

Antes de comenzar es necesario definir algunas siglas y constantes que serán utilizadas a lo largo del proceso de cálculo.

**Btu** British Termic Unit (unidad térmica británica).

**PCM** Pies cúbicos por minuto.

**$\Delta T$**  Diferencial de temperatura en °F.

**$\Delta Ws$**  Diferencial de humedad, en granos por libra-masa de aire.

**$v$**  Volumen específico del aire, en ft<sup>3</sup>/lbm.

**$C_p$**  Calor específico del aire (0.2404 Btu/lbm -°R)

**T.R.** Toneladas de refrigeración (equivale a 12 000 Btu/h).

Enseguida se procede a dar lectura de los cálculos correspondientes para el acondicionamiento de la Escuela Preparatoria No. 2 del Estado en Tuxtla Gutiérrez Chiapas.

### CONDICIONES DEL AIRE

Son las condiciones ambientales dentro y fuera del local. A estos parámetros se les aplica una corrección para ajustarlas a la altura real de la ciudad.

Datos:

Tuxtla Gutiérrez.

$TBS = 95$  °F

$TBH = 77$  °F

Altitud sobre el nivel del mar = 536 m. = 1758.5 ft.

\* ver anexo 1: temperaturas de diseño en verano para algunas ciudades de la República Mexicana.

De acuerdo a los manuales de confort, las condiciones ideales en el interior de un local son:

$TBS = 72$  °F.

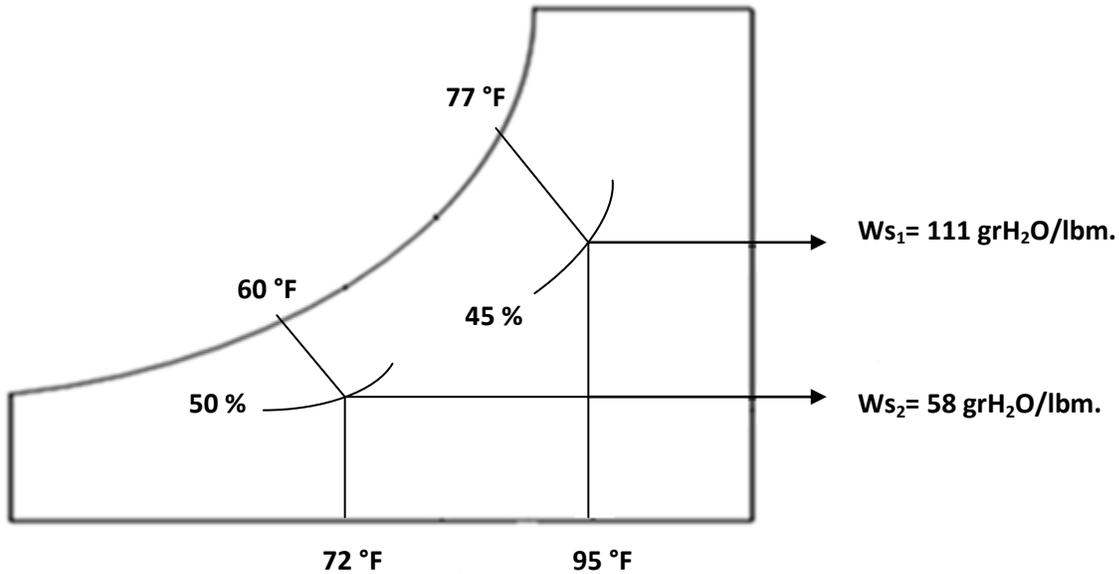
*Humedad relativa* = 50 %

**FORMULAS PARA LA CORRECCIÓN DE LA HUMEDAD**

$$W_{sc} = W_s \text{ snm} + \Delta W_s \dots\dots\dots \text{ecuación 2.1.}$$

$$\Delta W_s = \Delta W_s' \left[ 1 - 0.01 * \frac{(TBS - TBH)}{24} \right] \dots\dots\dots \text{ecuación 2.2.}$$

Tomando todos estos datos y graficándolos en la carta psicrométrica para temperaturas normales sobre el nivel del mar (ver anexo 3). Se obtiene:



Utilizando la tabla de ajustes de la carta psicrométrica podemos calcular la presión barométrica de la ciudad de Tuxtla Gutiérrez:

900 ft	—————	28.92 in Hg
1758.53 ft	—————	X
1800 ft	—————	27.92 in Hg

Interpolando se obtiene que la presión barométrica de Tuxtla Gutiérrez: **27.968 in Hg.**

Utilizando la tabla de ajustes nuevamente:

<b>TABLA DE AJUSTE DE LA CARTA PSICROMÉTRICA</b>		
<b>TBH (°F)</b>	$\Delta P = -1$	$\Delta P = -2$
	28.92 in Hg 900 ft	27.92 in Hg 1800 ft
	$\Delta W_s'$	$\Delta W_s'$
<b>60</b>	2.7	5.7
<b>77</b>	5.1	10.6

**Ajuste de  $WS_{exterior}$**

Interpolando de la tabla de ajustes:

900 ft	—————	5.1 granos de H <sub>2</sub> O/Lbm a.s.
1758.53 ft	—————	$\Delta WS_l' = 10.1558$ gr/lbm.
1800 ft	—————	10.4 granos de H <sub>2</sub> O/Lbm a.s.

A partir de la ecuación 2.2:

$$\Delta Ws = 10.1558 \left[ 1 - 0.01 * \frac{(95 - 77)}{24} \right] = 10.0796 \text{ granos de H}_2\text{O/Lbm a. s.}$$

Utilizando la ecuación 2.1 se tiene:

$$W_{sce} = (111 + 10.0796) \text{ granos de H}_2\text{O/Lbm a.s.} = \mathbf{121.0796 \text{ granos de H}_2\text{O/Lbm a.s.}}$$

**Ajustes de  $WS_{interior}$**

Interpolando los valores obtenidos de la tabla de ajustes de la carta psicrométrica:

900 ft	—————	2.7 granos de H <sub>2</sub> O/Lbm a.s.
1758.53 ft	—————	$\Delta Ws_l' = 5.5617$ granos H <sub>2</sub> O/lbm
1800 ft	—————	5.7 granos de H <sub>2</sub> O/Lbm a.s.

Con la ecuación 2.2 se calcula:

$$\Delta Wsi = 5.5617 \left[ 1 - 0.01 * \frac{(72 - 60)}{24} \right] = 5.5338915 \text{ granos de H}_2\text{O/Lbm a. s.}$$

Utilizando la ecuación 2.1 se tiene,

$$W_{sci} = (58 + 5.53389) \text{ granos de H}_2\text{O/Lbm a.s.} = \mathbf{63.53389 \text{ granos de H}_2\text{O/Lbm a.s.}}$$

**Finalmente, la diferencia de WS es:**

$$\Delta Ws = W_{sce} + W_{sci} = (121.0796 + 63.53389) \text{ granos de H}_2\text{O/lbm a.s.}$$

$\Delta Wsc = 57.54574 \text{ Granos de H}_2\text{O/lbm a.s.}$
--

## **CÁLCULOS CORRESPONDIENTES A LOS SALONES DE PRIMER SEMESTRE GRUPOS A, B, C y D**

La carga térmica de un local (ya sea de aire acondicionado o de calefacción), es determinado tanto por las condiciones del propio edificio y los elementos que liberan cierta cantidad de energía calorífica dentro del mismo.

La carga térmica depende del volumen del local, tipo de material de construcción empleado en las paredes, tipos y dimensiones en ventanas y puertas, dirección del viento, número de personas que ocupan el local, aparatos eléctricos e infiltración en puertas y ventanas.

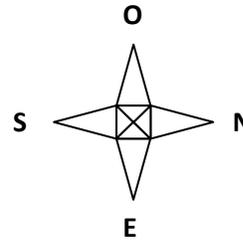
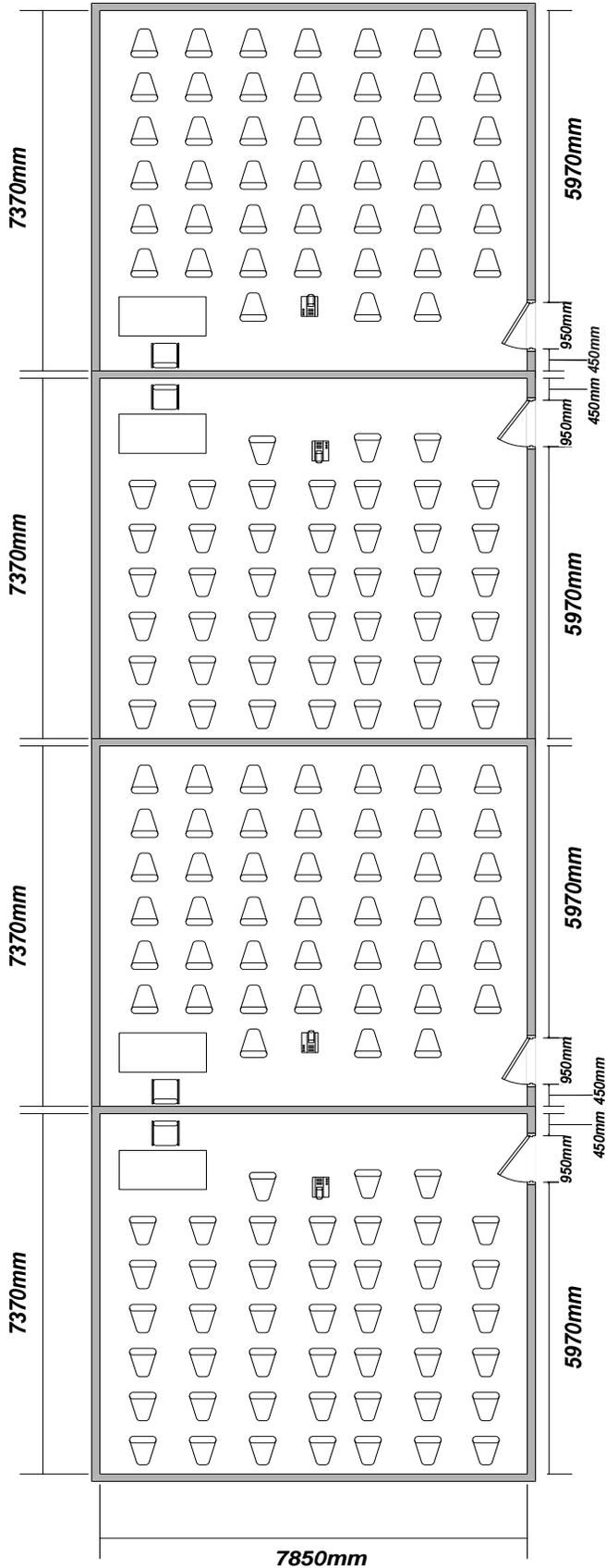
Para el confort se debe tener una temperatura y humedad controlada, así como un número determinado de cambios de aire por unidad de tiempo.

### **a) CÁLCULO DE LA CARGA TERMICA**

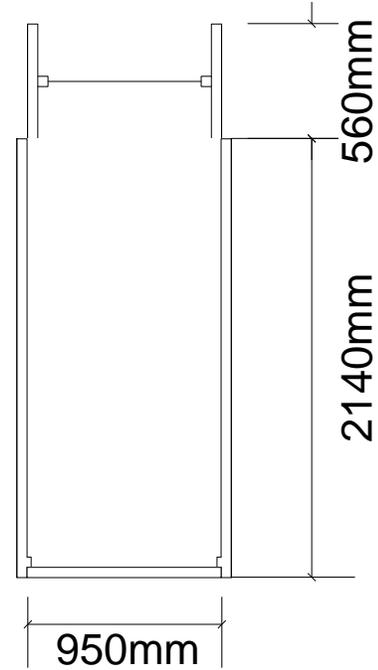
Las condiciones de aire para la ciudad de Tuxtla Gutiérrez Chiapas, es una temperatura promedio de 35 °C (95 °F) de bulbo seco y 25 °C (77 °F) de bulbo húmedo. Además se desea acondicionar 4 salones de la escuela Preparatoria N°. 2 del Estado. De acuerdo con los catálogos de confort las condiciones ambientales ideales para el local son, 72 °F de bulbo seco y 50% de humedad relativa. También se tomaran los siguientes datos del local:

- a) 184 personas** (46 personas por cada salón)
- b) Iluminación 3600 W** (12 lámparas de 75 W por cada salón)
- c) 20 laptops de 100 W cada una**
- d) 4 video proyectores de 175 W cada uno**
- e) Ventanas exposición Norte y Sur con vidrio claro**
- f) Piso directo sobre tierra**
- g) Paredes de construcción pesada sin aislamiento exposición Norte, Sur, Este y Oeste**
- h) No se encontraron paredes interiores**
- i)  $Altura_{max.} = 3.21m.$**
- j)  $Altura_{min.} = 2.91 m.$**

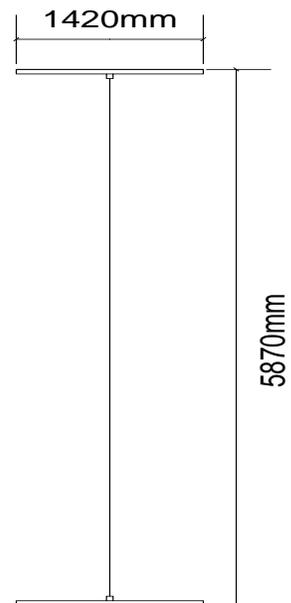
**Dimensiones del local: Plano general**



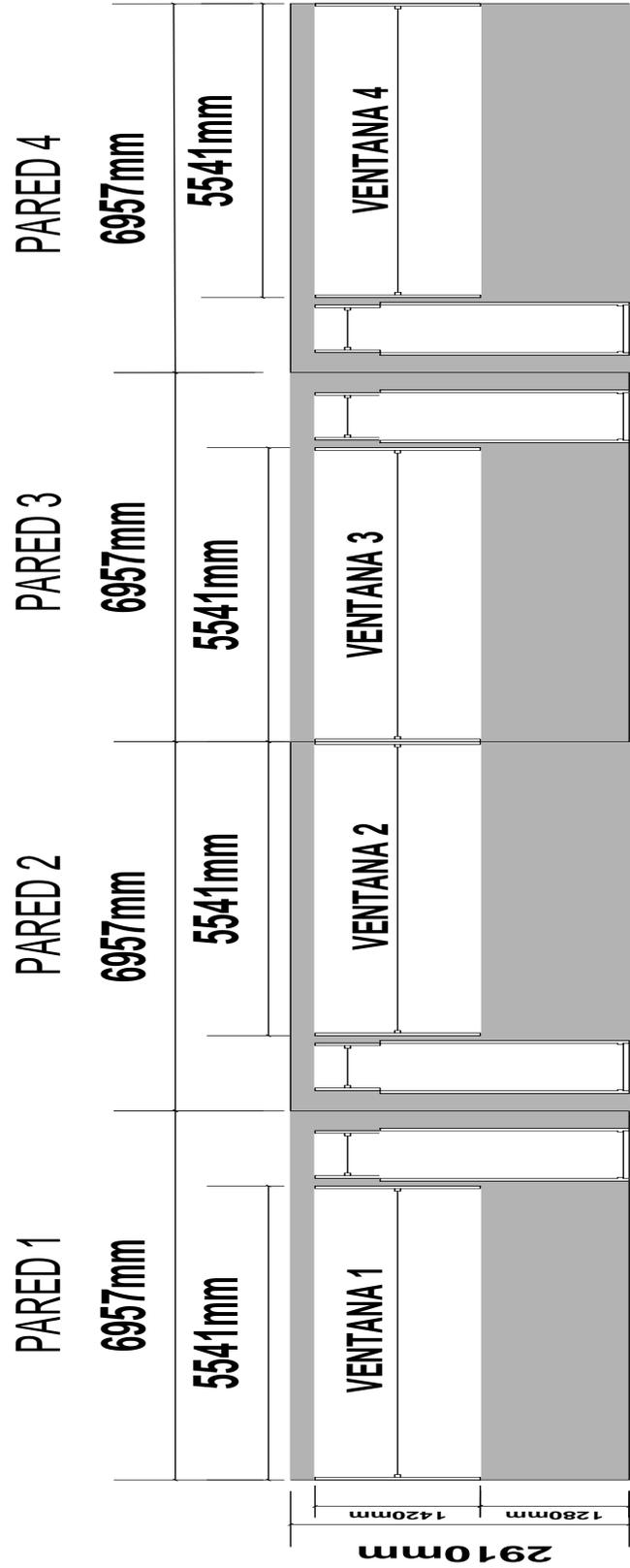
**PUERTA Y VENTANA PEQUEÑA**



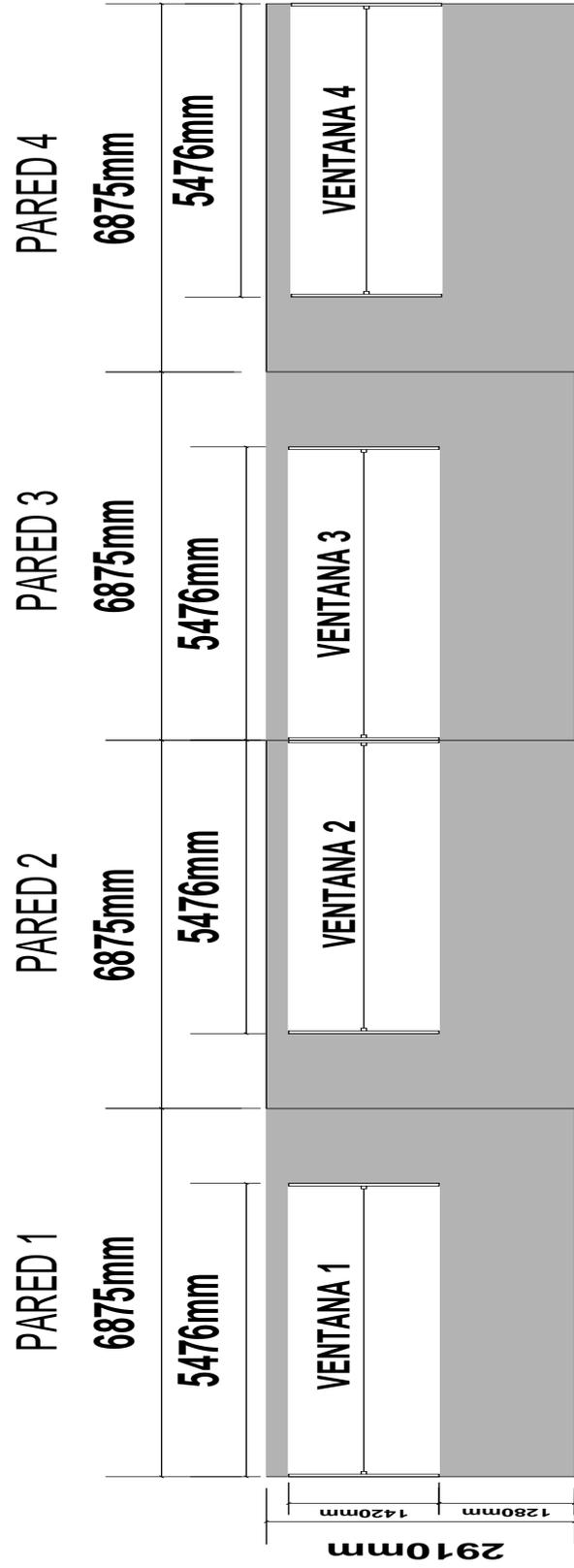
**VENTANAS**



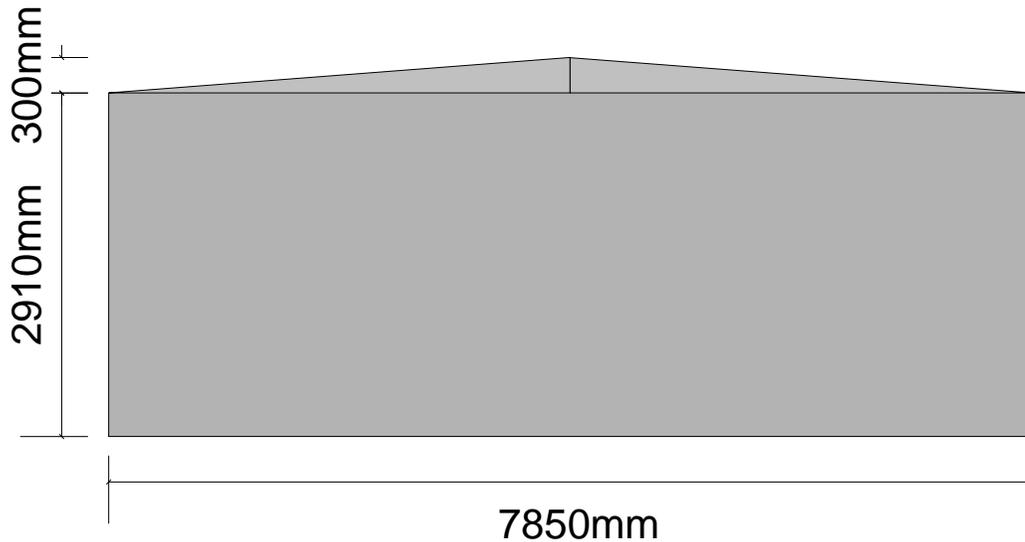
a) PLANO PARED NORTE



**b) PLANO PARED SUR**



C) PLANO PARED ESTE Y OESTE



- Calculando área de las paredes:

Área de la pared norte:  $A_{pn} \text{ y } A_{ps} = A_t - A_v$  Donde:

$A_{pn}$  = área pared norte

$A_{ps}$  = área pared sur

$A_{pe}$  = área pared este

$A_{po}$  = área pared oeste

$A_t$  = área total

$A_v$  = área de ventanas

$$A_{pn} = (4 * 7.37\text{m} * 2.91\text{m}) - (4 * 5.87\text{m} * 1.42\text{m}) - (4 * 0.56\text{m} * 0.95\text{m})$$

$$A_{pn} = 50.3172 \text{ m}^2$$

$$A_{ps} = (4 * 7.37\text{m} * 2.91\text{m}) - (4 * 5.87\text{m} * 1.42\text{m})$$

$$A_{ps} = 52.4452 \text{ m}^2$$

$$A_{pe} = A_{po} = (7.85\text{m} * 2.91\text{m}) + (0.3\text{m} * 3.925)$$

$$A_{pe} = A_{po} = 24.021 \text{ m}^2$$

**A) Pared exterior.** Son las paredes expuestas directamente al sol y los factores son tomados en el horario de 14:00 a 17:00 h, los cálculos son realizados bajo el siguiente formato:

DIRECCION	TIPO DE CONSTRUCCION	CANTIDAD (m <sup>2</sup> )	FACTOR *	CALOR (Btu/h)
Norte	Pesada sin aislamiento	50.3172	(20 + 16)	1811.4192
Sur	Pesada sin aislamiento	52.4452	(80 + 16)	5034.7392
Este	Pesada sin aislamiento	24.0210	(80 + 16)	2306.0160
Oeste	Pesada sin aislamiento	24.0210	(40 + 16)	1345.1760
<b>TOTAL DE CALOR EN PAREDES EXTERIORES</b>				<b>10497.3504</b>

\* Los factores son tomados de la tabla 2.1 factores para paredes. Considerando un diferencial de temperaturas de (95 – 72) °F = 23 °F se considera un ajuste en los factores de 16.

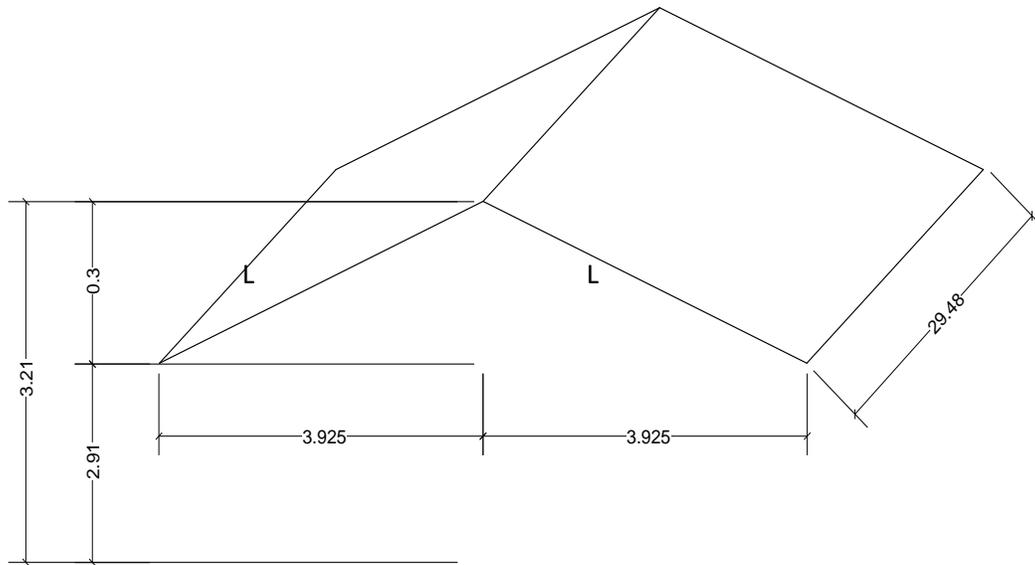
**B) Pared interior.** Son las paredes que se encuentran dentro del local y generalmente se encuentran entre un espacio sin acondicionar y un espacio acondicionado. En este caso no hay paredes interiores.

**C) Ventanas.** También el vidrio es un factor importante para la transmisión del calor hacia el interior del local y depende mucho del tipo, área y posición. En nuestro caso se considera vidrio sin sombreado.

DIRECCION	CANTIDAD (m <sup>2</sup> )	FACTOR *	CALOR (Btu/h)
Norte	35.4696	(380 + 80)	16316.016
Sur	33.3416	(630 + 80)	23672.536
<b>TOTAL DE CALOR POR VENTANAS</b>			<b>39988.552</b>

\* Los factores son tomados de la tabla 2.2 factores de vidrio.

**D) Techo.** Es uno de los elementos que más afecta en el acondicionamiento del aire, siempre y cuando éste se encuentre expuesto directamente al sol. Se considera techo solo sin aislamiento.



Medidas en metros.

Área del techo:

$$L = \sqrt{3.925^2 + 0.3^2} = 3.9364 \text{ m}$$

$$At = 2 * 3.9364\text{m} * 29.48\text{m} = 232.0929 \text{ m}^2$$

CANTIDAD (m <sup>2</sup> )	FACTOR	CALOR (Btu/h)
232.0929	196	45490.2084
<b>TOTAL DE CALOR EN TECHO</b>		<b>45490.2084</b>

\* Los factores son tomados de la tabla 2.3 factores de techo

**E) Piso.** El calor transferido por este elemento depende mucho de su situación. En este caso el piso se encuentra sobre tierra, por lo tanto no existe transferencia de calor a través de él.

**F) Aire exterior sensible.** Es la cantidad de aire en PCM, de acuerdo con el número de personas.

1. Ventilación

$$\begin{array}{rclcl} \text{No. de personas} & \times & \text{PCM por persona} & = & \text{PCM totales} \\ \hline 184 & \times & 15 & = & 2760 \text{ PCM} \end{array}$$

(Tabla 2.5 Cantidad de aire recomendado del exterior: oficinas generales)

2.- Infiltración

$$\text{Volumen total (m}^3\text{): } 708.13908 \text{ m}^3 \times 0.6 = 424.8834 \text{ PCM}$$

Nota: Use el valor más grande obtenido arriba.

El valor mas grande es: 2760 PCM

Calor sensible exterior:

$$\text{PCM total} \times fs \text{ (Tabla 2.5-A)} \times \Delta T \text{ (}^\circ\text{F)} = Q_s$$

$$\underline{2760} \times \underline{1.0064} \times \underline{23} = \underline{63886.272} \text{ Btu/h}$$

G) Calor sensible generado por personas

ACTIVIDAD	CANTIDAD	FACTOR	Qs (Btu/h)
Sentado en reposo	184	180	33120
<b>TOTAL DE CALOR SENSIBLE POR PERSONAS</b>			<b>33120</b>

Tabla B. Cálculo de calor sensible que generan las personas (Btu/h). Nota: Los datos son obtenidos de la Tabla 2.6.

H) Calor sensible generado por aparatos

LAMPARAS Y APARATOS	CANTIDAD (W)	FACTOR	Qs (Btu/h)
12 lámparas de 75 W	3600	4.25	15300
20 Laptops de 100 W	2000	3.413	6826
4 video proyector de 175 W	700	3.413	2389.1
<b>TOTAL DE CALOR POR APARATOS</b>			<b>24515.1</b>

Tabla C. Cálculo de calor sensible que generan los aparatos (Btu/h). Nota: Los datos son obtenidos de la Tabla 2.7.

### CALOR SENSIBLE EFECTIVO

**CSE.** Es la suma de la transmisión de calor a través de paredes exteriores e interiores, por ventanas, techo, piso, aire exterior sensible, calor generado por personas y calor generado por aparatos.

$$CSE = (10497.3504 + 39988.552 + 45490.2084 + 63886.272 + 33120 + 24515.1) \text{ Btu/h}$$

$$CSE = 217497.4828 \text{ Btu/h}$$

### CALOR LATENTE

I) Aire exterior latente

$$\text{PCM total} \times 0.7 \times \Delta W_s \left( \frac{\text{Granos de vapor}}{\text{Lbm de aire seco}} \right) : QL$$

$$\underline{2760} \times 0.7 \times \underline{57.54574} = \underline{111178.3697} \text{ Btu/h}$$

**J) Calor latente generado por personas**

ACTIVIDAD	CANTIDAD	FACTOR	Q <sub>L</sub> (BTU/h).
Sentado en reposo	184	150	27600
<b>TOTAL DE CALOR LATENTE POR PERSONAS.</b>			<b>27600</b>

Tabla B. Cálculo de calor latente que generan las personas (Btu/h). Nota: Los datos son obtenidos de la Tabla 2.6.

**K) Calor latente generado por aparatos**

Para los aparatos antes mencionados no generan calor latente.

**CALOR LATENTE EFECTIVO**

**CLE.** Es la suma de la energía calorífica latente generada por los elementos en el interior del local y el calor latente del mismo.

$$CLE = (111178.3697 + 27600) \text{ Btu/h}$$

$$CLE = 138778.3997 \text{ Btu/h}$$

**CALOR TOTAL**

Es la suma del calor sensible efectivo (**CSE**) y el calor latente efectivo (**CLE**):

$$\text{Calor total} = 217497.4828 \text{ Btu/h} + 138778.3997 \text{ Btu/h}$$

$$\text{CALOR TOTAL} = 356275.8825 \text{ Btu/h}$$

En toneladas de refrigeración:

$$\dot{q} = 356275.8825 \text{ Btu/h} \left( \frac{1 \text{ T.R.}}{12\,000 \text{ Btu/h}} \right)$$

Por lo tanto:

$$\text{CAPACIDAD CALCULADA: } \dot{q} = 29.68965 \text{ T.R.}$$

**Cantidad de aire a remover**

Se calcula mediante las siguientes formulas:

$$AIRE A REMOVER = \frac{CSE * v}{60 * Cp_{aire} * \Delta T} \dots\dots\dots \text{ecuación (2.3)}$$

$$v = 0.745 \left[ \frac{T_{bs} + 460}{P_{blugar}} \right] \left[ 1 + \frac{W_{sc}}{4360} \right] \dots\dots\dots \text{ecuación (2.4)}$$

Donde:

*CSE* es el calor sensible efectivo (en Btu/h), *v* es el volumen específico (en ft<sup>3</sup>/Lbm), *Cp<sub>aire</sub>* es el calor específico a presión constante del aire (0.2404  $\frac{Btu}{Lbm-R}$ ),  $\Delta T$  es la diferencia de temperatura entre el aire exterior e interior (en °F), *T<sub>bs</sub>* es la temperatura de bulbo seco (en °F), *P<sub>blugar</sub>* es la presión barométrica (en plg Hg) y *W<sub>sc</sub>* es la humedad específica del exterior corregida (en granos de H<sub>2</sub>O/Lbm a.s.)

Sustituyendo valores en la ecuación 2.4, se calcula el volumen específico del aire exterior.

$$v = 0.745 \left[ \frac{95 + 460}{27.96} \right] \left[ 1 + \frac{121.0796}{4360} \right]$$

**v= 15.198763 ft<sup>3</sup>/lbm**

Sustituyendo valores en la ecuación 2.3:

$$AIRE A REMOVER = \frac{217497.4828 * 15.198763}{60 * 0.2404 * 23}$$

Finalmente:

**AIRE A REMOVER= 9964.348954 PCM**

**b) SELECCIÓN DE EQUIPO**

No existen equipos que se adecúen exactamente a la capacidad calculada, por lo tanto, se toma el equipo de capacidad inmediata superior a la que se calculó. Así entonces, con la ayuda del catálogo Carrier (ver anexo 4), se tiene lo siguiente:

**CAPACIDAD CALCULADA: 29. 68965 T.R.**

**AIRE A REMOVER= 9964.348954 PCM**

Puede sugerirse 2 equipos iguales cuyas características son:

MARCA: CARRIER.

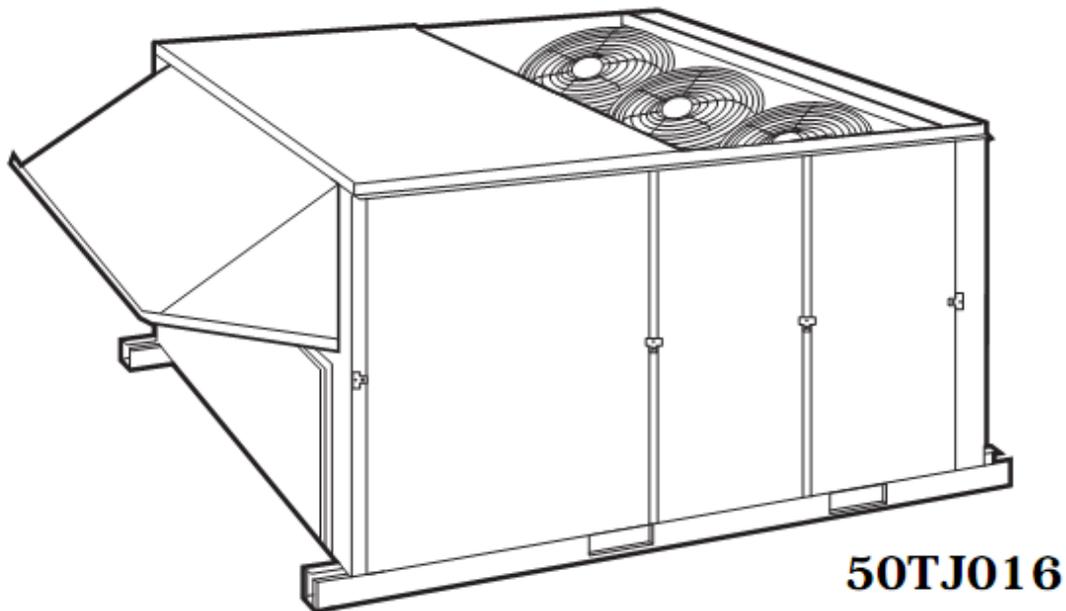
TIPO: CAPACIDAD ESTANDAR.

MODELO: 50TJ016.

CAPACIDAD COMERCIAL: 15 T. R.

CAPACIDAD DE PCM: 5250.

CAPACIDAD TOTAL DE ENFRIAMIENTO: 202 000 Btu/h.



Como los edificios de primer semestre A, B, C y D, son muy similares a los edificios de primer semestre E, F, G, H, y tercer semestre A, B, C, D, primeramente se hará el cálculo de la carga térmica y posteriormente el diseño de ductos.

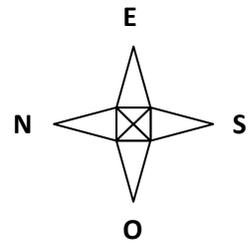
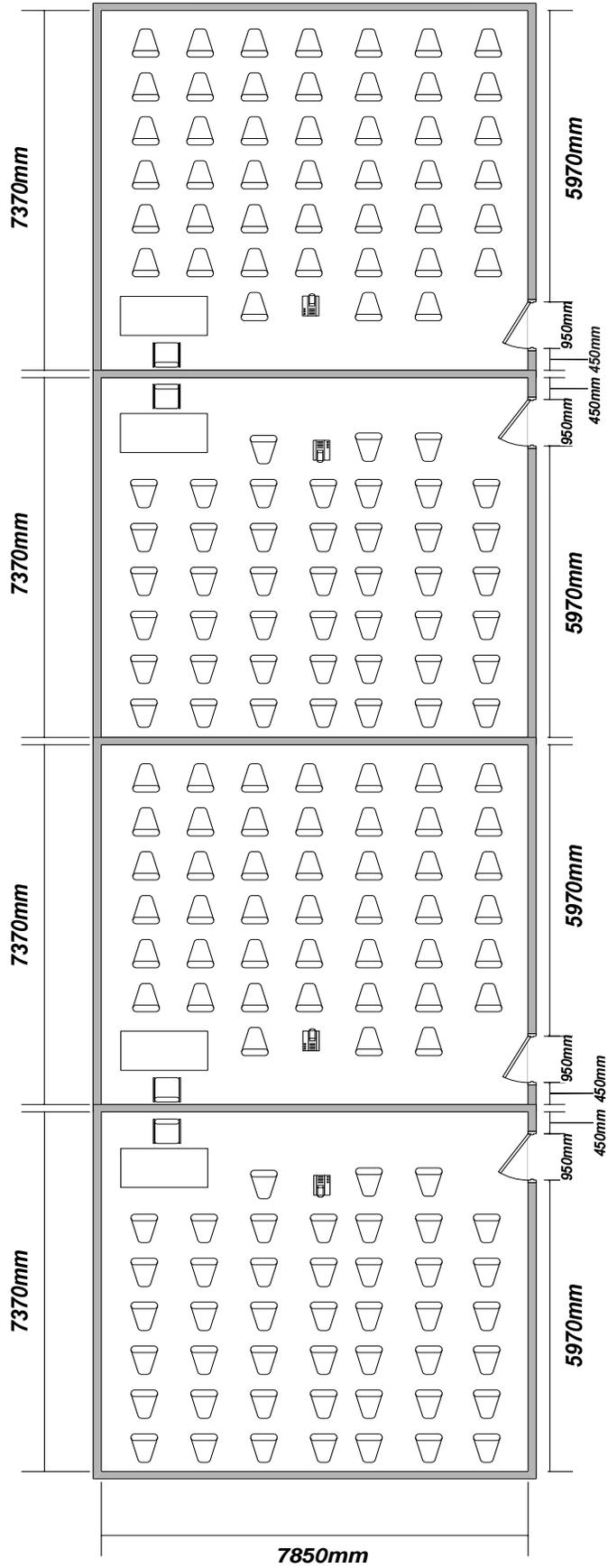
### **CÁLCULOS CORRESPONDIENTES A LOS SALONES DE PRIMER SEMESTRE GRUPOS E, F, G, H Y A LOS DE TERCER SEMESTRES GRUPOS A, B, C, D.**

#### **a) CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA**

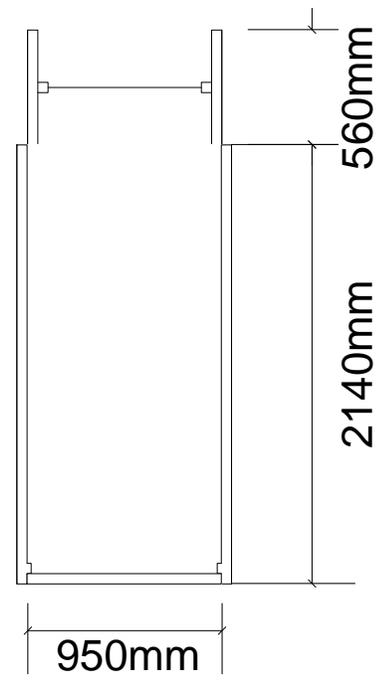
Las condiciones de aire para la ciudad de Tuxtla Gutiérrez Chiapas, es una temperatura promedio de 35 °C (95 °F) de bulbo seco y 25 °C (77 °F) de bulbo húmedo. Además se desea acondicionar 4 salones de la escuela Preparatoria N°. 2 del Estado. De acuerdo con los catálogos de confort las condiciones ambientales ideales para el local son, 72 °F de bulbo seco y 50% de humedad relativa. También se tomarán los siguientes datos del local:

- a) 184 personas** (46 personas por cada salón.)
- b) Iluminación 3600 W** (12 lámparas de 75 W por cada salón)
- c) 20 laptops de 100 W cada una.**
- d) 4 video proyectores de 175 W cada uno.**
- e) Ventanas exposición Norte y Sur con vidrio claro.**
- f) Piso directo sobre tierra.**
- g) Paredes de construcción pesada sin aislamiento exposición Norte, Sur, Este y Oeste.**
- h) No se encontraron paredes interiores.**
- i) Altura<sub>max.</sub> = 3.21 m.**
- j) Altura<sub>min.</sub> = 2.91 m.**

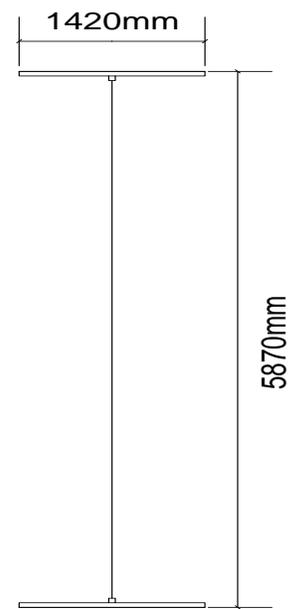
**Dimensiones del local: Plano general**



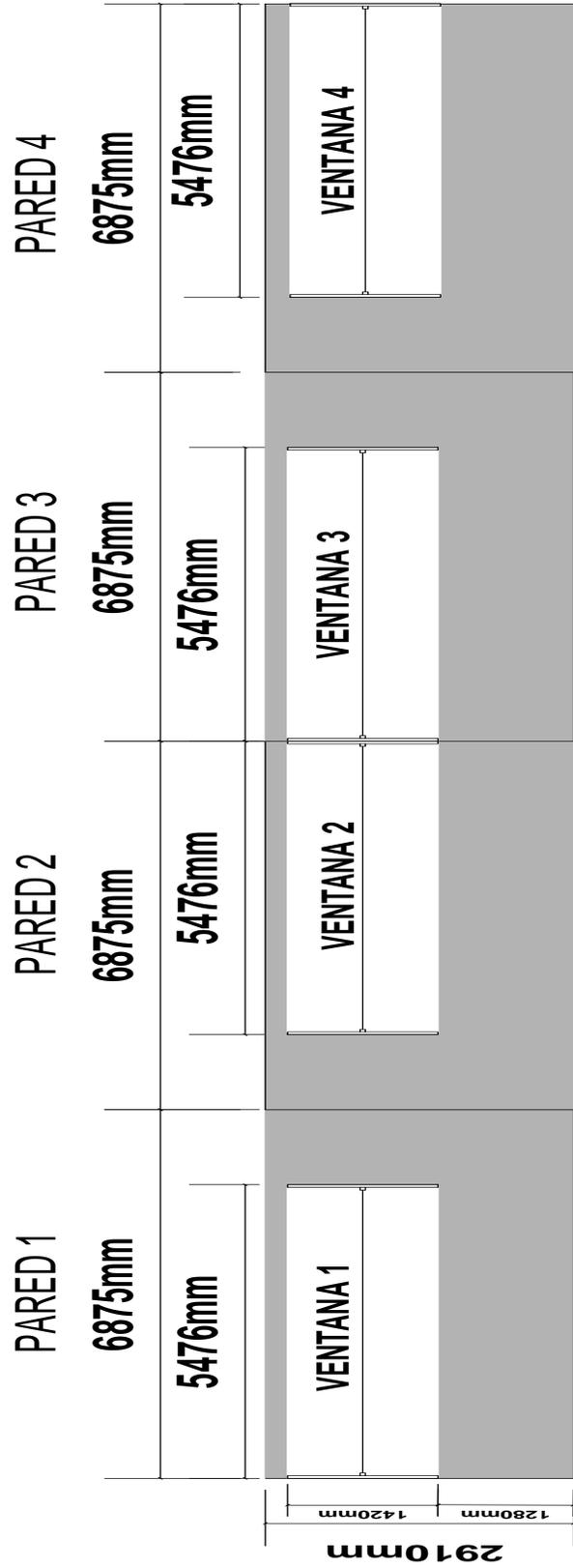
**PUERTA Y VENTANA PEQUEÑA**



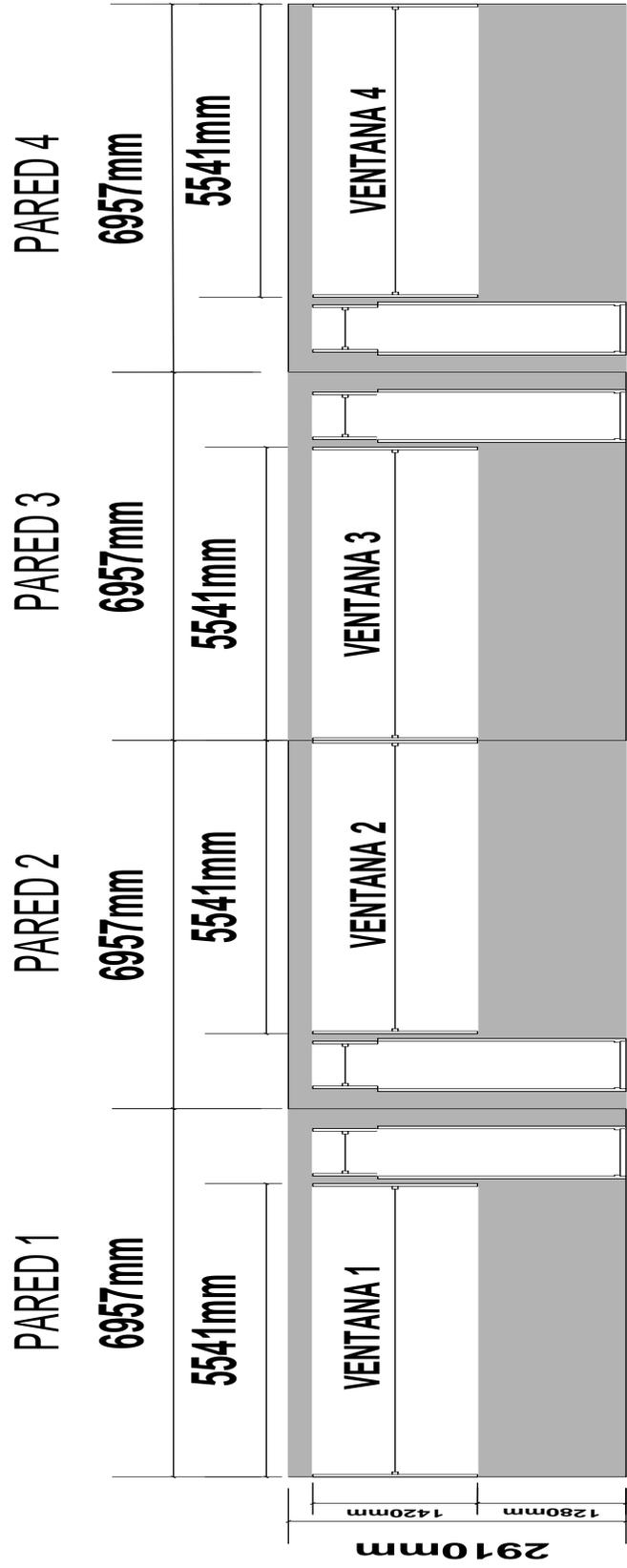
**VENTANAS**



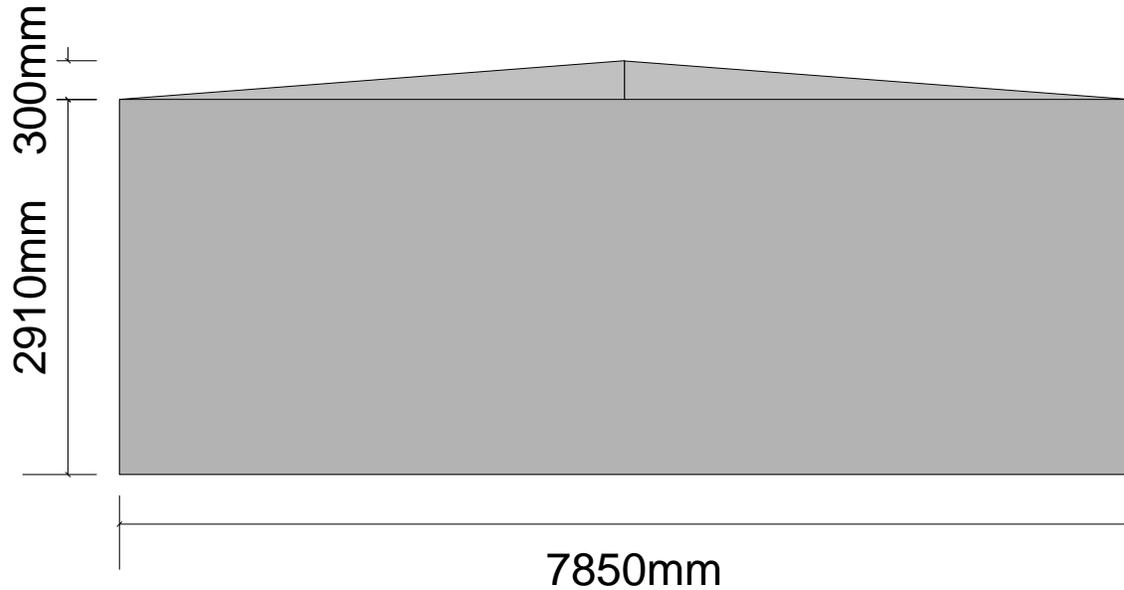
**c) PLANO PARED NORTE**



d) PLANO PARED SUR



C) PLANO PARED ESTE Y OESTE



- Calculando área de las paredes:

Área de la pared norte:  $A_{pn}$  y  $A_{ps} = A_t - A_v$  Donde:

$A_{pn}$  = área pared norte.

$A_{ps}$  = área pared sur.

$A_{pe}$  = área pared este.

$A_{po}$  = área pared oeste.

$A_t$  = área total.

$A_v$  = área de ventanas.

$$A_{pn} = (4 * 7.37m * 2.91m) - (4 * 5.87m * 1.42m)$$

$$A_{pn} = 52.4452 \text{ m}^2$$

$$A_{ps} = (4 * 7.37m * 2.91m) - (4 * 5.87m * 1.42m) - (4 * 0.56m * 0.95m)$$

$$A_{ps} = 50.3172 \text{ m}^2$$

$$A_{pe} = A_{po} = (7.85m * 2.91m) + (0.3m * 3.925)$$

$$A_{pe} = A_{po} = 24.021 \text{ m}^2$$

**A) Pared exterior**

DIRECCION	TIPO DE CONSTRUCCION	CANTIDAD (m <sup>2</sup> )	FACTOR *	CALOR (Btu/h)
Norte	Pesada sin aislamiento	52.4452	(20 + 16)	1888.0272
Sur	Pesada sin aislamiento	50.3172	(80 + 16)	4830.4512
Este	Pesada sin aislamiento	24.0210	(80 + 16)	2306.0160
Oeste	Pesada sin aislamiento	24.0210	(40 + 16)	1345.1760
<b>TOTAL DE CALOR EN PAREDES EXTERIORES</b>				<b>10369.6704</b>

\* Los factores son tomados de la tabla 2.1 factores para paredes. Considerando un diferencial de temperaturas de (95 – 72) °F = 23 °F se considera un ajuste en los factores de 16.

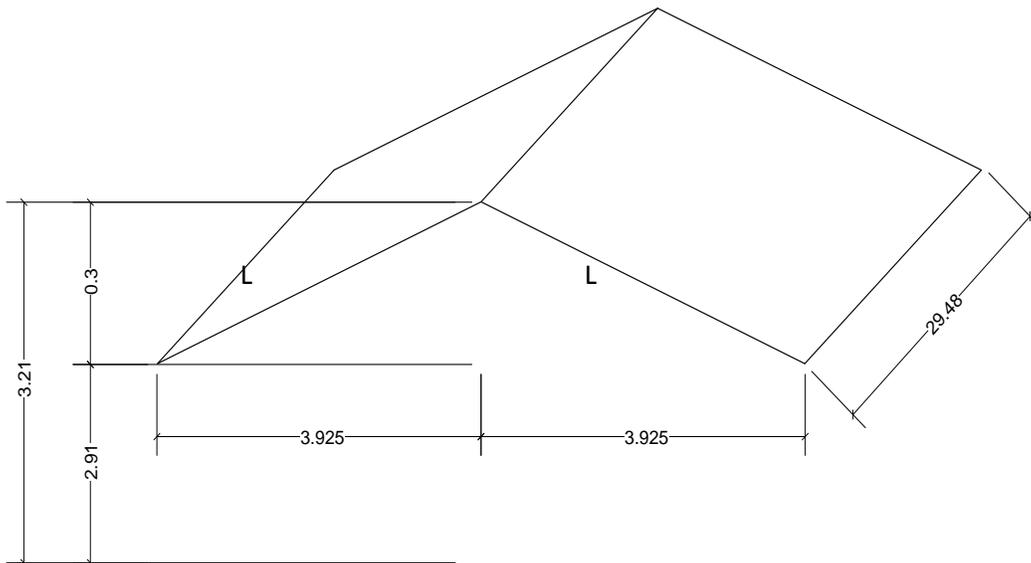
**B) Pared interior.** En este caso no hay paredes interiores.

**C) Ventanas.** En nuestro caso se considera vidrio sin sombreado.

DIRECCION	CANTIDAD (m <sup>2</sup> )	FACTOR *	CALOR (Btu/h)
Norte	33.3416	(380 + 80)	15337.136
Sur	35.4696	(630 + 80)	25183.416
<b>TOTAL DE CALOR POR VENTANAS</b>			<b>40520.552</b>

\* Los factores son tomados de la tabla 2.2 factores de vidrio.

**D) Techo.** Se considera techo solo sin aislamiento.



Medidas en metros.

Área del techo:

$$L = \sqrt{3.925^2 + 0.3^2} = 3.9364 \text{ m.}$$

$$At = 2 * 3.9364\text{m} * 29.48 \text{ m y } At = \mathbf{232.0929 \text{ m}^2}.$$

CANTIDAD (m <sup>2</sup> )	FACTOR	CALOR (Btu/h)
232.0929	196	45490.2084
<b>TOTAL DE CALOR EN TECHO</b>		<b>45490.2084</b>

Los factores son tomados de la tabla 2.3 factores de techo.

**E) Piso.** En este caso el piso se encuentra sobre tierra, por lo tanto no existe transferencia de calor a través de él.

**F) Aire exterior sensible.** Es la cantidad de aire en PCM, de acuerdo con el número de personas.

1. Ventilación

$$\begin{array}{rcccccc} \text{No. de personas} & & \times & \text{PCM por persona} & = & \text{PCM totales} \\ \hline 184 & & \times & 15 & = & 2760 \text{ PCM} \end{array}$$

(Tabla 7.5 Cantidad de aire recomendado del exterior: oficinas generales)

2.- Infiltración

$$\text{Volumen total (m}^3\text{): } 708.13908 \text{ m}^3 \times 0.6 = 424.8834 \text{ PCM}$$

Nota: Use el valor más grande obtenido arriba para el cálculo de calor sensible y calor latente.

**El valor mas grande es: 2760 PCM**

**Calor sensible exterior:**

$$\begin{array}{rcccccc} \text{PCM total} & \times & f_s \text{ (Tabla 2.5-A)} & \times & \Delta T \text{ (}^\circ\text{F)} & = & Q_s \\ \hline 2760 & \times & 1.0064 & \times & 23 & = & 63886.272 \text{ Btu/h} \end{array}$$

**G) Calor sensible generado por personas**

ACTIVIDAD	CANTIDAD	FACTOR	Qs (Btu/h)
Sentado en reposo	184	180	33120
<b>TOTAL DE CALOR SENSIBLE POR PERSONAS</b>			<b>33120</b>

Tabla B. Cálculo de calor sensible que generan las personas (Btu/h). Nota: Los datos son obtenidos de la Tabla 2.6.

**H) Calor sensible generado por aparatos**

LAMPARAS Y APARATOS	CANTIDAD (W):	FACTOR	Qs (Btu/h)
12 lámparas de 75 W	3600	4.25	15300
20 Laptops de 100 W	2000	3.413	6826
4 video proyector de 175 W	700	3.413	2389.1
<b>TOTAL DE CALOR POR APARATOS</b>			<b>24515.1</b>

Tabla C. Cálculo de calor sensible que generan los aparatos (Btu/h). Nota: Los datos son obtenidos de la Tabla 2.7

**CALOR SENSIBLE EFECTIVO**

$$CSE = (10369.6704 + 40520.552 + 45490.2084 + 63886.272 + 33120 + 24515.1) \text{ Btu/h}$$

$$CSE = 217901.8028 \text{ Btu/h}$$

**CALOR LATENTE**

**I) Aire exterior latente**

$$PCM \text{ total} \times 0.7 \times \Delta W_s \left( \frac{\text{Granos de vapor}}{\text{Lbm de aire seco}} \right) = QL$$

$$\underline{2760} \times 0.7 \times \underline{57.54574} = \underline{111178.3697} \text{ BTU/h}$$

**J) Calor latente generado por personas**

ACTIVIDAD	CANTIDAD	FACTOR	Q <sub>L</sub> (BTU/h)
Sentado en reposo	184	150	27600
<b>TOTAL DE CALOR LATENTE POR PERSONAS</b>			<b>27600</b>

Tabla B. Cálculo de calor latente que generan las personas (Btu/h). Nota: Los datos son obtenidos de la Tabla 2.6.

**K) Calor latente generado por aparatos**

Para los aparatos antes mencionados no generan calor latente.

**CALOR LATENTE EFECTIVO**

$$CLE = (111178.3697 + 27600) \text{ Btu/h}$$

$$CLE = 138778.3997 \text{ Btu/h}$$

**GRAN CALOR TOTAL**

Es la suma del calor sensible efectivo (*CSE*) y el calor latente efectivo (*CLE*), por lo tanto:

$$\text{Gran calor total} = 217901.8028 \text{ Btu/h} + 138778.3997 \text{ Btu/h}$$

**GRAN CALOR TOTAL = 356680.2025 Btu/h = 29.7233 T.R.**

**Cantidad de aire a remover**

Se calcula mediante las siguientes formulas:

$$\text{AIRE A REMOVER} = \frac{CSE * v}{60 * C_{p\text{aire}} * \Delta T} \dots\dots\dots \text{ecuación (2.3)}$$

$$v = 0.745 \left[ \frac{T_{bs} + 460}{P_{blugar}} \right] \left[ 1 + \frac{W_{sc}}{4360} \right] \dots\dots\dots \text{ecuación (2.4)}$$

Donde:

*CSE* es el calor sensible efectivo (en Btu/h), *v* es el volumen específico (en ft<sup>3</sup>/Lbm), *C<sub>p</sub>aire* es el calor específico a presión constante del aire (0.2404  $\frac{\text{Btu}}{\text{Lbm-R}}$ ),  $\Delta T$  es la diferencia de temperatura entre el aire exterior e interior (en °F), *T<sub>bs</sub>* es la temperatura de bulbo seco (en °F), *P<sub>blugar</sub>* es la presión barométrica (en plg Hg) y *W<sub>sc</sub>* es la humedad específica del exterior corregida (en granos de H<sub>2</sub>O/Lbm a.s.)

Sustituyendo valores en la ecuación 2.4, se calcula el volumen específico del aire exterior.

$$v = 0.745 \left[ \frac{95 + 460}{27.96} \right] \left[ 1 + \frac{121.0796}{4360} \right]$$

**v = 15.198763 ft<sup>3</sup>/lbm**

Sustituyendo valores en la ecuación 2.3:

$$\text{AIRE A REMOVER} = \frac{217901.8028 * 15.198763}{60 * 0.2404 * 23}$$

Finalmente:

**AIRE A REMOVER= 9982.87232 PCM**

**b) SELECCIÓN DE EQUIPO**

No existen equipos que se adecúen exactamente a la capacidad calculada, por lo tanto, se toma el equipo de capacidad inmediata superior a la que se calculó. Así entonces, con la ayuda del catálogo Carrier (ver anexo 4), se tiene lo siguiente:

**CAPACIDAD CALCULADA: 29.7233 T.R.**

**AIRE A REMOVER= 9982.87232 PCM**

Puede sugerirse 2 equipos iguales, cuyas características son:

MARCA: CARRIER.

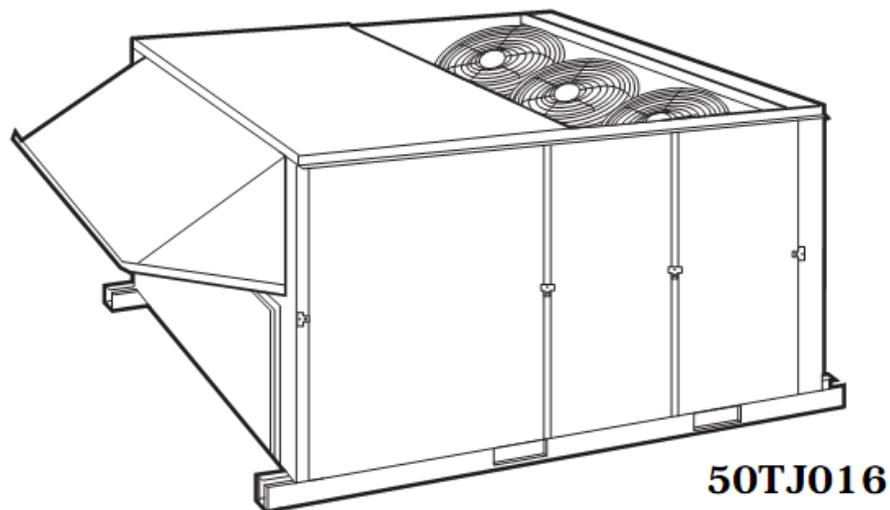
TIPO: CAPACIDAD ESTANDAR.

MODELO: 50TJ016.

CAPACIDAD COMERCIAL: 15 T. R.

CAPACIDAD DE PCM: 5250.

CAPACIDAD TOTAL DE ENFRIAMIENTO: 202 000 Btu/h.



c) **CÁLCULO DE LA DUCTERÍA DE INYECCIÓN**

El cálculo de la ductería se hace por método de fricción constante. El ducto es dimensionado de tal manera que las pérdidas de presión por pie de longitud sean constantes. Es posible que las resistencias en los ductos ramales sean esencialmente iguales a menos de que se tenga mucha diferencia en sus longitudes. Cuando se aplica este método se acostumbra a determinar la caída de presión de acuerdo con la velocidad deseada y el caudal en el ducto. Por medio de la gráfica para determinar la pérdida por fricción en ductos (ver anexo 5).

• **Selección de ductos a caída de presión constante**

Tramos	Caudal (PCM)	Longitud (m)
V-B	5250	3.60
B-C	2625	1.5
B-G	2625	1.5
C-D	1968.75	1.95
G-H	1968.75	1.95
D-E	1312.5	1.95
H-I	1312.5	1.95
E-F	656.25	1.97
I-J	656.25	1.97

Primeramente, se calculan las dimensiones de cada sección:



• **Tramo V-B**

$$Q = 5250 \text{ PCM}$$

$$v = 1150 \text{ ft/m (anexo 6)}$$

$$Q = vA \quad \therefore \quad A = \frac{Q}{v} = \frac{5250 \text{ ft}^3/\text{m}}{1150 \text{ ft/m}} = 4.56521 \text{ ft}^2 = 657.3913043 \text{ in}^2$$

$$A = \frac{\pi}{4} \phi^2 \quad \therefore \quad \phi = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(657.3913043 \text{ in}^2)}{\pi}} = 28.9312 \text{ in} \sim 29 \text{ in}$$

Usando:  $A = WH$  y  $W/H = 6$  obtenemos:

$$W = 62.804 \sim 63 \text{ in} \quad \text{y} \quad H = 10.467 \sim 10.5 \text{ in}$$

Con el  $\phi_{eq} = 29 \text{ in}$  y  $Q = 5250 \text{ PCM}$  en la gráfica del anexo 5 encontramos el valor de la pérdida de fricción en ductos,  $f_s = 0.06 \frac{\text{inH}_2\text{O}}{100 \text{ ft}}$

- **Tramo B-C y B-G**

$$Q = 2625 \text{ PCM}$$

$$f_s = 0.06 \frac{\text{inH}_2\text{O}}{100\text{ft}}$$

Con  $f_s$  y  $Q$  en la gráfica del anexo 5 localizamos el valor del  $\phi_{eq} = 22 \text{ in}$ .

$$\mathcal{A} = \frac{\pi}{4} \phi^2 = \frac{\pi(22\text{in})^2}{4} = 380.13\text{in}^2$$

Usando:  $A = WH$  y  $W/H = 6$  obtenemos:

$$W = 47.75 \sim 48 \text{ in y } H = 7.95 \sim 8 \text{ in}$$

- **Tramo C-D y G-H**

$$Q = 1968.75 \text{ PCM}$$

$$f_s = 0.06 \frac{\text{inH}_2\text{O}}{100\text{ft}}$$

Con  $f_s$  y  $Q$  en la gráfica del anexo 5 localizamos el valor del  $\phi_{eq} = 20 \text{ in}$

$$\mathcal{A} = \frac{\pi}{4} \phi^2 = \frac{\pi(20\text{in})^2}{4} = 314.15926\text{in}^2$$

Usando:  $A = WH$  y  $W/H = 6$  obtenemos:

$$W = 43.41 \sim 43.5 \text{ in y } H = 7.236 \sim 7.5 \text{ in}$$

- **Tramo D-E y H-I**

$$Q = 1312.5 \text{ PCM}$$

$$f_s = 0.06 \frac{\text{inH}_2\text{O}}{100\text{ft}}$$

Con  $f_s$  y  $Q$  en la gráfica del anexo 5 localizamos el valor del  $\phi_{eq} = 17 \text{ in}$ .

$$\mathcal{A} = \frac{\pi}{4} \phi^2 = \frac{\pi(17\text{in})^2}{4} = 226.98006\text{in}^2$$

Usando:  $A = WH$  y  $W/H = 6$  obtenemos:

$$W = 36.90 \sim 37 \text{ in y } H = 6.15 \sim 6.5 \text{ in}$$

• **Tramo E-F y I-J**

$$Q = 656.25 \text{ PCM}$$

$$f_s = 0.06 \frac{\text{inH}_2\text{O}}{100\text{ft}}$$

Con  $f_s$  y  $Q$  en la gráfica del anexo 5 localizamos el valor del  $\phi_{eq} = 13 \text{ in.}$

$$A = \frac{\pi}{4} \phi^2 = \frac{\pi(13\text{in})^2}{4} = 132.73228\text{in}^2$$

Usando:  $A = WH$  y  $W/H = 6$  obtenemos:

$$W = 28.22 \sim 28.5 \text{ in y } H = 4.7 \sim 5 \text{ in}$$

• **Cálculo de fricción total por el aire en el ducto más largo**

$$\text{Tubería lineal} = 10.97 \text{ m} = 35.990814 \text{ ft} \sim 36 \text{ ft}$$

Una vez conociendo la longitud lineal, procederemos al cálculo de la longitud equivalente en el tramo V-J:

Tramo	Codo	W(in)	H(in)	H/W	R/W	L/W	$L_{eq}(\text{in})$
V-B	A	63	10.5	0.1667	1.5	3.3039	208.148
B-C	B	48	8	0.1667	1.5	3.3039	158.589
Si $0 < H/W < 1.5$ entonces $R/W = 1.5$ y Si $1.5 < H/W < 3$ entonces $R/W = 0.75$							

$$L_{eq}/W = [0.33 R/W]^{-2.13} (\frac{H}{W})^{0.126} \dots\dots\dots \text{ecuación (2.5).}$$

Utilizando la ecuación 2.5 obtenemos la longitud equivalente, por lo tanto, la longitud equivalente total es:

$$L_{eq} = 366.7371 \text{ in} = 30.5614 \text{ ft}$$

Finalmente:

$$L_{total} = L_{lineal} + L_{eq} = 36 \text{ ft} + 30.5614 \text{ ft} = 66.5614 \text{ ft}$$

**Accesorios (datos obtenidos del anexo 11):**

- Filtro de aire =  $0.3 \text{ inH}_2\text{O}$
- Entrada al ventilador =  $0.0525 \text{ inH}_2\text{O}$
- Evaporador =  $0.225 \text{ inH}_2\text{O}$
- Rejilla =  $0.15 \text{ inH}_2\text{O}$

Por lo tanto:

$$f_{s_{\text{accesorios}}} = 0.7275 \text{ inH}_2\text{O}$$

Considerando que:

$$f_s = 0.06 \text{ inH}_2\text{O} \rightarrow 100 \text{ ft}$$

Entonces, si  $L_{\text{total}} = 66.5414 \text{ ft}$

Finalmente

$$f_{s_x} = 0.0399 \text{ inH}_2\text{O}$$

Por lo tanto:

$$f_{s_{\text{total}}} = f_{s_{\text{accesorios}}} + f_{s_x} = 0.7275 \text{ inH}_2\text{O} + 0.0399 \text{ inH}_2\text{O}$$

$$\mathbf{f_{s_{\text{total}}} = 0.76743685 \text{ inH}_2\text{O}}$$

Como puede verse en el catalogo Carrier (Anexo 4), el equipo 50TJ016 está diseñado para proporcionar una presión estática desde 0.2 a 2.0 plg H<sub>2</sub>O. En el cálculo puede observarse que  $f_{s_{\text{total}}} = 0.7674$ , es menor que el valor máximo proporcionado por el equipo seleccionado.

**d) CÁLCULO DE LA CANTIDAD DE LÁMINA Y AISLANTE NECESARIO PARA EL SISTEMA DE DUCTOS DE INYECCIÓN**

TRAMO	LONGITUD (M)	W	H	CALIBRE	FACTOR LAMINA (Kg/m)	TOTAL LAMINA (kg)	FACTOR AISLANTE 2" (m <sup>2</sup> /m)	TOTAL AISLANTE 2" (m <sup>2</sup> )
V-B	3.6	63	10.5	20	38.12	137.232	4.5135	16.2486
B-C	1.5	48	8	22	29.15	43.725	3.45	5.175
B-G	1.5	48	8	22	29.15	43.725	3.45	5.175
C-D	1.95	43.5	7.5	22	26.82	52.299	3.162	6.1659
G-H	1.95	43.5	7.5	22	26.82	52.299	3.162	6.1659
D-E	1.95	37	6.5	22	22.985	44.82075	2.731	5.32545
H-I	1.95	37	6.5	22	22.985	44.82075	2.731	5.32545
E-F	1.97	23.5	5	24	12.49	24.6053	1.8685	3.680945
I-J	1.97	23.5	5	24	12.49	24.6053	1.8685	3.680945

Nota: datos obtenidos de los anexos 7 y 8.

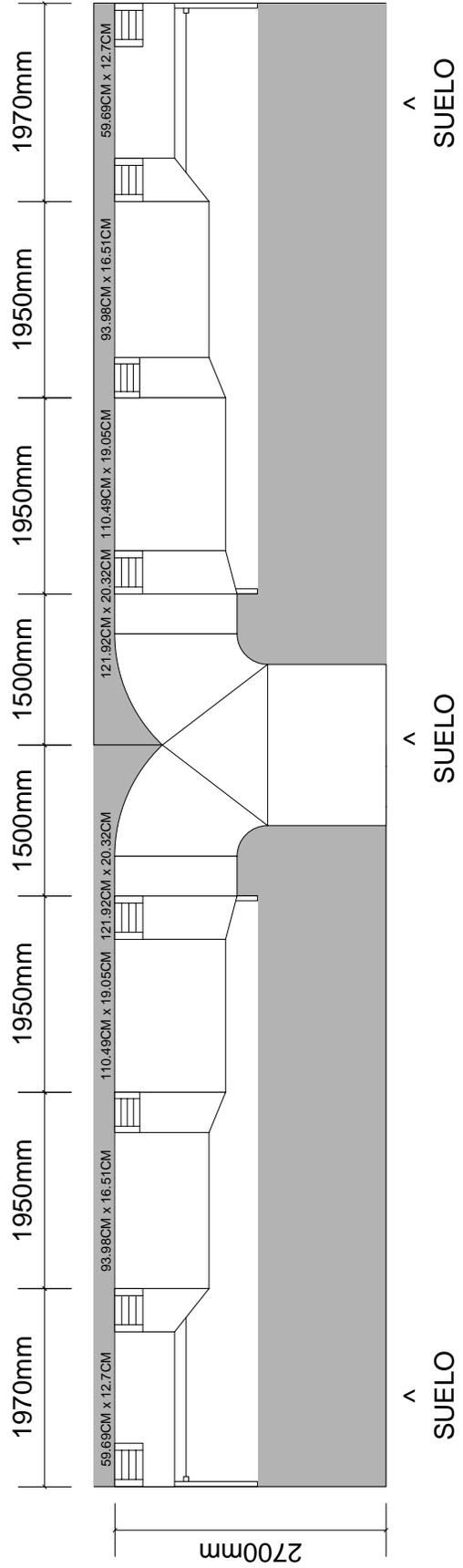
RESUMEN DE LÁMINA				
		LAMINA	+ 15% de desperdicios	TOTAL (Kg)
CALIBRE 20	=	137.232	157.8168	160
CALIBRE 22	=	281.6895	323.942925	330
CALIBRE 24	=	49.2106	56.59219	60

RESUMEN DE AISLANTE				
		AISLANTE	+ 15% de desperdicios	TOTAL (Kg)
AISLANTE 2"	=	56.94319	65.4846685	70

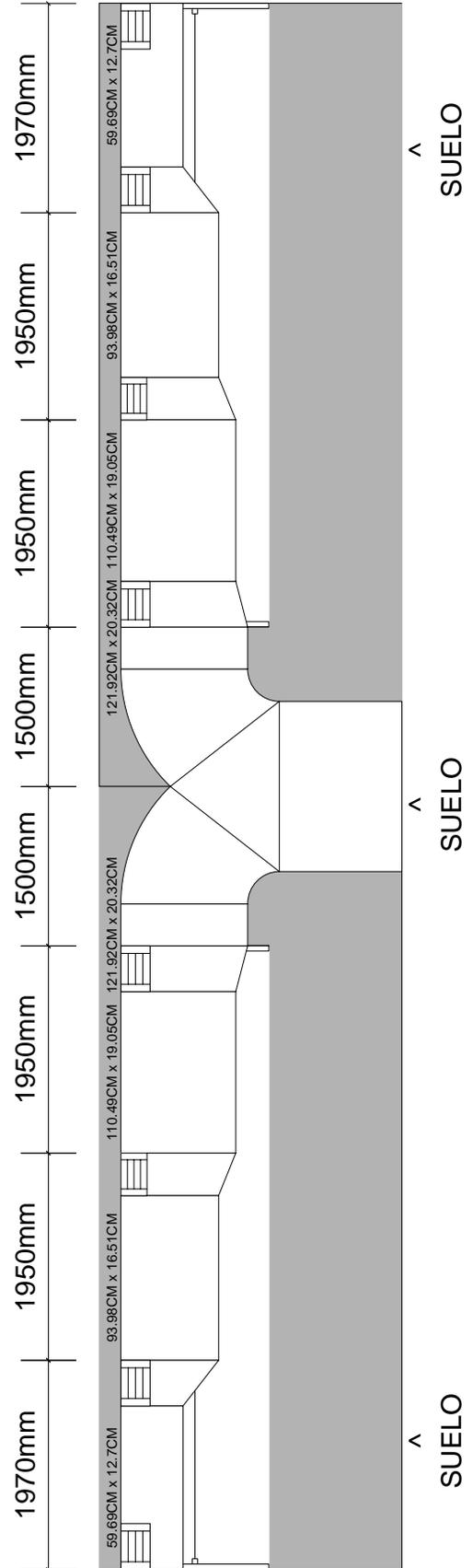
El diseño de ductos será utilizado para los 3 edificios antes mencionados.

Finalmente el diseño de ductos queda de la siguiente forma:

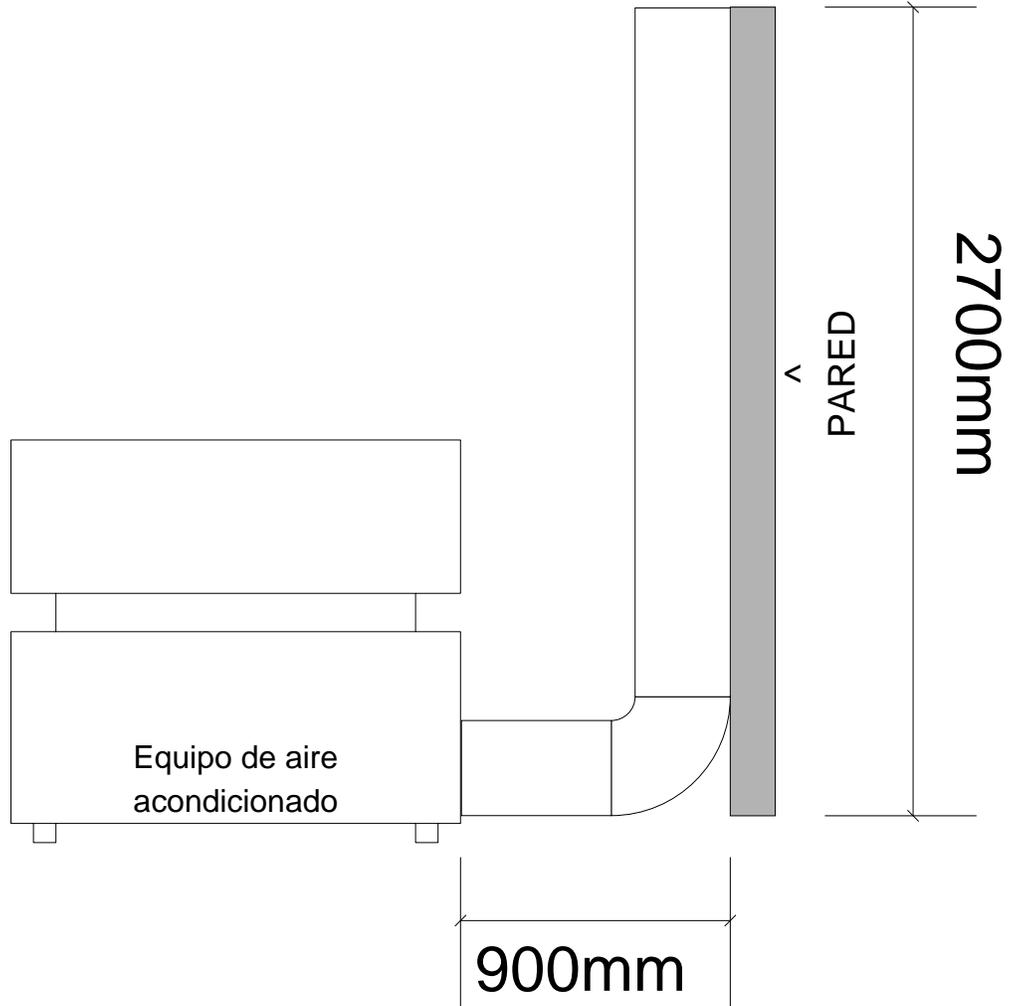
DISEÑO DE DUCTOS (parte 1)



DISEÑO DE DUCTOS (parte 2)



Vista lateral del equipo de aire acondicionado:



e) **CÁLCULO DE LA DUCTERÍA DE RETORNO**

Para este ducto se retorna un 40 % del total de flujo de aire suministrado. Para nuestro caso existe un flujo de 2100 PCM como producto del 40 % de 5250 PCM, además de una pérdida de fricción de 0.06 plg de agua por cada 100 ft., con estos datos resultan entonces los siguientes cálculos:

• **Selección de ductos a caída de presión constante**

Tramos	Caudal (PCM)	Longitud (m)
V-B	2100	4.3
B-C	1050	5.5
B-E	1050	1.5
C-D	525	1.5
E-F	525	1.5

• **Tramo V-B**

$$Q = 2100 \text{ PCM}$$

$$f_s = 0.06 \frac{\text{inH}_2\text{O}}{100\text{ft}}$$

Con  $f_s$  y  $Q$  en la gráfica del anexo 5 localizamos el valor del  $\phi_{eq} = 20.5 \text{ in}$ .

$$\mathcal{A} = \frac{\pi}{4} \phi^2 = \frac{\pi(20.5\text{in})^2}{4} = 330.0635\text{in}^2$$

Usando:  $A = WH$  y  $W/H = 6$  obtenemos:

$$W = 44.50 \sim 44.5 \text{ in} \text{ y } H = 7.41 \sim 7.5 \text{ in}$$

• **Tramo B-C y B-E**

$$Q = 1050 \text{ PCM}$$

$$f_s = 0.06 \frac{\text{inH}_2\text{O}}{100\text{ft}}$$

Con  $f_s$  y  $Q$  en la gráfica del anexo 5 localizamos el valor del  $\phi_{eq} = 16 \text{ in}$ .

$$\mathcal{A} = \frac{\pi}{4} \phi^2 = \frac{\pi(16\text{in})^2}{4} = 201.0619\text{in}^2$$

Usando:  $A = WH$  y  $W/H = 6$  obtenemos:

$$W = 34.73 \sim 35 \text{ in} \text{ y } H = 5.78 \sim 6 \text{ in}$$

• **Tramo C-D y E-F**

$$Q = 525 \text{ PCM}$$

$$f_s = 0.06 \frac{\text{inH}_2\text{O}}{100\text{ft}}$$

Con  $f_s$  y  $Q$  en la gráfica del anexo 5 localizamos el valor del  $\phi_{eq} = 12 \text{ in}$ .

$$A = \frac{\pi}{4} \phi^2 = \frac{\pi(12\text{in})^2}{4} = 113.0973\text{in}^2$$

Usando:  $A = WH$  y  $W/H = 6$  obtenemos:

$$W = 26.04 \sim 26.5 \text{ in} \quad \text{y} \quad H = 4.34 \sim 4.5 \text{ in}$$

**f) CÁLCULO DE LA CANTIDAD DE LÁMINA Y AISLANTE NECESARIO PARA EL SISTEMA DE DUCTOS DE RETORNO**

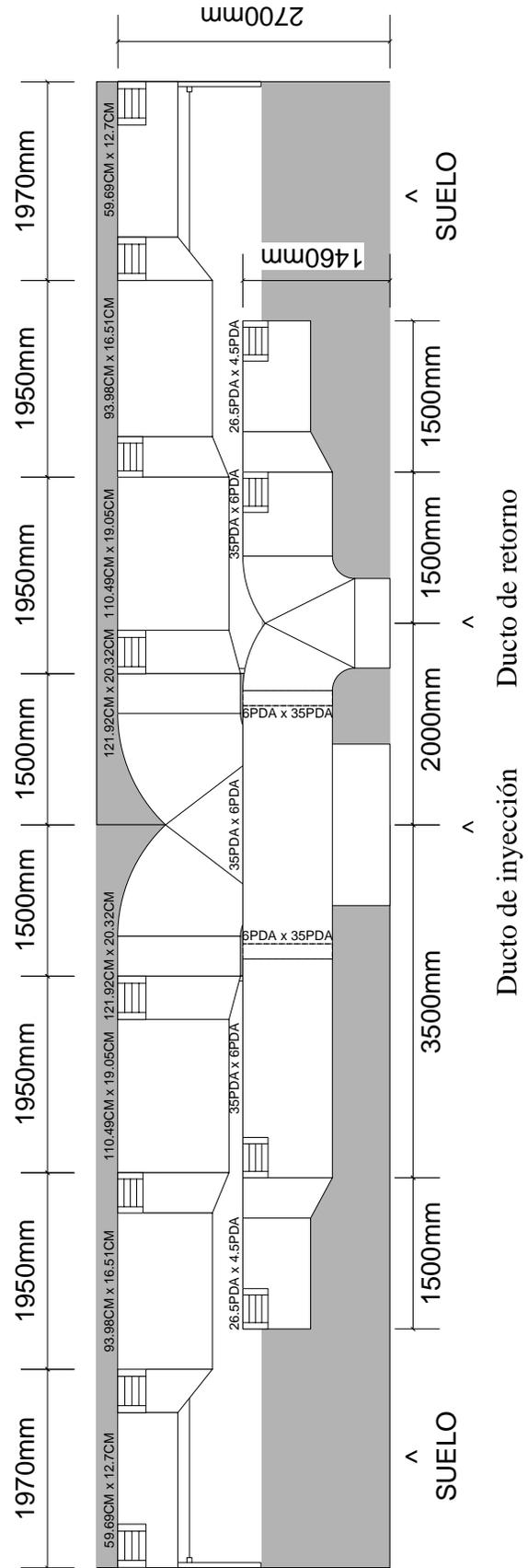
TRAMO	LONG. (M)	W	H	CALIBRE	FACTOR LAMINA (Kg/m)	TOTAL LAMINA (kg)	FACTOR AISLANTE 2" (m <sup>2</sup> /m)	TOTAL AISLANTE 2" (m <sup>2</sup> )
V-B	4.5	44.5	7.5	22	27.41	123.345	3.220	14.4900
B-C	5.5	35	6	22	17.53	96.415	2.587	14.2285
B-E	1.5	35	6	22	17.53	26.295	2.587	3.88050
C-D	1.5	26.5	4.5	24	13.44	20.16	2.012	3.01800
E-F	1.5	26.5	4.5	24	13.44	20.16	2.012	3.01800

Nota: datos obtenidos de los anexos 7 y 8.

RESUMEN DE LÁMINA				
		LAMINA	+ 15% de desperdicios	TOTAL (Kg)
CALIBRE 22	=	246.055	282.96325	300
CALIBRE 24	=	40.32	46.368	50

RESUMEN DE AISLANTE				
		AISLANTE	+ 15% de desperdicios	TOTAL (Kg)
AISLANTE 2"	=	38.635	44.43025	50

Finalmente el diseño de ductos de retorno queda como sigue:



g) **SELECCIÓN DEL DIFUSOR Y REJILLA DE RETORNO**

Los parámetros usados para la selección de difusores o rejilla son:

**Volumen:** Cantidad de aire por minuto que pasa a través del accesorio, en ft<sup>3</sup>/min.

**Velocidad de salida:** Es la velocidad del aire después de pasar por el accesorio en ft/min.

**Nivel de ruido:** Es el factor de ruido permitido, considerando el tipo de lugar de la instalación, es proporcional a la velocidad de salida, un nivel apropiado para confort es hasta 90 dB.

**Presión estática:** Es la fuerza por el aire en todas las direcciones, dado en pulgadas columna de agua.

**Selección del difusor**

Para este caso, la cantidad de aire en cada salida es la misma, por lo tanto, las dimensiones de todos los difusores serán las mismas.

Los difusores se calculan con los datos siguientes.

**Volumen: 656.25 PCM**

**Velocidad de salida: 500 ft/min (recomendada para oficinas)**

Con estos datos, se aproxima el volumen a 780 PCM, que es el valor inmediato superior a 656.25 PCM, utilizando la tabla de selección de difusores convencionales del manual Vermont (ver anexo 9). Teniendo entonces, un difusor de las siguientes características:

**Dimensiones: 15" x 15"**

**Cantidad necesaria: 16 difusores para cada edificio**

**Selección de rejilla de retorno**

Utilizando una velocidad de 500 ft/min y 525 PCM que son los volúmenes correspondientes a retornar aproximados a sus valores inmediato superior, enseguida se procede a seleccionar mediante el manual Vermont para la selección de rejillas de retorno (anexo 10), de acuerdo a lo anterior resulta:

**Dimensiones: 18" x 12"**

**Cantidad necesaria: 8 rejillas para cada edificio**

**Nota: en el Anexo 9 y 10 se muestra el catalogo Vermont.**