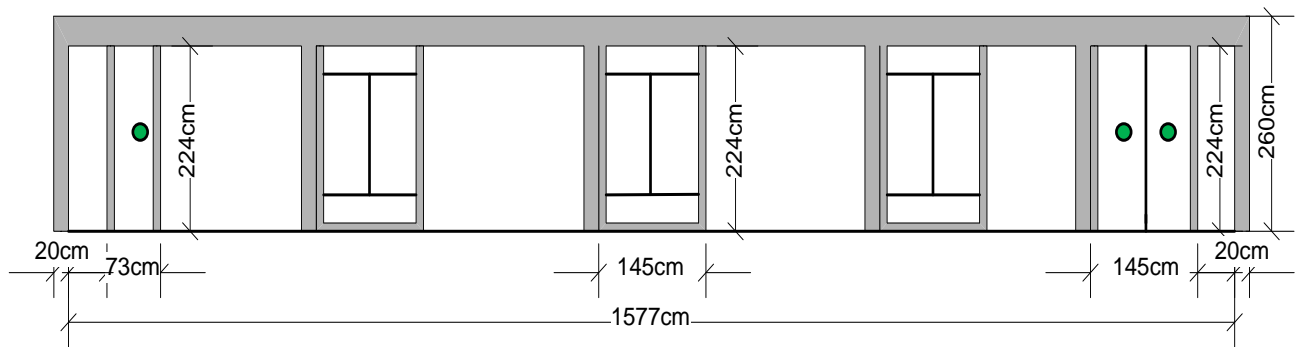


## **CAPITULO III**

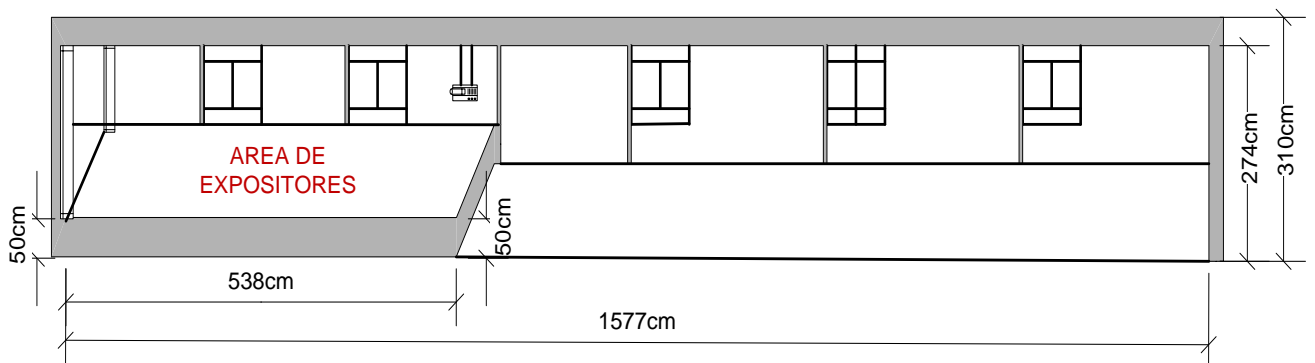
# **CÁLCULO Y SELECCIÓN DE EQUIPO PARA LA SALA AUDIOVISUAL.**

**a) CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA:**

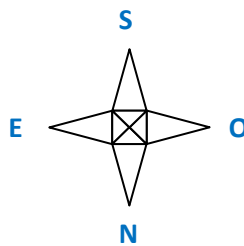
- Datos que se deben tomar en cuenta en el local:
  - 90 personas.
  - Iluminación 780 W (20 lámparas de 39 W cada una).
  - 5 laptops de 100 W cada una.
  - 1 video proyector de 175 W.
  - Ventanas exposición Norte y Sur con vidrio claro.
  - Piso directo sobre tierra.
  - Paredes de construcción pesada sin aislamiento exposición Norte, Sur, Este y Oeste.
  - No se encontraron paredes interiores.
  - Altura= 3.10m.

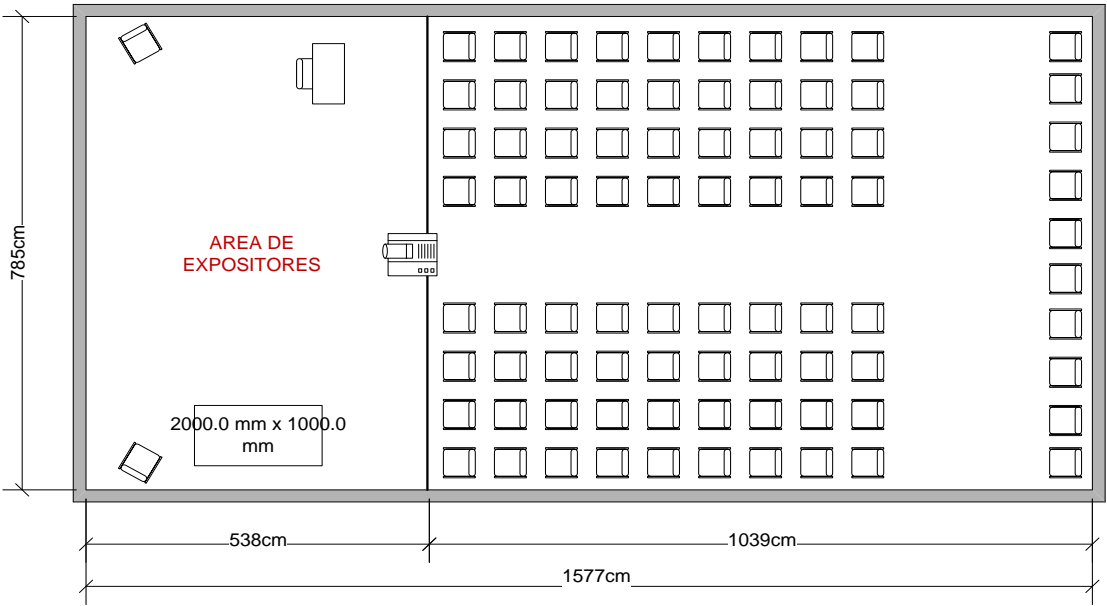


VISTA FRONTAL (PLANO PARED SUR)

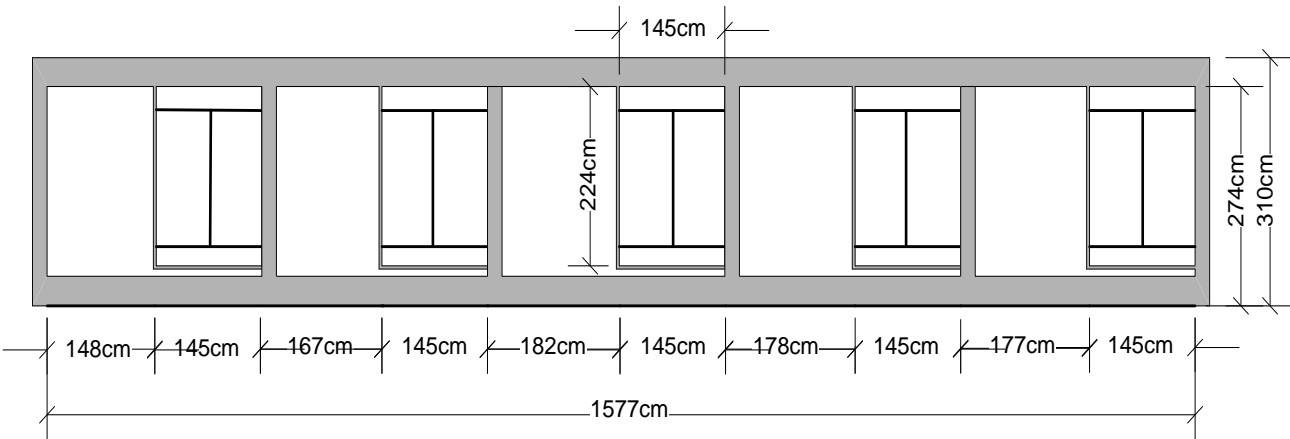


VISTA FRONTAL (PLANO PARED SUR)... SIN PARED EXTERIOR

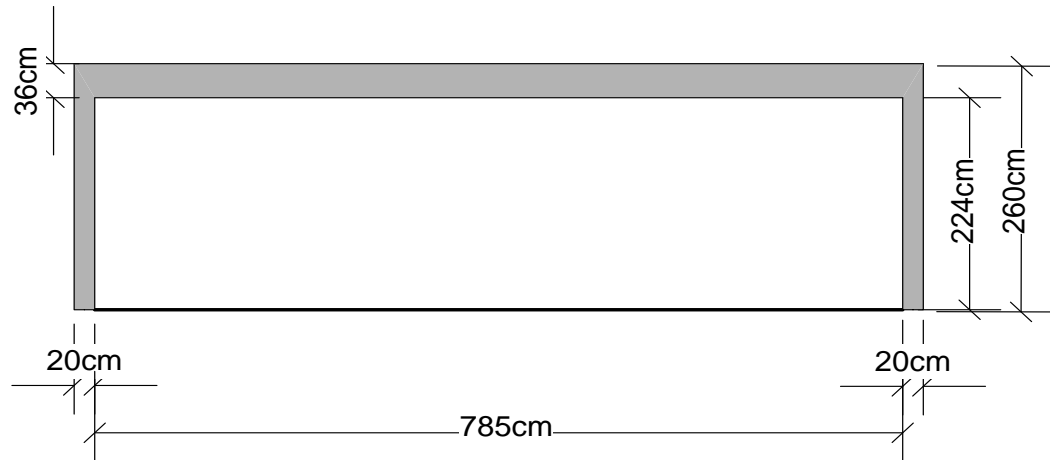




VISTA SUPERIOR



VISTA POSTERIOR (PLANO PARED NORTE)



### VISTAS LATERALES (ESTE Y OESTE)

NOTA: LAS VENTANAS SON TODAS IDENTICAS.

- Calculando área de las paredes:

$$A_{pn} \text{ y } A_{ps} = A_t - A_v$$

$$A_{pn} = (15.77\text{m} * 3.10\text{m}) - (5.38\text{m} * 0.50\text{m}) - (5 * 2.24\text{m} * 1.45\text{m})$$

$$A_{pn} = 29.957 \text{ m}^2$$

$$A_{ps} = (15.77\text{m} * 3.10\text{m}) - (5.38\text{m} * 0.50\text{m}) - (3 * 2.24\text{m} * 1.45\text{m})$$

$$A_{ps} = 36.453 \text{ m}^2$$

$$A_{po} = (7.85\text{m} * 2.60\text{m})$$

$$A_{po} = 20.41 \text{ m}^2$$

$$A_{pe} = (7.85\text{m} * 3.10\text{m})$$

$$A_{pe} = 24.335 \text{ m}^2$$

**A) Pared exterior:**

DIRECCION	TIPO DE CONSTRUCCION	CANTIDAD (m <sup>2</sup> )	FACTOR *	CALOR (Btu/h)
Norte	Pesada sin aislamiento	29.957	(20 + 16)	1078.452
Sur	Pesada sin aislamiento	36.453	(80 + 16)	3499.488
Este	Pesada sin aislamiento	24.335	(80 + 16)	2336.16
Oeste	Pesada sin aislamiento	20.41	(40 + 16)	1142.96
<b>TOTAL DE CALOR EN PAREDES EXTERIORES</b>				<b>8057.06</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	16.24	(380 + 80)	7470.4
Sur	9.744	(630 + 80)	6918.24
<b>TOTAL DE CALOR POR VENTANAS</b>			<b>14388.64</b>

\* Los factores son tomados de la [tabla 2.2](#) factores de vidrio.

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

Área del techo:  $A_t = 15.77 \text{ m} \times 7.85 \text{ m} = 123.7945 \text{ m}^2$

CANTIDAD (m <sup>2</sup> )	FACTOR	CALOR (Btu/h)
123.7945	196	24263.722
<b>TOTAL DE CALOR EN TECHO</b>		<b>24263.722</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

$$\begin{array}{rclclcl} \text{No. de personas} & \times & \text{PCM por persona} & = & \text{PCM} & \text{totales} \\ \hline 90 & \times & 15 & = & 1350 & \text{PCM} \end{array}$$

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

#### 2.- Infiltración

$$\text{Volumen total (m}^3\text{): } \underline{362.64645 \text{ m}^3} \times 0.6 = \underline{217.58787} \text{ PCM}$$

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

El valor mas grande es: 1350 PCM

Calor sensible exterior:

$$\begin{array}{rclclcl} \text{PCM total} & \times & f_s \text{ ([Tabla 2.5-A](#))} & \times & \Delta T \text{ (}^\circ\text{F)} & = & Q_s \\ \hline 1350 & \times & 1.0064 & \times & 23 & = & 31248.72 \text{ Btu/h} \end{array}$$

**G) Calor sensible generado por personas**

ACTIVIDAD	CANTIDAD	FACTOR	Qs (Btu/h)
Sentado en reposo	90	180	16200
<b>TOTAL DE CALOR SENSIBLE POR PERSONAS</b>			<b>16200</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)
20 lámparas de 39 W	780	4.25	3315
5 Laptops de 100 W	500	3.413	1706.5
1 video proyector de 175 W	175	3.413	597.275
<b>TOTAL DE CALOR POR APARATOS</b>			<b>5618.775</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**

$$CSE = (8057.06 + 14388.64 + 24263.722 + 31248.72 + 16200 + 5618.755) \text{ Btu/h}$$

$$CSE = 99776.897 \text{ Btu/h}$$



## CALOR LATENTE

### I) Aire exterior latente

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

$$\underline{1350} \times 0.7 \times \underline{57.54574} = \underline{54380.7243} \text{ Btu/h}$$

### J) Calor latente generado por personas

ACTIVIDAD	CANTIDAD	FACTOR	Q <sub>L</sub> (BTU/h).
Sentado en reposo	90	150	13500
<b>TOTAL DE CALOR LATENTE POR PERSONAS.</b>			<b>13500</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

$$CLE = (54380.7243 + 13500) \text{ Btu/h}$$

$$CLE = 67880.7243 \text{ Btu/h}$$

## CALOR TOTAL

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

$$\text{Calor total} = 99776.897 \text{ Btu/h} + 67880.7243 \text{ Btu/h}$$

$$\text{CALOR TOTAL} = 167657.6213 \text{ Btu/h}$$

En toneladas de refrigeración:

$$\dot{q} = 167657.6213 \text{ Btu/h} \left( \frac{1 \text{ T.R.}}{12\,000 \text{ Btu/h}} \right)$$

Por lo tanto:

CAPACIDAD CALCULADA:  $\dot{q} = 13.97146844 \text{ T.R.}$

Cantidad de aire a remover

Se calcula mediante las siguientes formulas:

$$AIRE \text{ A REMOVER} = \frac{CSE * v}{60 * Cp_{aire} * \Delta T} \dots\dots\dots \text{ecuación (3.1)}$$

$$v = 0.745 \left[ \frac{T_{bs} + 460}{P_{blugar}} \right] \left[ 1 + \frac{W_{sc}}{4360} \right] \dots\dots\dots \text{ecuación (3.2)}$$

Donde:

$CSE$  es el calor sensible efectivo (en Btu/h),  $v$  es el volumen específico (en  $\text{ft}^3/\text{Lbm}$ ),  $Cp_{aire}$  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  $^{\circ}\text{F}$ ),  $T_{bs}$  es la temperatura de bulbo seco (en  $^{\circ}\text{F}$ ),  $P_{blugar}$  es la presión barométrica (en plg Hg) y  $W_{sc}$  es la humedad específica del exterior corregida (en granos de  $\text{H}_2\text{O}/\text{Lbm}$  a.s.)

Sustituyendo valores en la ecuación 3.2, se calcula el volumen específico del aire exterior:

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

$$u = 15.198763 \text{ ft}^3/\text{lbm}$$

Sustituyendo valores en la ecuación 3.1:

$$AIRE \ A \ REMOVER = \frac{99776.897 * 15.198763}{60 * 0.2404 * 23}$$

Finalmente:

$$AIRE \ A \ REMOVER = 4571.141728 \text{ PCM}$$

**b) SELECCIÓN DE EQUIPO:**

Con la ayuda del catalogo Carrier ([Anexo 4](#)) propondremos un equipo que se adecue a la capacidad calculada, ya que al no existir un equipo que sea totalmente exacto a lo provisto, tomaremos el equipo de capacidad inmediata superior a la que se calculo.

MARCA: CARRIER.

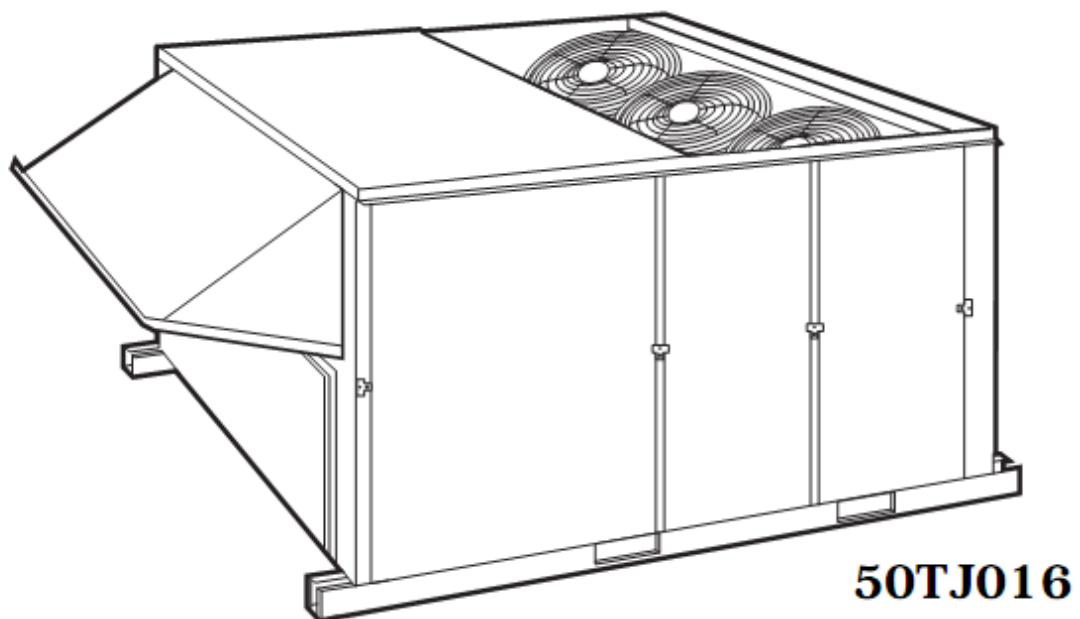
TIPO: CAPACIDAD ESTANDAR.

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:

- Selección de ductos a caída de presión constante

TRAMOS	CAUDAL (PCM)	LONGITUD (M)
V-1	5250	3.64000
1-2	2625	1.97125
1-3	2625	1.97125
2-4	1968.75	1.97125
3-5	1968.75	1.97125
4-6	1312.5	1.97125
5-7	1312.5	1.97125
6-8	656.25	1.97125
7-9	656.25	1.97125

Primeramente, se calculan las dimensiones de cada sección:

$$H \quad \boxed{W}$$

- Tramo V-1

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

$$v = 1150 \text{ ft}^3/\text{m} \text{ (anexo 6)}$$

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

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

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

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

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 1-2 y 1-3

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

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

Con  $f_s$  y  $Q$  en la gráfica del [anexo 5](#) localizamos el valor del  $\phi_{eq} = 22$  in.

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

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

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

- Tramo 2-4 y 3-5

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

$$f_s = 0.06 \frac{inH_2O}{100ft}$$

Con  $f_s$  y  $Q$  en la gráfica del [anexo 5](#) localizamos el valor del  $\phi_{eq} = 20$  in

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

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 4-6 y 5-7

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

$$f_s = 0.06 \frac{inH_2O}{100ft}$$

Con  $f_s$  y  $Q$  en la gráfica del [anexo 5](#) localizamos el valor del  $\phi_{eq} = 17$  in.

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

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 6-8 y 7-9

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

$$f_s = 0.06 \frac{inH_2O}{100ft}$$

Con  $f_s$  y  $Q$  en la gráfica del [anexo 5](#) localizamos el valor del  $\phi_{eq} = 13$  in.

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

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

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

- Cálculo de fricción total por el aire en el ducto más largo

Tubería lineal = 11.525 m = 37.8116 ft ~ 38 ft

Una vez conociendo la longitud lineal, procederemos al cálculo de la longitud equivalente en el tramo V-9:

TRAMO	CODO	W(in)	H(in)	H/W	R/W	L/W	$L_{EQ}(\text{in})$
V-1	A	63	10.5	0.1667	1.5	3.3039	208.148
1-2	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 $R/W = 0.75$							

$$L_{eq}/W = [0.33 R/W]^{-2.13} \left(\frac{H}{W}\right)^{0.126} \dots\dots\dots \text{ecuación (3.3)}$$

Utilizando la ecuación 3.3 obtenemos la longitud equivalente, por lo tanto, la longitud equivalente total es:

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

Finalmente:

$$L_{total} = L_{lineal} + L_{eq} = 38 \text{ ft} + 30.5614 \text{ ft} = 68.5614 \text{ ft}$$

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  $L_{\text{total}} = 68.5614 \text{ ft}$

Finalmente

$$f_{s_x} = 0.041136 \text{ inH}_2\text{O}$$

Por lo tanto:

$$f_{s_{\text{total}}} = f_{s_{\text{accesorios}}} + f_{s_x} = 0.7275 \text{ inH}_2\text{O} + 0.041136 \text{ inH}_2\text{O}$$

$$\mathbf{f_{s_{\text{total}}} = 0.76863684 \text{ inH}_2\text{O}}$$

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  $f_{s_{\text{total}}} = 0.7686$ , 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**

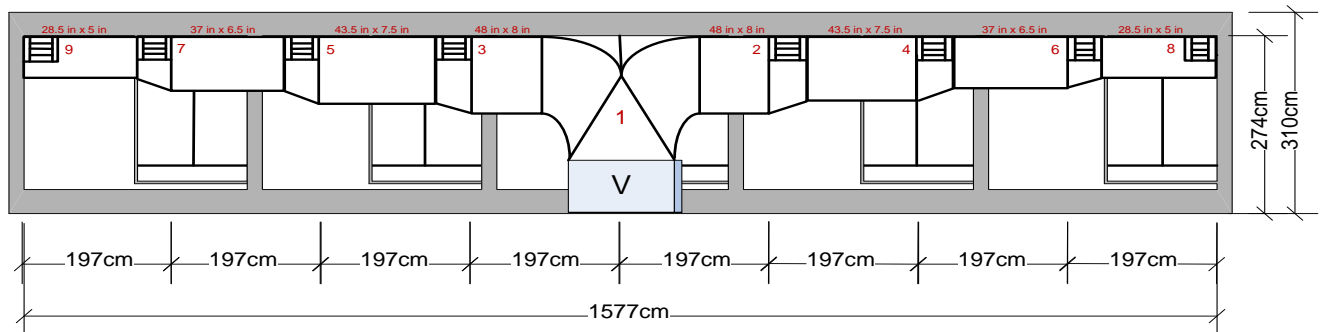
TRAMO	LONGITUD (M)	W	H	CALIBRE	FACTOR LAMINA (Kg/m)	TOTAL LAMINA (kg)	FACTOR AISLANTE 2" (m <sup>2</sup> /m)	TOTAL AISLANTE 2" (m <sup>2</sup> )
V-1	3.64000	63	10.5	20	38.12	138.7568	4.5135	16.42914
1-2	1.97125	48	8	22	29.15	57.46193	3.45	6.800812
1-3	1.97125	48	8	22	29.15	57.46193	3.45	6.800812
2-4	1.97125	43.5	7.5	22	26.82	52.86892	3.162	6.233092
3-5	1.97125	43.5	7.5	22	26.82	52.86892	3.162	6.233092
4-6	1.97125	37	6.5	22	22.985	45.30918	2.731	5.383483
5-7	1.97125	37	6.5	22	22.985	45.30918	2.731	5.383483
6-8	1.97125	28.5	5	24	12.49	24.62091	1.8685	3.683280
7-9	1.97125	28.5	5	24	12.49	24.62091	1.8685	3.683280

Nota: datos obtenidos de los [anexos 7](#) y [8](#).

RESUMEN DE LÁMINA				
		LAMINA	+ 15% de desperdicios	TOTAL (Kg)
CALIBRE 20	=	138.7568	159.57032	160
CALIBRE 22	=	311.2800	357.972	360
CALIBRE 24	=	49.24182	56.62809	60

RESUMEN DE AISLANTE				
		AISLANTE	+ 15% de desperdicios	TOTAL (Kg)
AISLANTE 2"	=	60.630474	69.7250451	70

Por lo tanto la ducteria de inyección queda de la siguiente forma:



#### 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-1	2100	4.70
1-3	1050	5.91
1-2	1050	1.97
3-5	525	1.97
2-4	525	1.97

- Tramo V-1

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

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

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

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

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

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

- Tramo 1-3 y 1-2

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

$$f_s = 0.06 \frac{inH_2O}{100ft}$$

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

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

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

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

- Tramo 3-5 y 2-4

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

$$f_s = 0.06 \frac{inH_2O}{100ft}$$

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

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

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

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

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

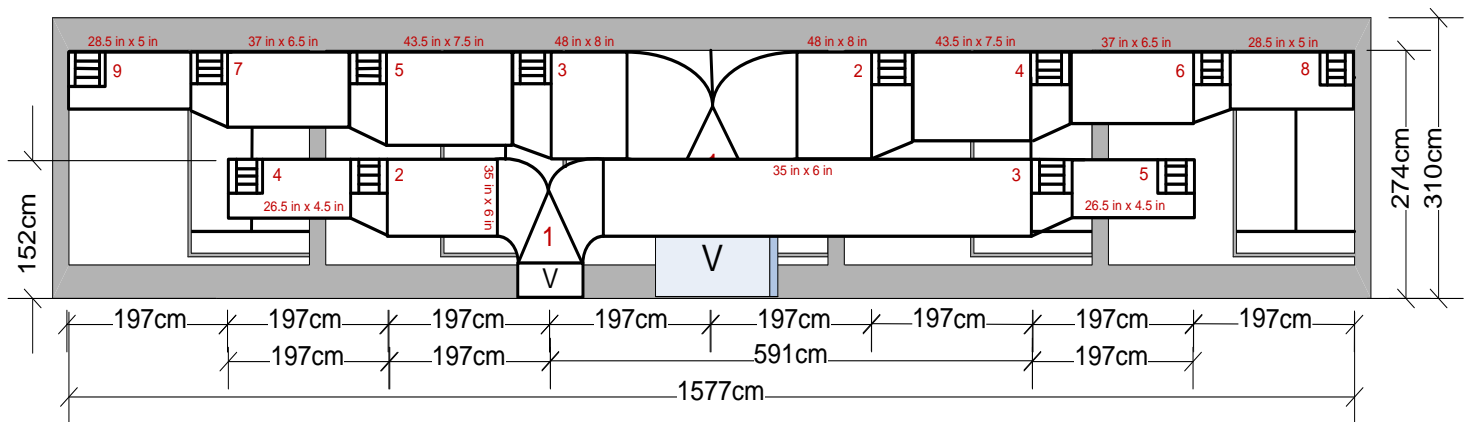
TRAMO	LONG. (M)	W	H	CALIBRE	FACTOR LAMINA (Kg/m)	TOTAL LAMINA (kg)	FACTOR AISLANTE 2" (m <sup>2</sup> /m)	TOTAL AISLANTE 2" (m <sup>2</sup> )
V-1	4.70	44.5	7.5	22	27.41	128.827	3.220	15.134
1-3	5.91	35	6	22	17.53	103.602	2.587	15.289
1-2	1.97	35	6	22	17.53	34.5341	2.587	5.0963
3-5	1.97	26.5	4.5	24	13.44	26.4768	2.012	3.9636
2-4	1.97	26.5	4.5	24	13.44	26.4768	2.012	3.9636

Nota: datos obtenidos de los [anexos 7](#) y [8](#).

RESUMEN DE LÁMINA			
		LAMINA	+ 15% de desperdicios
			TOTAL (Kg)
<b>CALIBRE 22</b>	=	266.9631	307.0075
<b>CALIBRE 24</b>	=	52.9536	60.89664

RESUMEN DE AISLANTE			
		AISLANTE	+ 15% de desperdicios
			TOTAL (Kg)
<b>AISLANTE 2"</b>	=	43.4465	49.9634

Finalmente el diseño de ductos de retorno queda de la siguiente manera:



### **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  $\text{ft}^3/\text{min}$ .

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

*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:* 8 difusores

- 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:* 4 rejillas

*Nota:* en el [Anexo 9](#) y [10](#) se muestra el catalogo Vermont.