0,04237	0,112	0,028
D14 difusor T9	3500	0,1	22	1326,53	24	17	1,65	1157208,64	0,014		13,6				13,60	0,0136	0,133
		0,1	-	1395,10	-	-			0,110		0,07				0,0136	0,112	0,008
D15 difusor T10	2800	0,1	21,5	1111,15	23	16	1,57	919130,13	0,015		9,67				9,67	0,00967	0,127
		0,1	-	1111,15	-	-			0,077		0,07				0,00967	0,112	0,005
D16 difusor T11	2100	0,1	18,5	1125,56	19	15	1,39	827093,22	0,015		13,6				13,60	0,0136	0,129
		0,1	-	1111,15	-	-			0,079		0,04				0,0136	0,112	0,003
D17 difusor T12	1400	0,1	15,5	1068,95	18	11	1,13	639800,40	0,016		13,6				13,60	0,0136	0,132
		0,1	-	1068,95	-	-			0,071		0,09				0,0136	0,112	0,006
D18 difusor T13	700	0,1	12	891,72	15	8	0,87	407851,10	0,017		12,95				12,95	0,01295	0,130
		0,1	-	891,72	-	-			0,050		0,1				0,01295	0,112	0,005
<b>pulgH2O</b>																<b>1,394</b>	
D1 difusor C1	11000	0,1	34	1745,53	35	28	2,58	2380307,45	0,013		59,1				64,35	0,06435	0,203
		0,1	-		35	22			0,190		0,14		5,25		0,06435	0,112	0,027
D1 T2	10300	0,1	33	1735,01	35	28	2,58	2365960,83	0,013		14,65				14,65	0,01465	0,232
		0,1	-	3500	-	-			0,188		1,16				0,01465	0,218	0,218
D2 difusor C2	3500	0,1	22	1326,53	24	17	1,65	1157208,64	0,014						20,95	0,02095	0,149
		0,1	-	1326,53	-	-			0,110		15,7		5,25		0,02095	0,112	0,016
D3 difusor T2	3500	0,1	22	1326,53	23	16	1,57	1097282,80	0,015		13,6				13,60	0,0136	0,133
		0,1	-	1326,53	-	-			0,110		0,07				0,0136	0,112	0,008
D4 difusor T3	2800	0,1	21,5	1111,15	24	16	1,59	935115,00	0,015						13,60	0,0136	0,129
		0,1	-	1111,15	-	-			0,077		13,6		0,04		0,0136	0,112	0,003
D5 difusor T4	2100	0,1	18,5	1125,56	19	15	1,39	827093,22	0,015		13,6				13,60	0,0136	0,133
		0,1	-	1125,56	-	-			0,079		0,09				0,0136	0,112	0,007
D5 difusor T5	1400	0,1	15,5	1068,95	18	11	1,13	639800,40	0,016						9,67	0,00967	0,129
		0,1	-	1068,95	-	-			0,071		9,67		0,1		0,00967	0,112	0,007
<b>pulgH2O</b>																<b>1,108</b>	
D1 difusor C1	11000	0,1	34	1745,53	35	28	2,58	2380307,45	0,013		59,1				64,35	0,06435	0,203
		0,1	-		35	22			0,190		0,14		5,25		0,06435	0,112	0,027
D1 T2	10300	0,1	33	1735,01	35	28	2,58	2365960,83	0,013		14,65				14,65	0,01465	0,232
		0,1	-	3500	-	-			0,188		1,16				0,01465	0,218	0,218
D7 T3	6800	0,1	28,5	1535,72	30	22	2,11	1708726,14	0,014		13,44				13,44	0,01344	0,125
		0,1	-	1735,01	-	-			0,147		0,76				0,01344	0,112	0,112
D8 difusor C3	2600	0,1	20	1192,36	23	16	1,57	986300,49	0,015		27,56				32,81	0,03281	0,103
		0,1	-	1192,36	-	-			0,089		0,15		5,25		0,03281	0,057	0,013
D9 difusor T6	2100	0,1	18	1188,96	19	15	1,39	873681,03	0,015						13,61	0,01361	0,129
		0,1	-	1188,96	-	-			0,088		13,61		0,04		0,01361	0,112	0,004
D10 difusor T7	1400	0,1	15	1141,40	18	11	1,13	683164,65	0,016		13,61				13,61	0,01361	0,133
		0,1	-	1141,40	-	-			0,081		13,61		0,09		0,01361	0,112	0,007
D11 difusor T8	700	0,1	12	891,72	15	8	0,87	407851,10	0,017						13,61	0,01361	0,126
		0,1	-	891,72	-	-			0,050		13,61		0,01		0,01361	0,112	0,000
<b>pulgH2O</b>																<b>1,052</b>	
<b>pulgH2O total</b>																<b>3,554</b>	

Tabla 4.5. Dimensionamiento para conducto de suministro de aire, equipo (M-HVAC- EQPT 1)

Duct element	Air-flow, cfm	ΔPf/100 in. H <sub>2</sub> o	De, in	Velocity upstream (V), fpm	Equivalent Rectangular Duct Dimensions, in		Dh, ft	Re	f	pv, in H <sub>2</sub> O	L ft	C	Le contracción, ft	Le total L+N	ΔPf in. H <sub>2</sub> O O+N	1		2		3		
					a	b										APf	in. H <sub>2</sub> O	APf	in. H <sub>2</sub> O	APf	in. H <sub>2</sub> O	
																O+N	O+N	O+N	O+N	1+2		
D26 C1 T5'	11000	0,1	34	1745,53	35	28	2,58	2380307,45	0,013	0,000	9,64			14,89	0,01489							0,093
D32 T6'	7500	0,1	29	1635,91	32	22	2,16	1869635,07	0,014	0,167	17,54	0,41	5,25	17,54	0,01754							0,076
D36 T7'	5400	0,1	26	1465,35	28	20	1,94	1498671,79	0,014	0,134	17,54	0,4		17,54	0,01754							0,071
D42-D43 difusor C12	1900	0,1	17	1206,00	20	12	1,25	792920,60	0,015		23,62			28,87	0,02887							0,158
D44 difusor T28	1200	0,1	15	978,34	16	12	1,14	588104,64	0,016	0,091	9,67	0,19	5,25	9,67	0,00967							0,132
D45 difusor T29	500	0,1	11	758,01	15	8	0,87	346697,51	0,017	0,060	13,5			13,50	0,0135							0,130
		0,1		978,34						0,036		0,13			0,005							0,005
																						0,660
D26 T5'	11000	0,1	34	1745,53	35	28	2,58	2380307,45	0,013	0,190	9,64	0,41	5,25	14,89	0,01489							0,093
D27 difusor C9	3500	0,1	22	1326,53	24	17	1,65	1157208,64	0,014		3,93			9,18	0,00918							0,164
D28 difusor T18	2800	0,1	21,5	1111,15	23	16	1,57	919130,13	0,015	0,110	13,61	0,89	5,25	13,61	0,01361							0,131
D29 difusor T19	2100	0,1	18,5	1125,56	19	15	1,39	827093,22	0,015	0,077	13,61	0,07		13,61	0,01361							0,129
D30 difusor T20	1400	0,1	15,5	1068,95	18	11	1,13	639800,40	0,016	0,079	13,61	0,04		13,61	0,01361							0,132
D31 difusor T21	700	0,1	12	891,72	15	8	0,87	407851,10	0,017	0,071	9,67	0,09		9,67	0,00967							0,127
		0,1		1068,95						0,050		0,1			0,005							0,005
																						0,775
D26 T5'	11000	0,1	34	1745,53	35	28	2,58	2380307,45	0,013	0,190	9,64	0,41	5,25	14,89	0,01489							0,093
D32 T6'	7500	0,1	29	1635,91	32	22	2,16	1869635,07	0,014	0,167	17,54	0,35		17,54	0,01754							0,076
D33 difusor C10	2100	0,1	18,5	1125,56	19	15	1,39	827093,22	0,015	0,079	7,87	0,89	5,25	13,12	0,01312							0,195
D34 difusor T22	1400	0,1	15,5	1068,95	18	11	1,13	639800,40	0,016	0,071	13,61	0,09		13,61	0,01361							0,132
D35 difusor T23	700	0,1	12	891,72	15	8	0,87	407851,10	0,017	0,050	9,67	0,1		9,67	0,00967							0,127
		0,1		1068,95											0,005							0,005
																						0,623
D26 T5'	11000	0,1	34	1745,53	35	28	2,58	2380307,45	0,013	0,190	9,64	0,41	5,25	14,89	0,01489							0,093
D32 T6'	7500	0,1	29	1635,91	32	22	2,16	1869635,07	0,014	0,167	17,54	0,35		17,54	0,01754							0,076
D36 T7'	5400	0,1	26	1465,35	28	20	1,94	1498671,79	0,014	0,134	17,54	0,4		17,54	0,01754							0,071
D37 difusor C11	3500	0,1	22	1326,53	24	17	1,65	1157208,64	0,014	0,110	3,93	0,89	5,25	9,18	0,00918							0,219
D38 difusor T24	2800	0,1	21,5	1111,15	23	16	1,57	919130,13	0,015	0,077	13,61	0,07		13,61	0,01361							0,131
D39 difusor T25	2100	0,1	18,5	1125,56	19	15	1,39	827093,22	0,015	0,079	13,61	0,04		13,61	0,01361							0,129
D40 difusor T26	1400	0,1	15,5	1068,95	18	11	1,13	639800,40	0,016	0,071	13,61	0,09		13,61	0,01361							0,132
D41 difusor T27	700	0,1	12	891,72	15	8	0,87	407851,10	0,017	0,050	9,67	0,1		9,67	0,00967							0,127
		0,1		1068,95											0,005							0,005
																						0,977
																						3,035

Tabla 4.6. Dimensionamiento para conducto de suministro de aire, equipo (M-HVAC- EQPT 2)

B Duct element	C Airflow, cfm	D $\Delta Pf/100$ in. H <sub>2</sub> O	E De, in	F Velocity upstream (V), fpm	G Equivalent Rectangular Duct Dimensions, in		H Dh, ft	I Re	J f	K pv, in H <sub>2</sub> O	L L ft	M C	N Le contracción, ft	Ñ Le total L+N	1 $\Delta Pf$ in. H <sub>2</sub> O O*N	2 $\Delta Pj$ in. H <sub>2</sub> O O*N	3 $\Delta Pt$ in. H <sub>2</sub> O 1+2
					a	b											
D20 rejilla C6	9200	0,075	33,6	1500,00	34	28	2,55	2019093,18	0,013		19,28			29,31	0,0219825 0,071		0,117
		0,075	-	-	-	-				0,140		0,17	10,03			0,024	
D20 rejilla T14	9000	0,075	33,6	1462,37	34	28	2,55	1968438,69	0,013		16,4			16,40	0,0123 0,198		0,210
		0,075	-	3500	-	-				0,133	-					0,000	
D22 rejilla T15	5400	0,075	29,5	1138,26	28	26	2,24	1345240,79	0,014		16,4			16,40	0,0123 0,198		0,218
		0,075		1462,37						0,081		0,09				0,007	
D23 rejilla C7	3600	0,075	22,9	1259,29	22	20	1,74	1156505,23	0,014		24,6			32,63	0,0244725 0,198		0,311
		0,075		1138,26						0,099		0,9	8,03			0,089	
D24 rejilla T16	1800	0,075	18,4	975,28	19	15	1,39	716663,82	0,015		8,2			8,20	0,00615 0,198		0,265
		0,075		1259,29						0,059		1,03				0,061	
<b>pulgH<sub>2</sub>O</b>																<b>1,121</b>	
D20 rejilla C6	9200	0,075	33,6	1500,00	34	28	2,55	2019093,18	0,013		22,24			32,27	0,0242025 0,198		0,246
		0,075	-	-	-	-				0,140		0,17	10,03			0,024	
D20 rejilla	9000	0,075	33,6	1462,37	34	28	2,55	1968438,69	0,013		16,4			16,40	0,0123 0,198		0,210
		0,075	-	3500	-	-				0,133	-					0,000	
D21 rejilla fiting	1800	0,075	17,5	1078,17	20	13	1,31	744677,95	0,015		12,99			12,99	0,0097425 0,198		0,214
		0,075								0,072		0,09				0,007	
<b>pulgH<sub>2</sub>O</b>																<b>0,671</b>	

B Duct element	C Airflow, cfm	D $\Delta Pf/100$ in. H <sub>2</sub> O	E De, in	F Velocity upstream (V), fpm	G Equivalent Rectangular Duct Dimensions, in		H Dh, ft	I Re	J f	K pv, in H <sub>2</sub> O	L L ft	M C	N Le contracción, ft	Ñ Le total L+N	1 $\Delta Pf$ in. H <sub>2</sub> O O*N	2 $\Delta Pj$ in. H <sub>2</sub> O O*N	3 $\Delta Pt$ in. H <sub>2</sub> O 1+2
					a	b											
D47 rejilla C14	9200	0,075	33,6	1500,00	34	28	2,55	2019093,18	0,013		19,68			29,71	0,022228 0,198		0,246
		0,075	-	-	-	-				0,140		0,18	10,03			0,025	
D47 rejilla T30	9000	0,075	33,6	1462,37	34	28	2,55	1968438,69	0,013		13,61			13,61	0,01021 0,071		0,081
		0,075	-	3500	-	-				0,133	-					0,000	
D48 rejilla T31	7200	0,075	31	1374,36	34	24	2,34	1695055,62	0,013		11,81			11,81	0,00886 0,198		0,293
		0,075		1462,37						0,118		0,73				0,086	
D49 rejilla T32	5400	0,075	29,3	1153,86	30	24	2,21	1348683,16	0,014		13,61			13,61	0,01021 0,198		0,286
		0,075		1374,36						0,083		0,94				0,078	
D50 rejilla T33	3600	0,075	22,9	1259,29	22	20	1,74	1156505,23	0,014		9,51			9,51	0,00713 0,198		0,277
		0,075		1153,86						0,099		0,73				0,072	
D51 rejilla	1800	0,075	18,4	975,28	19	15	1,39	716663,82	0,015		3,93			3,93	0,00295 0,198		0,233
		0,075								0,059		0,54				0,032	
<b>pulgH<sub>2</sub>O</b>																<b>1,416</b>	

Tabla 4.7. Dimensionamiento para conducto de retorno de aire, equipo (EQPT1- 2)

Código	Type of Fitting	ASHRAE fitting No. (Anexo A.4)	Parametros	Coefficiente de fricción
<b>M-HVAC- EQPT 1</b>				
B1T C1 C1	Transición	SR4-3	H=35 W=22 H/W=1,6; r=50 r/W=2,31	0,14
T2' C2	Transición Codo	SR4-3 SR51	$\theta = 45^\circ$ ; A1=980 A0=1188,34 A0/A1= 1,21 Qb=3500 Qc=10300 Qb/Qc=0,33; Ab=408 Ac= 980 Ab/Ac=0,41; As=660 As/Ac= 0,67	0,27 0,89
T7' C3	Transición Codo	SR51 SR4-3 SR51	QS=6800 Qc=10300 Qs/Qc=0,66; Ab=408 Ac= 980 Ab/Ac=0,41; As=660 As/Ac= 0,67 $\theta = 45^\circ$ ; A1=660 A0=845 A0/A1= 1,28 Qb=2600 Qc=6800 Qb/Qc=0,38; Ab=336 Ac=660 Ab/Ac=0,50; As=468 As/Ac= 0,70	-0,07 0,36 0,47
C4	Codo	SR51	Qs=4200 Qc=6800 Qs/Qc=0,61; Ab=336 Ac=660 Ab/Ac=0,50; As=468 As/Ac= 0,70 H=26 W=18 H/W=1,44; r=26 r/W=1,44 ;K=1 Le/W=3,5 Le=5,25	-0,07 0,15
T9	Transición	SR5-13	Ac=468 As=408 As/Ac=0,87; Qs=3500 Qc=4200 Qs/Qc=0,83	0,07
T10	Transición	SR5-14	Ac=408 As=368 As/Ac=0,9; Qs=2800 Qc=3500 Qs/Qc=0,8	0,07
T11	Transición	SR5-15	Ac=368 As=285 As/Ac=0,77; Qs=2100 Qc=2800 Qs/Qc=0,75	0,04
T12	Transición	SR5-16	Ac=285 As=198 As/Ac=0,7; Qs=1400 Qc=2100 Qs/Qc=0,66	0,09
T13	Transición	SR5-17	Ac=198 As=120 As/Ac=0,60; Qs=700 Qc=1400 Qs/Qc=0,5	0,1
C2	Codo		H=24 W=17 H/W=1,41; r=26 r/W=1,44 ;K=1 Le/W=3,5 Le=5,25	0,15
T2	Transición		Ac=408 As=368 As/Ac=0,9; Qs=2800 Qc=3500 Qs/Qc=0,8	0,07
T3	Transición		Ac=368 As=285 As/Ac=0,77; Qs=2100 Qc=2800 Qs/Qc=0,75	0,04
T4	Transición		Ac=285 As=198 As/Ac=0,7; Qs=1400 Qc=2100 Qs/Qc=0,66	0,09
T5	Transición		Ac=198 As=120 As/Ac=0,60; Qs=700 Qc=1400 Qs/Qc=0,5	0,1
C3T	Codo		H=23 W=16 H/W=1,43; r=26 r/W=1,44 ;K=1 Le/W=3,5 Le=5,25	0,15
T6	Transición		Ac=368 As=285 As/Ac=0,77; Qs=2100 Qc=2800 Qs/Qc=0,75	0,04
T7	Transición		Ac=285 As=198 As/Ac=0,7; Qs=1400 Qc=2100 Qs/Qc=0,66	0,09
T8	Transición		Ac=198 As=120 As/Ac=0,60; Qs=700 Qc=1400 Qs/Qc=0,5	0,1
<b>M-HVAC- EQPT 2</b>				
C8			H=35 W=22 H/W=1,6; r=50 r/W=2,31	0,14
T5'	Transición		$\theta = 45^\circ$ ; A1=980 A0=1233,21 A0/A1= 1,25	0,27
T6'	Transición		$\theta = 45^\circ$ ; A1=704 A0=940 A0/A1= 1,33	0,35
T7'	Transición		$\theta = 45^\circ$ ; A1=560 A0=880 A0/A1= 1,57	0,4
C12	Codo		H=23 W=16 H/W=1,43; r=18,33 r/W=1,14 ;K=1 Le/W=3,5 Le=5,25	0,19
T28	Transición		Ac=240 As=192 As/Ac=0,8; Qs=1200 Qc=1900 Qs/Qc=0,63	0,18
T29	Transición		Ac=192 As=104 As/Ac=0,54; Qs=500 Qc=1200 Qs/Qc=0,42	0,13
C9	Codo		Qb=3500 Qc=11000 Qb/Qc=0,31; Ab=336 Ac=660 Ab/Ac=0,50; As=468 As/Ac= 0,70 Le/W=3,5 Le=5,25	0,89
T18	Transición		Ac=408 As=368 As/Ac=0,9; Qs=2800 Qc=3500 Qs/Qc=0,8	0,07
T19	Transición		Ac=368 As=285 As/Ac=0,77; Qs=2100 Qc=2800 Qs/Qc=0,75	0,04
T20	Transición		Ac=285 As=198 As/Ac=0,7; Qs=1400 Qc=2100 Qs/Qc=0,66	0,09
T21	Transición		Ac=198 As=120 As/Ac=0,60; Qs=700 Qc=1400 Qs/Qc=0,5	0,1
C21	Codo		Qb=2100 Qc=7500 Qb/Qc=0,28; Ab=285 Ac=704 Ab/Ac=0,40; As=560 As/Ac= 0,79 Le/W=3,5 Le=5,25	0,89
T22	Transición		Ac=285 As=198 As/Ac=0,7; Qs=1400 Qc=2100 Qs/Qc=0,66	0,09
T23	Transición		Ac=198 As=120 As/Ac=0,60; Qs=700 Qc=1400 Qs/Qc=0,5	0,1
C11	Codo		Qb=3500 Qc=11000 Qb/Qc=0,31; Ab=336 Ac=660 Ab/Ac=0,50; As=468 As/Ac= 0,70 Le/W=3,5 Le=5,25	0,89
T24	Transición		Ac=408 As=368 As/Ac=0,9; Qs=2800 Qc=3500 Qs/Qc=0,8	0,07
T25	Transición		Ac=368 As=285 As/Ac=0,77; Qs=2100 Qc=2800 Qs/Qc=0,75	0,04
T26	Transición		Ac=285 As=198 As/Ac=0,7; Qs=1400 Qc=2100 Qs/Qc=0,66	0,09
T27	Transición		Ac=198 As=120 As/Ac=0,60; Qs=700 Qc=1400 Qs/Qc=0,5	0,1
<b>M-HVAC- EQPT 1</b>				
	C6	CR3-3	$\theta = 90^\circ$ ; K=1; r=50,78 r/W=1,5 , H/W= 0,82; cp=0,05 Le/W= 4,3(Fig. 6 Anexo) ; Le=10,03	0,18
	Tee, branch	SR5-1	Qb/Qc = 0.2, Ab/Ac = 0.27 L=0,25*Wb=5 (3in. Min)	0,34
	T16	SR5-13	Qs/Qc = 0.6; As/Ac = 0.76	0,09
	T15	SR5-13	Qs/Qc = 0.66; As/Ac = 0.6	0,73
	C7	SR5-13	$\theta = 90^\circ$ ; r= 32,95 K=1; r/W=1,5 , H/W= 0,9; Le/W= 4,38; Le=8,03 ft	0,17
	T16	SR5-13	Qs/Qc = 0.5; As/Ac = 0.64	1,03
<b>M-HVAC- EQPT 2</b>				
	C14	CR3-3	$\theta = 90^\circ$ ; K=1; r=50,78 r/W=1,5 , H/W= 0,82; cp=0,05 Le/W= 4,3(Fig. 6 Anexo) ; Le=10,03	0,18
	T30	SR5-13	Qs/Qc = 0.8; As/Ac = 0.85	0,73
	T31	SR5-13	Qs/Qc = 0.75; As/Ac = 0.88	0,94
	T32	SR5-13	Qs/Qc = 0.66; As/Ac = 0.611	0,73
	T33	SR5-13	Qs/Qc = 0.5; As/Ac = 0.64	0,54

Tabla 4.8. Resumen de coeficientes de fricción para las secciones de la Fig. 4.2

La presión total en la red de conducto de aire para el equipo 1, es:

$$P_t = P_{t,\text{suministro}} + P_{t,\text{retorno}} + \text{filtro}$$

$$P_t = (1.394 + 1.124 + 0.7) \text{ pulgH}_2\text{O}$$

$$P_t = 3.2 \text{ pulgH}_2\text{O}$$

La presión total en la red de conducto de aire para el equipo 2, es:

$$P_t = P_{t,\text{suministro}} + P_{t,\text{retorno}} + \text{filtro}$$

$$P_t = (0.977 + 1.416 + 0.7) \text{ pulgH}_2\text{O}$$

$$P_t = 3.10 \text{ pulgH}_2\text{O}$$

## CAPÍTULO V

### ESPECIFICACIONES Y LISTA DE MATERIALES

#### 5.1. INTRODUCCIÓN

Se indican las especificaciones técnicas del equipo de acondicionamiento de aire incluyendo ductos, soportes, aislamiento térmico, tipo de juntas, para su instalación.

#### 5.2. ESPECIFICACIONES Y DESCRIPCIÓN DE MATERIALES

##### 5.2.1. Cámara acondicionadora de aire

Los equipo M-HVAC-EQPT 1 y 2 tipos paquete VAV horizontal, perteneciente a la firma proveedora marca YORK con las siguientes características.

[Anexo Q; pg. (4, 19, 20 y 47)]

Marca: YORK

- Modelo: ZF300C00P2

-Capacidad de enfriamiento nominal (240)= 25 tons.

- Peso del equipo= 2597lbs.
- Dimensiones del equipo=  $\left(136\frac{1}{4} * 92 * 52\frac{5}{8}\right)$  in
- Capacidad Max. de enfriamiento= 11250 Fpm.
- PRA calculada= 55.9 °F
- PRA fabricante= 62 °F
- Índice de eficacia energética (EER)= 10
- Refrigerante= R-410a
- Requerimientos eléctricos = 208/230 V-3 ph- 60 Hz

## 5.2.2. Ventiladores

### M-HVAC-EQPT 1

[Anexo Q; pg.61]

- Presión de elevación calculada= 3.2 pulg. H<sub>2</sub>O
- Disponible Presión estática externa del fabricante= 3.2pulg. H<sub>2</sub>O
- Flujo de aire= 11000 cfm
- High static= 15HP & Drive
- Revoluciones por minuto= 1483 RPM
- Potencia al freno= 16.31 BHP
- Polea de motor=1VP75X
- Polea del ventilador=1B5V94
- KW= BHP\*0.82  
=16.31\*0.82=13.37 KW

### M-HVAC-EQPT 2

[Anexo Q; pg. (61 y 65)]

- Presión de elevación calculada= 3.1pulg. H<sub>2</sub>O
- Disponible Presión estática externa del fabricante= 3.2pulg. H<sub>2</sub>O
- Flujo de aire= 11000 cfm
- High static= 15HP & Drive
- Revoluciones por minuto= 1483 RPM
- Potencia al freno= 16.31. BHP
- Polea de motor=1VP75X
- Polea del ventilador=1B5V94
- KW= BHP\*0.82  
=16.31\*0.82=13.37 KW

### 5.2.3. Ductos

Los siguientes factores se deben tomar en cuenta para la fabricación del los conductos: (1) gauge, (2) soportes, (3) forma de unión de los conductos rectangulares; y (4) aislamiento.

#### 5.2.3.1. Soportes de ductos

Se selecciona libremente la separación de 8 ft “intervalos de 8 a 10 ft”.<sup>54</sup> Siendo desde luego conveniente mantener aproximadamente constante a lo largo del conducto principal y ramales. En la ejecución, debido a la estructura de la imprenta “Don Bosco” se escoge soportes de varilla roscada.

Cálculo.

Datos:

Dimen. Ducto= 35\*24’’

$$W=45.97 \text{ Kg}$$

$$L=79 \text{ cm}$$

$$A-36$$

$$F_b=0.66*S_y$$

$$M_{\max} = \frac{P * L}{4}$$

$$M_{\max} = \frac{45.97 \text{ Kgf} * 88.9 \text{ cm}}{4}$$

$$= 1021.68 \text{ Kgf} - \text{cm} * \frac{9.8066 \text{ N}}{1 \text{ Kgf}} * \frac{0.2248 \text{ lbf}}{1 \text{ N}} * \frac{1 \text{ pulg}}{2.54 \text{ cm}}$$

$$= 886.74 \text{ lbf} - \text{pulg}$$

---

<sup>54</sup>HVAC CONSTRUCTION standards METAL AND FLEXIBLE (SMACNA), 2da.Edición, 1995,p. 4.2

$$F_b = 0.6 * S_y$$

$$F_b = 0.6 * 36 \text{ KSI} = 21.6 [\text{KSI}]$$

$$S_x = \frac{M_{\max}}{F_b} = \frac{0.887 \text{ Klb} * \text{pulg} * \text{pulg}^2}{21.6 \text{ Klb}} = 0.041 \text{ pulg}^3$$

$$L1 \frac{1}{4} \times 1 \frac{1}{4} \times \frac{3}{16} \dots S_x = 0.071 \text{ pulg}^3 \text{ (AISC, PAG, 1 - 51)}$$

$$f_b < F_b$$

$$f_b = \frac{M_{\max}}{S_x} = \frac{0.88674 \text{ Klb} * \text{plg}}{0.071 \text{ plg}^3} = 12.48 \frac{\text{Klb}}{\text{pulg}^2}$$

$$12.48 \frac{\text{Klb}}{\text{pulg}^2} < 21.6 \frac{\text{Klb}}{\text{pulg}^2}$$

Cálculo de varilla roscada.

$$F_a = \frac{P}{A} = 0.6 * s_y$$

$$A = \frac{45.97 \text{ Kgf} * \text{pulg}^2}{2 * 0.6 * 1010 \text{ Klb}} * \frac{2.2046 \text{ lbf}}{1 \text{ Kgf}} = 0.0836 \text{ pulg}^2$$

$$A = \frac{\pi * \Phi^2}{4}$$

$$\Phi = \sqrt{\frac{A * 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{0.2778 \text{ pulg}^2 * 4}{\pi}} = 0.335 \text{ pulg}$$

La tabla 5.1 se indica las características de los soportes que deberán ir colocadas en toda la red de conductos.

Dimensiones del conducto pulg	Varilla roscada pulg	Ángulo	Separación m
Hasta 30''	-	1x1x1/8 (platina)	2
30'' a 60''	Φ 3/8	L1 $\frac{1}{4}$ x 1 $\frac{1}{4}$ x $\frac{3}{16}$	2

**Tabla 5. 1.** Resumen del tipo de ángulo para los diferentes tamaños de ductos (suministro y retorno)

### 5.2.3.2. Aislamiento térmico

Consiste en un recubrimiento térmico exteriormente en los conductos de suministro y extracción de aire. En estos ductos, al estar a una temperatura menor a la temperatura ambiente el vapor de agua existente en el aire se condensa en las paredes de los ductos debido a una diferencia de presión. Una vez que la condensación ha comenzado, el proceso de transferencia de calor hacia el aire que circula en la red de conductos es el siguiente paso.

Por tanto, es necesario colocar un revestimiento de fibra de vidrio recomendado, con un espesor de 1'' y reforzado con una lámina de aluminio. Las especificaciones técnicas se indican en el anexo S

### 5.2.3.3. Espesor de la plancha

Consiste en planchas de acero galvanizado con un calibre diferente en cada tramo del conducto en función a las dimensiones del mismo. La norma SMACNA ha clasificado diferentes tipos de dimensiones de ductos para determinar el calibre que se desea fabricar para un tramo de la red principal o ramales.

En la tabla 5.2 muestra una clasificación de espesor, en relación a la masa nominal y dimensiones del conducto respectivamente. La tabla 5.4 muestra la clasificación del tipo de espesor, que se deberá fabricar para los conductos de impulsión, retorno y aire exterior con un factor de seguridad del 1.05.

Tamaño rectangular	Calibres de hojas de tamaño de los ductos	Diámetro redondo
Hasta 12 in.	26	Hasta 12 in.
13 a 30 in.	24	13 a 30 in.
31 a 42 in.	22	31 a 42 in.
43 a 60 in.	20	43 a 60 in.
61in. y más	18	61in. y más

**Tabla 5. 2** Categoría en cuanto a la presión de elevación total del aire en el conducto

Fuente: SMACNA, 2da. Edición, 1995

**DUCTOS DE TOL GALVANIZADO RECTANGULARES**

CÓDIGO	CANT.	a	b	LONG.	ÁREA	GAUGE	PESO
		Pulg.	Pulg.	M			
D0	1	35	22	0,89066	2,62	7,07	18,55
D1	1	35	28	21,58	70,16	7,07	496,04
D2	1	24	17	4,8	10,24	5,66	57,97
D3	1	23	16	3,85	7,82	5,66	44,28
D4	1	19	15	3,7686	6,70	5,66	37,93
D5	1	18	11	3,842	5,86	5,66	33,14
D6	1	15	8	2,6679	3,25	5,66	18,41
D7	1	30	22	3,3113	8,92	5,66	50,46
D8	1	21	16	8,4	16,22	5,66	91,78
D9	1	19	15	3,9685	7,06	5,66	39,94
D10	1	18	11	3,85	5,87	5,66	33,21
D11	1	15	8	3,8693	4,72	5,66	26,70
D12-D13	1	26	18	11,3253	25,89	5,66	146,54
D14	1	24	17	3,9626	8,45	5,66	47,85
D15	1	23	16	2,65	5,38	5,66	30,48
D16	1	19	15	3,7686	6,70	5,66	37,93
D17	1	18	11	3,85	5,87	5,66	33,21
D18	1	15	8	2,6683	3,25	5,66	18,41
D19	1	18	16	1,2474	2,22	5,66	12,55
D20	1	34	28	10,5056	33,62	7,07	237,71
D22	1	28	26	4,808	13,43	5,66	76,03
D23	1	22	20	4,41613	9,65	5,66	54,60
D24	1	19	15	1,90148	3,38	5,66	19,14
D25	1	35	22	0,89066	2,62	7,07	18,55
D28	1	23	16	3,85	7,82	5,66	44,28
D29	1	19	15	3,7663	6,70	5,66	37,90
D30	1	18	11	3,842	5,86	5,66	33,14
D31	1	15	8	2,66444	3,25	5,66	18,39
D32	1	32	22	4,65347	13,00	7,07	91,92
D34	1	18	11	3,842	5,86	5,66	33,14
D35	1	15	8	2,6658	3,25	5,66	18,40
D36	1	28	20	4,61431	11,49	5,66	65,01
D37	1	24	17	1,208	2,58	5,66	14,59
D38	1	23	16	3,85	7,82	5,66	44,28
D39	1	19	15	3,7663	6,70	5,66	37,90
D40	1	18	11	3,85	5,87	5,66	33,21
D41	1	15	8	2,66444	3,25	5,66	18,39
D42	1	20	12	4,808	8,06	5,66	45,62
D43	1	20	12	2,4	4,02	5,66	22,77
D44	1	16	12	2,47399	3,84	5,66	20,63
D45	1	15	8	3,96023	4,83	5,66	27,33
D46	1	18	16	1,2474	2,22	5,66	12,55
D47	1	34	28	9,6	30,72	7,07	217,22
D50	1	22	20	2,19966	4,80	5,66	27,20
D51	1	19	15	1,47357	2,62	5,66	14,83
SUMA=					183,77		2.560,09

Kg. TOTAL DE DUCTOS CON AISLAM.:	2560,09
Kg. TOTAL DE DUCTOS	2560,09

**TRANSICIÓN DUCTOS DE TOL GALVANIZADO**

CÓDIGO	CANT.	a	b	a	b	LONG.	ÁREA	GAUGE	PESO
		Pulg.	Pulg.	Pulg.	Pulg.	M			
T1'	1	36	24	18	16	0,55	1,37	7,07	9,68
T2'	1	35	28	30	22	0,91215	2,76	7,07	19,49
T3'	1	30	22	26	18	0,78939	2,01	5,66	11,35
T4'	1	36	24	18	16	0,55	1,37	7,07	9,68
T5'	1	35	28	32	22	0,97239	2,99	7,07	21,13
T6'	1	32	22	28	20	0,69659	1,88	7,07	13,26
T7'	1	28	20	20	12	0,73569	1,57	5,66	8,88
T1	1	35	28	38	22	0,58751	1,90	7,07	13,40
T2	1	24	17	23	16	0,3	0,64	5,66	3,62
T3	1	23	16	19	15	0,38138	0,75	5,66	4,22
T4	1	19	15	18	11	0,3	0,51	5,66	2,89
T5	1	18	11	15	8	0,28302	0,40	5,66	2,27
T6	1	21	16	19	15	0,18789	0,36	5,66	2,03
T7	1	19	15	18	11	0,3	0,51	5,66	2,89
T8	1	18	11	15	8	0,28065	0,40	5,66	2,26
T9	1	26	18	24	17	0,1874	0,42	5,66	2,40
T10	1	24	17	23	16	0,3	0,64	5,66	3,62
T11	1	23	16	19	15	0,38138	0,75	5,66	4,22
T12	1	19	15	18	11	0,3	0,51	5,66	2,89
T14	1	34	28	28	26	0,31125	0,95	7,07	6,71
T15	1	28	26	22	20	0,54922	1,40	5,66	7,90
T16	1	22	20	19	15	0,28375	0,58	5,66	3,26
T17	1	35	28	38	22	0,58751	1,90	7,07	13,40
T20	1	19	15	18	11	0,3	0,51	5,66	2,89
T21	1	18	11	15	8	0,28556	0,41	5,66	2,30
T22	1	19	15	18	11	0,3	0,51	5,66	2,89
T23	1	18	11	15	8	0,28416	0,40	5,66	2,29
T24	1	24	17	23	16	0,3	0,64	5,66	3,62
T25	1	23	16	19	15	0,38367	0,75	5,66	4,25
T26	1	19	15	18	11	0,292	0,50	5,66	2,81
T27	1	18	11	15	8	0,28556	0,41	5,66	2,30
T28	1	20	12	16	12	0,47601	0,77	5,66	4,38
T29	1	16	12	15	8	0,18977	0,27	5,66	1,50
T31	1	34	24	30	24	0,37124	1,09	7,07	7,73
T32	1	30	24	22	20	0,75848	1,93	5,66	10,90
SUMA=							34,71		219,31

Kg. TOTAL DE DUCTOS CON AISLAM.:	219,31
Kg. TOTAL DE DUCTOS	219,31

**CODOS DUCTOS DE TOL GALVANIZADO**

CÓDIGO	CANT.	a	b	Radio menor	Radio Mayor	ÁREA m2	GAUGE Kg/M2	PESO Kg
		Pulg.	Pulg.	Pulg.	Pulg.			
C1	1	35	22	35	70	6,24	7,07	44,14
C2	1	24	17	24	48	3,11	5,66	17,62
C3	1	21	16	21	42	2,47	5,66	13,97
C4	1	26	18	26	52	3,61	5,66	20,43
C5	1	35	33	35	70	7,41	7,07	52,41
C6	1	34	28	34	68	6,58	7,07	46,53
C7	1	22	20	22	44	2,92	5,66	16,53
C8	1	35	22	35	70	6,24	7,07	44,14
C11	1	24	17	24	48	3,11	5,66	17,62
C13	1	35	33	35	70	7,41	7,07	52,41
C14	1	34	28	34	68	6,58	7,07	46,53
				0	0			0,00
						SUMA=	29,43	372,33

Kg. TOTAL DE DUCTOS CON AISLAM.:		372,3261221	0
Kg. TOTAL DE DUCTOS		372,3261221	

**TAPAS DUCTOS DE TOL GALVANIZADO**

CÓDIGO	CANT.	a	b	ÁREA M2	GAUGE Kg/M2	PESO Kg
		Pulg.	Pulg.			
	7	15	8	0,77	5,66	4,35
	3	19	15	0,69	5,66	3,91
				SUMA=	1,46	8,26

Kg. TOTAL DE DUCTOS CON AISLAM.:		8,26	
Kg. TOTAL DE DUCTOS		8,26	

**COLLARINES DUCTOS DE TOL GALVANIZADO**

CÓDIGO	CANT.	diámetro	LONG.	ÁREA M2	GAUGE Kg/M2	PESO Kg
		Pulg.	M			
	2	8	0,30	0,43	5,66	2,44
	10	16	0,30	4,07	5,66	23,03
	32	12	0,30	9,96	5,66	56,37
				SUMA=	14,46	81,84

Kg. TOTAL DE DUCTOS CIRCULARES.:		81,83860424	
Kg. TOTAL DE DUCTOS		81,83860424	

**DUCTOS DE TOL GALVANIZADO**

CÓDIGO	CANT.	a	b	ALTIMA	ÁREA M2	GAUGE Kg/M2	PESO Kg
		Pulg.	Pulg.	MTS			
D.S	16	12	12	0,40	11,13	5,66	62,98
R.E	10	24	24	0,40	14,93	5,66	84,49
R.E	2	14	8	0,40	1,26	5,66	7,15
					SUMA=	27,32	154,62

Kg. TOTAL DE DUCTOS CON AISLAM.:		154,6162268	
Kg. TOTAL DE DUCTOS		154,6162268	

**ESES Y CLIPS DUCTOS DE TOL GALVANIZADO**

CÓDIGO	CANT.	a	b	ÁREA M2	GAUGE Kg/M2	PESO Kg
		Pulg.	Pulg.			
	1	35	22	0,21	7,07	1,45
	1	35	28	3,97	7,07	28,05
	1	24	17	0,60	5,66	3,39
	1	23	16	0,46	5,66	2,60
	1	19	15	0,39	5,66	2,22
	1	18	11	0,36	5,66	2,01
	1	15	8	0,20	5,66	1,15
	1	30	22	0,51	5,66	2,90
	1	21	16	0,95	5,66	5,37
	1	19	15	0,41	5,66	2,34
	1	18	11	0,36	5,66	2,02
	1	15	8	0,30	5,66	1,67
	1	26	18	1,51	5,66	8,55
	1	24	17	0,49	5,66	2,80
	1	23	16	0,32	5,66	1,79
	1	19	15	0,39	5,66	2,22
	1	18	11	0,36	5,66	2,02
	1	15	8	0,20	5,66	1,15
	1	18	16	0,13	5,66	0,73
	1	34	28	1,90	7,07	13,42
	1	28	26	0,75	5,66	4,27
	1	22	20	0,55	5,66	3,12
	1	19	15	0,20	5,66	1,12
	1	35	22	0,21	7,07	1,45
	1	23	16	0,46	5,66	2,60
	1	19	15	0,39	5,66	2,22
	1	18	11	0,36	5,66	2,01
	1	15	8	0,20	5,66	1,15
	1	32	22	0,75	7,07	5,31
	1	18	11	0,36	5,66	2,01
	1	15	8	0,20	5,66	1,15
	1	28	20	0,66	5,66	3,76
	1	24	17	0,15	5,66	0,85
	1	23	16	0,46	5,66	2,60
	1	19	15	0,39	5,66	2,22
	1	18	11	0,36	5,66	2,02
	1	15	8	0,20	5,66	1,15
	1	20	12	0,49	5,66	2,75
	1	20	12	0,24	5,66	1,37
	1	16	12	0,22	5,66	1,23
				SUMA=	64,67	370,69

Kg. TOTAL DE DUCTOS CON AISLAM.:		370,69	
Kg. TOTAL DE DUCTOS		370,69	

**TOTAL Kg . 3955,48**  
**TOTAL M<sup>2</sup>. 355,82**

Tabla 5. 3. Resumen de gauge para los ductos de suministro y retorno de aire

#### 5.2.3.4. Hermeticidad de conductos

La hermeticidad de los conductos es aquella que se realiza en las secciones: transversales, verticales, refuerzos intermedio y longitudinal; a la que soportarán la presión existente en el conducto. Estas juntas vienen dadas en la norma SMACNA ha desarrollado para que el Ing. Proyectista obtenga el tipo de junta necesario en la unión de los tramos de conducto en función a su presión y dimensiones del conducto que se ha determinado en el Cap. IV.

La tabla 5.4, señala las características de las juntas trasversales y refuerzos intermedios para los conductos de suministro y retorno de aire con una caída de presión de 2pulg H<sub>2</sub>O.

a	b	PLAIN S "SPLIT" T-5		REFUERZO INTERMEDIO
		HXT	separación	ÁNGULO
35	28	7/8" X 18 ga (con refuerzo)	1,20	1/4x 1/8 ga
24	17	16 ga	1,20	3/4x 1/8
23	16	16 ga	1,20	-
19	15	18 ga	1,20	-
18	11	20 ga	1,20	-
15	8	20 ga	1,20	-
32	22	1 5/8 X 18 ga (con refuerzo)	1,20	-
28	20	1 5/8 X 18 ga (con refuerzo)	1,20	-
20	12	18 ga	1,20	-
16	12	20 ga	1,20	-
34	28	7/8" X 18 ga (con refuerzo)	1,20	1/4x 1/8 ga
34	24	7/8" X 18 ga (con refuerzo)	1,20	1/4x 1/8 ga
30	24	7/8" X 18 ga (con refuerzo)	1,20	1/4x 1/8 ga
28	26	18 ga	1,20	1/4x 1/8 ga
22	20	16 ga	1,20	

Tabla 5. 4. Resumen de hermeticidad para conductos de suministro y retorno de aire

.Elaboración: Propia

## **CAPÍTULO VI**

### **ANÁLISIS ECONÓMICO**

#### **6. Análisis económico**

Determinar de forma correcta el análisis económica, ayuda a determinar en forma aproximada; si el sistema mecánico al cual se oferta el servicio, permite saber si que el proyecto es viable o no. Para ello el Ingeniero proyectista, no sólo tiene que analizar los costos de los materiales o mano de obra sino también otros factores que interviene en la ejecución de un proyecto de acondicionamiento de aire o en general.

Por tanto, esto conlleva a profundizar costos que conllevan los siguientes factores:

- Costos directos.
- Costos indirectos.

#### **6.1 Costos directos**

Son variables independientes que determinar la carga aplicable a la obra. Estos pueden ser: materiales, mano de obra, equipo, transporte para el traslado de materiales, herramientas o equipos y labores que involucren directamente en el avance de la misma.

Los precios unitarios que indican en la tabal 6.1, son a partir de las empresas: CLIMEC Y CLIMA POWER indicada en el anexo T. El precio unitario directo en mano de obra es a partir de la CAMICON (Cámara de Construcción de Quito)

Rubro:  
**HVAC-10.01**  
 Detalle:

Unidad:

<b>Equipo</b>						
Descripción	Cantidad A	Tarifa B	Costo Hora C = A x B	Rendimiento R = ( Hr / U )	Costo Total D = C x R	%
Herramienta menor	4,53	0,12	\$ 0,54	0,2099	\$ 0,11	7,07%
Dobladora	1	2,75	\$ 2,75	0,2099	\$ 0,58	35,79%
Cizalla p/hierro	1	1,89	\$ 1,89	0,2099	\$ 0,40	24,60%
Taladro	1	2,5	\$ 2,50	0,2099	\$ 0,52	32,54%
<b>Sub Total M</b>					<b>1,61</b>	<b>0,01%</b>
<b>Mano de Obra</b>						
Descripción	Cantidad A	Jornal/Hora B	Costo Unitario C = A x B	Rendimiento R = ( Hr / U )	Costo Total D = C x R	%
Instalador especializado	1	2,82	\$ 2,82	1437,9600	\$ 4.055,05	25,09%
Técnico mecánico-eléctrico	1	2,82	\$ 2,82	1437,9600	\$ 3.997,53	24,73%
Ayudante general	2	2,62	\$ 5,24	1437,9600	\$ 8.110,09	50,18%
<b>Sub Total N</b>					<b>16.162,67</b>	<b>63,97%</b>
<b>Materiales</b>						
Descripción	Unidad	Cantidad A	Costo Unitario B	Costo Total C = A x B	%	
Plancha de Tol Galvanizado	kg	3955,48	\$ 1,24	\$ 4.888,97	53,72%	
Varilla Roscada diam 3/8" x 3 m	u	112,00	\$ 6,55	\$ 733,04	8,05%	
Tuerca exagonal, diam 3/8"	u	448,00	\$ 0,06	\$ 25,38	0,28%	
Tuerca de Expansión, diam 3/8"	u	448,00	\$ 0,63	\$ 282,63	3,11%	
Arandela plana redonda, diam 3/8"	u	448,00	\$ 0,06	\$ 28,84	0,32%	
Aislamiento de Lana de vidrio 1" con cinta de aluminio	m2	355,82	\$ 4,12	\$ 1.466,00	16,11%	
Louwer	u	2,00	\$ 515,53	\$ 1.031,05	11,33%	
Varilla Roscada diam 1/4" x 3 m	u	348,00	\$ 1,50	\$ 522,00	5,74%	
Arandela plana redonda, diam 1/4"	u	1368,00	\$ 0,02	\$ 27,36	0,30%	
Tuerca exagonal, diam 1/4"	u	1368,00	\$ 0,07	\$ 95,76	1,05%	
<b>Sub Total O</b>					<b>9.101,04</b>	<b>36,02%</b>
<b>Transporte</b>						
Descripción	Unidad	Cantidad	Costo Unitario	Costo Total	%	
<b>Sub Total P</b>						
<b>Total Costo Directo: O + M + N + P</b>				<b>\$ 25.265,32</b>	<b>100,00%</b>	

Tabla 6.1. Analisis de valor ofertado para la instalación de la red de conductos

Elaboración: Propia

Rubro:  
**HVAC-10.02**  
 Detalle:

Unidad:

<b>Equipo</b>						
Descripción	Cantidad A	Tarifa B	Costo Hora C = A x B	Rendimiento R = ( Hr / U )	Costo Total D = C x R	%
Herramienta menor	4,53	0,12	\$ 0,54	2,1496	\$ 1,17	80,70%
Escaleras	1	0,13	\$ 0,13	2,1496	\$ 0,28	19,30%
<b>Sub Total M</b>					<b>1,45</b>	<b>0,06%</b>
<b>Mano de Obra</b>						
Descripción	Cantidad A	Jornal/Hora B	Costo Unitario C = A x B	Rendimiento R = ( Hr / U )	Costo Total D = C x R	%
Instalador especializado	1	2,82	\$ 2,82	2,1496	\$ 6,06	34,99%
Técnico mecánico-eléctrico	1	2,82	\$ 2,82	2,1496	\$ 6,06	25,92%
Ayudante general	2	2,62	\$ 5,24	2,1496	\$ 11,26	48,16%
<b>Sub Total N</b>					<b>23,39</b>	<b>0,92%</b>
<b>Materiales</b>						
Descripción	Unidad	Cantidad A	Costo Unitario B	Costo Total C = A x B	%	
Acople Tol galvanizado	u	44	\$ 5,15	\$ 226,60	9,04%	
Difusor 4 vías o Rejilla de Suministro, incluye damper	u	32	\$ 57,10	\$ 1.827,30	72,89%	
Accesorios de Instalacion Difusores y Rejillas	u	10	\$ 2,06	\$ 20,60	0,82%	
Rejillas de Extracción y Retorno, incluye damper	u	12,000	\$ 36,05	\$ 432,60	17,25%	
<b>Sub Total O</b>					<b>2.507,10</b>	<b>99,02%</b>
<b>Transporte</b>						
Descripción	Unidad	Cantidad	Costo Unitario	Costo Total	%	
<b>Sub Total P</b>						
<b>Total Costo Directo: O + M + N + P</b>					<b>\$ 2.531,94</b>	<b>100,00%</b>

Tabla 6.2. Analisis de costo para la instalación de difusores y rejilla de aire

Elaboración: Propia

Rubro:  
HVAC-10.03

Detalle:

**Equipo tipo paquete, 25 toneladas de refrigeración**

Unidad:

<b>Equipo</b>						
Descripción	Cantidad A	Tarifa B	Costo Hora C = A x B	Rendimiento R = ( Hr / U )	Costo Total D = C x R	%
Taladro de Percusion	1	1,31	\$ 1,31	15,0000	\$ 19,65	6,18%
Herramienta menor	1	0,12	\$ 0,12	15,0000	\$ 1,80	0,57%
Escaleras	2	0,13	\$ 0,26	15,0000	\$ 3,90	1,23%
grua	1	19,5	\$ 19,50	15,0000	\$ 292,50	92,02%
<b>Sub Total M</b>					<b>317,85</b>	<b>0,59%</b>
<b>Mano de Obra</b>						
Descripción	Cantidad A	Jornal/Hora B	Costo Unitario C = A x B	Rendimiento R = ( Hr / U )	Costo Total D = C x R	%
Instalador especializado	1	2,82	\$ 2,82	15,0000	\$ 42,30	25,92%
Técnico mecánico-eléctrico	1	2,82	\$ 2,82	15,0000	\$ 42,30	25,92%
Ayudante general	2	2,62	\$ 5,24	15,0000	\$ 78,60	48,16%
<b>Sub Total N</b>					<b>163,20</b>	<b>0,31%</b>
<b>Materiales</b>						
Descripción	Unidad	Cantidad A	Costo Unitario B	Costo Total C = A x B	%	
Equipo tipo paquete	u	2,00	\$ 26.355,78	\$ 52.711,56	99,42%	
Caja de Prefiltros	u	2,00	\$ 154,50	\$ 309,00	0,58%	
<b>Sub Total O</b>					<b>53.020,56</b>	<b>99,10%</b>
<b>Transporte</b>						
Descripción	Unidad	Cantidad	Costo Unitario	Costo Total	%	
<b>Sub Total P</b>						
<b>Total Costo Directo: O + M + N + P</b>					<b>\$ 53.501,61</b>	<b>100,00%</b>

Tabla 6.3. Analisis de valor ofertado para la instalación del equipo tipo paquete

Elaboración: Propia

## 6.2 Costos indirectos

Es el cargo que no está directamente relacionada con la ejecución de la obra. Ésta se asocia al personal administrativo, logística y personal que están en la dirección de la obra tales como: gerente de montaje, residente de obra, ayudante de residente de obra.

Los precios unitarios que se indica en la tabla 6.2, están en un margen del precio que un Ing. Especialista en instalaciones de sistemas mecánicos en Hospitales ortega la Cámara de la Construcción de Quito.

Detalle	Unidad	Cantidad	Duración	P. Unitario	Costo Total
<b><i>Personal Técnico y Administrativo Proyecto</i></b>					
Gerente de montaje	Mes	1	6	\$ 2.500,00	\$ 15.000,00
Residente Jefe	Mes	1	6	\$ 1.000,00	\$ 6.000,00
Residente Ayudante	Mes	1	6	\$ 800,00	\$ 4.800,00
<b>Total</b>				<b>\$ 4.300,00</b>	<b>\$ 25.800,00</b>
<b><i>Gasto de Establecimiento y Operativos</i></b>					
Insumo de oficinas, aseos	Mes	1	6	\$200,00	\$1.200,00
Servicio Internet	Mes	1	6	\$150,00	\$900,00
Seguridad Industrial	Mes	1	6	\$800,00	\$4.800,00
<b>Total</b>				<b>\$1.150,00</b>	<b>\$6.900,00</b>
<b><i>Movilización</i></b>					
Camioneta	Mes	1	6	\$400,00	\$2.400,00
Combustible	Mes	1	6	\$300,00	\$1.800,00
<b>Total</b>				<b>\$700,00</b>	<b>\$4.200,00</b>
<b>Total Gastos Generales</b>				<b>\$ 6.150,00</b>	<b>\$ 36.900,00</b>

Tabla 6. 4. Resumen de análisis de costos indirectos

Elaboración: Propia

### 6.3 Costo total del sistema

Tomando en cuenta todos los valores obtenidos, se realiza una tabla resumida, obteniendo el valor del sistema de acondicionamiento de aire

COSTOS INDIRECTOS				
Rubro	Unidad	Cantidad	Costo total	
HVAC-10.01	Kg	3955,48	\$ 25.265,32	
HVAC-10.02	u	44	\$ 2.531,94	
HVAC-10.03	U	2	\$ 53.501,61	
Total=			<b>\$ 81298.87</b>	
COSTO DIRECTO				
Total=			<b>\$ 36.900,00</b>	
<b>COSTO TOTAL (directo + indirecto)= \$ 118198.87</b>				

Tabla 6. 5 Costo total del sistema

Elaboración: Propia

## CAPÍTULO VII

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 7.1 Conclusiones

- La temperatura del bulbo seco, HR va aumentando en el transcurso del día; desde las 8:00 hasta 16:00 con valores fuera del rango del confort [ ver anexo (B.2)]
- Los resultados obtenidos de la INAMHI, se concluyó que el mes de Agosto es el más caluroso [ver tabla (4.1)] debido que la energía calorífica que es absorbida por el planeta es liberada cuando el sol comienza a declinar desde el punto más alto.
- Los resultados obtenidos en la encuesta, se concluyó que el personal realiza una labor moderadamente pesada. Actividad metabólica normal pero el agotamiento del personal se ve en un aumento de balance energético debido a un desequilibrio de los componentes climáticos interior del espacio debido a las cargas térmicas.
- La carga térmica externa es de un 26% inferior a la de la interna con un porcentaje de 74%, siendo que la flotabilidad del aire sea mayor a una altura de estanqueidad entre 3 a 8 pies aumentando la temperatura de bulbo seco del espacio ocupado y conjuntamente la contaminación ambiental debido a la tinta de impresión.
- Para determinar la capacidad del sistema del equipo, se realizó mediante un análisis psicrométrico del aire (interno y externo) determinado las entalpías del aire que entra a la UTA (aire mezclado) y aire que sale del evaporador teniendo una renovación de aire por ventilación mecánica de 2.5 (CFM/ft<sup>2</sup>) valor que esta función a la renovación de aire por persona y contaminación.
- El espacio acondicionado se realizará con un sistema de enfriamiento y deshumidificación a través de un equipo VAC tipo paquete, debido a que los resultados de las cargas internas aumenta en el transcurso del día.
- El sistema de suministro y retorno de aire, se realizó mediante el método igual fricción, con una velocidad y caudal inicial de 1500 CFM y 11000 FPM

para cada equipo. El método, está en función a los aspectos económicos, funcionamiento y fabricación.

## **7.2 Recomendaciones.**

- Realizar una hoja de cálculo para determinar:(1) las cargas de enfriamiento mediante el método RTS, (2) dimensionamiento de ductos; permitiendo eliminar una serie de cálculos sin perder la exactitud en los cálculos y disminuir esfuerzos.
- No considerar un aumento de maquinaria de impresión con un Kw alto, ya que esto provocaría un desequilibrio en los componentes del aire debido a que aumentaría la carga térmica interna.
- Cambiar el tipo de material de cubierta, debido a que el coeficiente global del es muy bajo y está expuesta directamente a la energía radiante.
- Se recomienda que la instalación del equipo acondicionador de aire, se base de acuerdo al fabricante.
- Realizar un tipo ceje de 15 cm en el interior del conducto, con el fin de que el aire choque e ingrese en el difusor de suministro aire en función a su capacidad Max de CFM, evitando ruidos por exceso de caudal en el último difusor.
- Controlar el caudal en los difusores de suministro de aire mediante los dámper y verificando con un anemómetro.
- Controlar la temperatura de bulbo seco del ambiente acondicionado en el rango de confort, mediante regulación de la válvula de control de flujo refrigerante y verificando con un hidro termómetro.

## **CAPÍTULO VIII**

### **BIBLIOGRAFÍA**

RIETSHEJD, H. *“Tratado de calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire”*, España, 2<sup>da</sup> Edición, 1965

STOECKER, W.F., *“Refrigeración y acondicionamiento de aire”*, España, 1965

ROY.J. DOSSAT, *“Principios de la refrigeración”*, México, 2<sup>da</sup> Edición, Compañía editorial continental, 1998

ORTEGA, PEÑA, *“Cartas Psicométricas”*, Editorial Imprima, 1996

DUFFIE AND BECKMAN, *“Solar Energy Thermal Processes: Solar Radiation at Earth’s Surface”*, New York-Toronto, 1974

AGA, *“Gas Handbook”*, Sweden 1985.

ASHRAE, *“Handbook-fundamentals”*, 1972

ASHRAE, *“Handbook-fundamentals”*, 2009

ASHRAE, *“Applications”*, 2007

ASHRAE 62.1-2007, *“Ventilation for acceptable indoor air quality”*, 2004

INAMHI, *Anuario meteorológico*, Quito- Ecuador, 2000-2012

### **ENLACES DE INTERES**

Fuente:<http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/d/dd/Celestial-sphere-ES.svg>