

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA,**

**INFORMÁTICA Y MECÁNICA**

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**TESIS**

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO Y SANITIZACIÓN  
PARA LOS VAGONES DE PASAJEROS DEL TREN TITICACA EN LA RUTA  
CUSCO-PUNO**

**PRESENTADO POR:**

Br. DIEGO MARCELO OLARTE MONTES

**PARA OPTAR AL TÍTULO PROFESIONAL  
DE INGENIERO MECÁNICO**

**ASESOR:**

Mg. ARTURO MACEDO SILVA

**CUSCO – PERÚ**

**2026**



# Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco

## INFORME DE SIMILITUD

(Aprobado por Resolución Nro.CU-321-2025-UNSAAC)

El que suscribe, el Asesor Mg. ARTHURO MACEDO SILVA  
 ..... quien aplica el software de detección de similitud al  
 trabajo de investigación/tesis titulada: DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE  
ACONDICIONADO Y SANITIZACIÓN PARA LOS VAGONES DE PASAJEROS  
DEL TREN MTCACA EN LA RUTA CUSCO - PUÑO

Presentado por: DIEGO MARCELO OLARTE MONTE DNI N° 70186117;  
 presentado por: ..... DNI N°: .....  
 Para optar el título Profesional/Grado Académico de INGENIERO MECÁNICO

Informo que el trabajo de investigación ha sido sometido a revisión por 2 veces, mediante el Software de Similitud, conforme al Art. 6° del **Reglamento para Uso del Sistema Detección de Similitud en la UNSAAC** y de la evaluación de originalidad se tiene un porcentaje de 8 %.

### Evaluación y acciones del reporte de coincidencia para trabajos de investigación conducentes a grado académico o título profesional, tesis

Porcentaje	Evaluación y Acciones	Marque con una (X)
Del 1 al 10%	No sobrepasa el porcentaje aceptado de similitud.	X
Del 11 al 30 %	Devolver al usuario para las subsanaciones.	
Mayor a 31%	El responsable de la revisión del documento emite un informe al inmediato jerárquico, conforme al reglamento, quien a su vez eleva el informe al Vicerrectorado de Investigación para que tome las acciones correspondientes; Sin perjuicio de las sanciones administrativas que correspondan de acuerdo a Ley.	

Por tanto, en mi condición de Asesor, firmo el presente informe en señal de conformidad y adjunto las primeras páginas del reporte del Sistema de Detección de Similitud.

Cusco, 04 de MAYO de 2026



.....  
Firma

Post firma..... ARTHURO MACEDO SILVA.....

Nro. de DNI..... 23.82.12.94.....

ORCID del Asesor..... 0000-0002-2794-9498.....

#### Se adjunta:

1. Reporte generado por el Sistema Antiplagio.
2. Enlace del Reporte Generado por el Sistema de Detección de Similitud: oid: 27259:586016585

# Diego Marcelo Olarte Montes

## DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO Y SANITIZACIÓN PARA LOS VAGONES DE PASAJEROS DEL TRE...

 Universidad Nacional San Antonio Abad del Cusco

### Detalles del documento

Identificador de la entrega

trn:oid:::27259:586016585

Fecha de entrega

4 may 2026, 5:14 p.m. GMT-5

Fecha de descarga

4 may 2026, 5:55 p.m. GMT-5

Nombre del archivo

TESIS DIEGO OLARTE PARA REPOSITORIO.pdf

Tamaño del archivo

13.3 MB



233 páginas

52.716 palabras

253.288 caracteres

# 8% Similitud general

El total combinado de todas las coincidencias, incluidas las fuentes superpuestas, para ca...




## Filtrado desde el informe

- ▶ Bibliografía
- ▶ Texto citado
- ▶ Texto mencionado
- ▶ Coincidencias menores (menos de 9 palabras)
- ▶ Trabajos entregados
- ▶ Base de datos de Crossref
- ▶ Base de datos de contenido publicado de Crossref

## Exclusiones



- ▶ N.º de coincidencias excluidas

## Fuentes principales

- 8%  Fuentes de Internet
- 1%  Publicaciones
- 0%  Trabajos entregados (trabajos del estudiante)

## Marcas de integridad

### N.º de alertas de integridad para revisión

-  **Caracteres reemplazados**  
49 caracteres sospechosos en N.º de páginas  
Las letras son intercambiadas por caracteres similares de otro alfabeto.
-  **Texto oculto**  
1025 caracteres sospechosos en N.º de páginas  
El texto es alterado para mezclarse con el fondo blanco del documento.

Los algoritmos de nuestro sistema analizan un documento en profundidad para buscar inconsistencias que permitirían distinguirlo de una entrega normal. Si advertimos algo extraño, lo marcamos como una alerta para que pueda revisarlo.

Una marca de alerta no es necesariamente un indicador de problemas. Sin embargo, recomendamos que preste atención y la revise.

## **DEDICATORIA**

*A mis queridos padres, por su amor, apoyo incondicional y ejemplo de perseverancia que me han motivado a alcanzar mis metas.*

*A mi hermano, por su compañía, respaldo y motivación en cada paso de este camino.*

*A mi hijo, mi mayor inspiración y motivo para seguir construyendo un futuro lleno de esperanza y dedicación.*

*Esta tesis está dedicada a ustedes, ejemplo de fuerza y amor, con la certeza de que todo esfuerzo vale la pena para seguir creciendo y soñando.*

## **AGRADECIMIENTO**

*Quiero expresar mi más sincero agradecimiento a los docentes de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco (UNSAAC) por su dedicación, conocimientos y orientación durante esta etapa. Su apoyo, recomendaciones y enseñanzas han sido fundamentales para el desarrollo de este proyecto.*

*Asimismo, agradezco a todas las personas que participaron en la resolución de dudas, la provisión de información y el respaldo en distintas etapas de mi trabajo. Su colaboración y disposición han sido de gran ayuda para fortalecer y enriquecer esta investigación.*

*A todos ustedes, mi profundo agradecimiento por su apoyo incondicional y por contribuir al logro de mis objetivos académicos y profesionales.*

Diego Marcelo Olarte Montes

## PRESENTACION

Perú se caracteriza por su diversidad geográfica y cultural, siendo uno de los principales atributos que contribuyen a su desarrollo turístico. El sector turístico peruano cuenta con una amplia variedad de destinos y modalidades de transporte, destacando en particular el transporte ferroviario. Dos de los destinos más demandados son las ciudades de Cusco y Puno. Para facilitar la conexión entre ambos puntos, opera el tren turístico Titicaca, el cual recorre una distancia aproximada de 338 km, según información de la Autoridad de Concesiones del Ministerio de Transportes y Comunicaciones (MTC), atravesando diversos pisos altitudinales y climáticos, predominando el clima meso-andino en altitudes que oscilan entre los 3000 y 4000 msnm.

En respuesta a la creciente demanda turística y a la necesidad de ofrecer condiciones adecuadas de confort para los pasajeros, se ha identificado la necesidad de implementar sistemas de climatización en los vagones de pasajeros del tren Titicaca. Asimismo, la pandemia de COVID-19 evidenció la importancia de reforzar las medidas de bioseguridad mediante sistemas de tratamiento y purificación del aire, orientados a mejorar la calidad del aire interior y la seguridad sanitaria de los usuarios.

Cabe señalar que los vagones de pasajeros objeto de estudio corresponden a material rodante existente, de origen rumano y fabricado en el año 1978, los cuales originalmente contaban únicamente con aberturas destinadas a ventilación natural, sin sistemas de filtración, control térmico ni sanitización del aire. En este contexto, el desarrollo del sistema de climatización no corresponde a un diseño desde cero, sino a un proceso de adaptación y modificación de una estructura preexistente, lo que representa un reto técnico significativo debido a las restricciones de espacio, configuración estructural y condiciones de operación propias del vagón.

El presente documento describe y analiza en profundidad los parámetros y variables involucradas en el diseño de un sistema integral de aire acondicionado y sanitización del aire, específicamente orientado a los vagones del tren Titicaca. Para ello, se emplea normativa internacional, principalmente ASHRAE, así como la normativa nacional y los reglamentos ferroviarios vigentes en el Perú.

El desarrollo metodológico contempla el cálculo preciso de las cargas térmicas mediante la aplicación de la metodología ASHRAE, la selección adecuada de los equipos de climatización, el diseño de la red de ductos y la distribución del aire, así como la

caracterización y selección de sistemas de sanitización que permitan mantener condiciones sanitarias adecuadas en los ambientes interiores. Asimismo, se realizarán validaciones de los cálculos y del diseño mediante softwares especializados, con el fin de contrastar los resultados obtenidos y verificar la eficiencia de las soluciones propuestas.

Finalmente, se presentarán planos de detalle, diagramas y modelos tridimensionales que faciliten la implementación del sistema propuesto, verificando su correcta integración con la estructura de los vagones y el cumplimiento de los requerimientos técnicos y normativos. De esta manera, se busca ofrecer una solución técnica integral y eficiente que contribuya al confort térmico, la seguridad sanitaria y el bienestar de los pasajeros, así como a la sostenibilidad operativa del tren turístico Titicaca.

## CONTENIDO

<b>RESUMEN.....</b>	<b>1</b>
<b>Capítulo I. GENERALIDADES .....</b>	<b>2</b>
<b>1.1 PROBLEMÁTICA.....</b>	<b>2</b>
<b>1.1.1 DESCRIPCION DEL PROBLEMA .....</b>	<b>2</b>
<b>1.1.2 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA .....</b>	<b>4</b>
<b>1.1.3 JUSTIFICACIÓN.....</b>	<b>4</b>
<b>1.2 ALCANCES Y LIMITACIONES.....</b>	<b>6</b>
<b>1.2.1 ALCANCES .....</b>	<b>6</b>
<b>1.2.2 LIMITACIONES.....</b>	<b>7</b>
<b>1.3 OBJETIVOS .....</b>	<b>8</b>
<b>1.3.1 OBJETIVO GENERAL.....</b>	<b>8</b>
<b>1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....</b>	<b>8</b>
<b>1.4 HIPÓTESIS .....</b>	<b>8</b>
<b>1.5 VARIABLES.....</b>	<b>9</b>
<b>1.5.1 VARIABLES DEPENDIENTES .....</b>	<b>9</b>
<b>1.5.2 VARIABLES INDEPENDIENTES.....</b>	<b>9</b>
<b>1.5.3 OPERACIONALIZACION DE VARIABLES .....</b>	<b>10</b>
<b>Capítulo II. MARCO TEÓRICO .....</b>	<b>11</b>
<b>2.1 CALIDAD DEL AIRE .....</b>	<b>11</b>
<b>2.2 ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE EN EL AMBITO FERROVIARIO .....</b>	<b>11</b>
<b>2.3 CRITERIOS NORMATIVOS PARA LAS ADAPTACIONES DE SISTEMAS EN VAGONES</b>	

<b>FERROVIARIOS EXISTENTES.....</b>	<b>13</b>
<b>2.4 PARÁMETROS DE CONFORT .....</b>	<b>14</b>
2.4.1 CONFORT TERMICO.....	14
2.4.2 CONFORT TERMICO EN TRANSPORTE FERROVIARIO.....	15
<b>2.5 ASEPSIA EN SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO .....</b>	<b>16</b>
<b>2.6 CONCEPTOS DE TERMODINAMICA .....</b>	<b>16</b>
2.6.1 LEY CERO DE LA TERMODINAMICA .....	16
2.6.2 LA PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA .....	17
2.6.3 SEGUNDA LEY DE LA TERMODINAMICA .....	18
2.6.4 CALOR.....	18
2.6.5 TEMPERATURA .....	19
<b>2.7 CONCEPTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR .....</b>	<b>19</b>
2.7.1 TIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	20
2.7.2 TRANSFERENCIA DE CALOR ATRAVES DE LA CARROCERIA DEL VAGON.....	23
2.7.3 BALANCE TERMICO .....	24
<b>2.8 CONCEPTOS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE .....</b>	<b>25</b>
2.8.1 TEMPERATURA DE BULBO SECO.....	25
2.8.2 TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO .....	25
2.8.3 TEMPERATURA DE SATURACION ADIABATICA .....	26
2.8.4 PUNTO DE ROCIO .....	26
2.8.5 AIRE HUMEDO.....	27
2.8.6 HUMEDAD ESPECIFICA .....	28
2.8.7 HUMEDAD RELATIVA .....	29

<b>2.8.8 ENTALPIA DE LA MEZCLA AIRE Y VAPOR .....</b>	<b>29</b>
<b>2.8.9 CALOR SENSIBLE .....</b>	<b>30</b>
<b>2.8.10 CALOR LATENTE.....</b>	<b>31</b>
<b>2.8.11 PSICROMETRIA Y LA CARTA PSICROMETRICA .....</b>	<b>31</b>
<b>2.9 CONCEPTOS DE VENTILACION MECANICA.....</b>	<b>33</b>
<b>2.9.1 CAUDAL .....</b>	<b>33</b>
<b>2.9.2 PRESION ESTATICA .....</b>	<b>33</b>
<b>2.9.3 PRESION DINAMICA .....</b>	<b>33</b>
<b>2.9.4 PRESION TOTAL.....</b>	<b>34</b>
<b>2.9.5 PERDIDAS POR FRICCION .....</b>	<b>34</b>
<b>2.9.6 PERDIDAS MENORES.....</b>	<b>35</b>
<b>2.10 SISTEMAS DE PURIFICACION Y TRATAMIENTO DE AIRE (SANITIZACION) .....</b>	<b>36</b>
<b>2.10.1 PARTICULAS SUSPENDIDAS EN EL AIRE .....</b>	<b>37</b>
<b>2.10.2 SANITIZACION POR FILTRADO DE AIRE.....</b>	<b>38</b>
<b>2.10.3 PARTICULAS BIOLÓGICAS EN EL AIRE .....</b>	<b>39</b>
<b>2.10.4 SANITIZACION POR EXPOSICION A RAYOS ULTRAVIOLETA UV .....</b>	<b>40</b>
<b>2.11 CARGA TERMICA MEDIANTE EL METODO RTS (RADIANT TIME SERIES).....</b>	<b>42</b>
<b>2.11.1 BALANCE TÉRMICO TOTAL EN EL VAGON.....</b>	<b>44</b>
<b>2.11.2 RADIACION SOLAR PARA EL CALCULO DE CARGAS TERMICAS .....</b>	<b>45</b>
<b>2.11.3 GANANCIAS INTERNAS DE CALOR.....</b>	<b>51</b>
<b>2.12 DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROYECTO.....</b>	<b>57</b>
<b>Capitulo III. CALCULO DE CARGAS TERMICAS MEDIANTE RTS (ASHRAE).....</b>	<b>58</b>
<b>3.1 CONCEPTUALIZACION DEL VAGON PARA EL DISEÑO .....</b>	<b>58</b>

<b>3.2 VAGON DE PASAJEROS TREN TITICACA .....</b>	<b>59</b>
<b>3.3 MATERIALES DE LA CAJA. ....</b>	<b>60</b>
<b>3.4 CONDICIONES DE OPERACIÓN DEL VAGON DE PASAJEROS.....</b>	<b>61</b>
<b>3.5 CONDICIONES EXTERIORES .....</b>	<b>62</b>
<b>3.6 CONDICIONES INTERIORES .....</b>	<b>62</b>
<b>3.7 CARACTERÍSTICAS QUE MODIFICAN LA CARGA TÉRMICA DEL VAGON .....</b>	<b>64</b>
<b>3.8 CRITERIOS DE UNIDADES Y CONVERSIONES. ....</b>	<b>65</b>
<b>3.9 CALCULO DE COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....</b>	<b>66</b>
<b>3.9.1 PISO.....</b>	<b>67</b>
<b>3.9.2 VIDRIOS .....</b>	<b>73</b>
<b>3.9.3 PAREDES LATERALES: .....</b>	<b>74</b>
<b>3.9.4 PAREDES FRONTAL Y POSTERIOR:.....</b>	<b>76</b>
<b>3.9.5 TECHO.....</b>	<b>77</b>
<b>3.10 CÁLCULO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO - RTS.....</b>	<b>77</b>
<b>3.10.1 GANANCIAS POR ILUMINACION .....</b>	<b>77</b>
<b>3.10.2 GANANCIAS POR OCUPANTES .....</b>	<b>81</b>
<b>3.10.3 EQUIPOS .....</b>	<b>82</b>
<b>3.10.4 CARGA DE ENFRIAMIENTO DE PAREDES Y TECHO .....</b>	<b>82</b>
<b>3.10.5 CARGA DE ENFRIAMIENTO EN PISO.....</b>	<b>98</b>
<b>3.10.6 CARGA DE ENFRIAMIENTO DE VENTANAS Y ELEMENTOS ACRISTALADOS .....</b>	<b>99</b>
<b>3.11 CÁLCULOS DE LA CARGA DE CALENTAMIENTO .....</b>	<b>104</b>
<b>Capítulo IV. CALCULO DE LAS POTENCIAS DE ENFRIAMIENTO Y CALENTAMIENTO .....</b>	<b>108</b>
<b>4.1 PROCESOS DE ACONDICIONAMIENTO.....</b>	<b>108</b>

4.1.1 PROCESO DE ACONDICIONAMIENTO EN VERANO.....	110
4.1.2 PROCESO DE ACONDICIONAMIENTO EN INVIERNO.....	116
<b>Capítulo V. SELECCIÓN DE EQUIPOS PARA EL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO.....</b>	<b>121</b>
5.1 PROCESO DE SELECCIÓN DEL SISTEMA PARA AIRE ACONDICIONADO.....	121
5.1.1 CONSIDERACIONES PARA LA SELECCIÓN DE LOS EQUIPOS.....	121
5.2 COMPARATIVA Y SELECCIÓN DE EQUIPOS.....	121
5.3 JUSTIFICACIÓN DEL SISTEMA SELECCIONADO.....	124
5.4 CALCULO DEL COP (COEFICIENTE DE RENDIMIENTO).....	125
5.5 CALCULO DE LA DEMANDA TOTAL DE ENERGÍA ELÉCTRICA PARA EL TREN.....	126
<b>Capítulo VI. CALCULO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS DE SANITIZACION.....</b>	<b>127</b>
6.1 CALCULO Y SELECCIÓN LAMPARAS UV-C.....	127
6.1.1 CALCULO DE LAMPARAS UV-C.....	127
6.2 SISTEMA DE CONTROL.....	130
<b>Capítulo VII. DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DE SISTEMA DUCTOS DE AIRE.....</b>	<b>133</b>
7.1 DISEÑO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCION DE AIRE EN EL VAGON.....	133
7.2 DIMENSIONAMIENTO Y PERDIDA DE PRESIÓN EN DUCTOS DE VENTILACIÓN.....	133
7.2.1 SISTEMA DE INYECCION.....	133
7.2.2 SISTEMA DE RETORNO.....	144
7.3 SELECCIÓN DEL VENTILADOR.....	148
7.4 VERIFICACIÓN DE LA DISTRIBUCIÓN DE AIRE AL INTERIOR DEL VAGÓN.....	149
7.5 PRESUPUESTO DEL PROYECTO.....	153
<b>CONCLUSIONES.....</b>	<b>154</b>
<b>RECOMENDACIONES.....</b>	<b>156</b>

<b>BIBLIOGRAFIA.....</b>	<b>158</b>
<b>ANEXOS.....</b>	<b>161</b>

## INDICE DE TABLAS

Tabla 1 Operacionalización de variables. ....	10
Tabla 2 Valores de calor específico del aire seco. ....	28
Tabla 3 Estándares y densidades máximas permitidas de partículas microscópicas en el aire.....	38
Tabla 4 Calor generado por ocupación en diversas actividades.....	52
Tabla 5 Relación de convección y radiación en luminarias. ....	52
Tabla 6 Dimensiones del vagón de pasajeros - Tren Titicaca.....	60
Tabla 7 Materiales del vagón de pasajeros y sus características.....	60
Tabla 8 Programación semanal de operación de tren Titicaca.....	61
Tabla 9 Condiciones de diseño para el vagón de pasajeros. ....	63
Tabla 10 Lista de equipos de iluminación y potencias.....	64
Tabla 11 Equipos en el interior del vagón.....	64
Tabla 12 Ocupación del vagón.....	65
Tabla 13 Valores típicos de número de Prandtl. ....	70
Tabla 14 Resumen de coeficientes globales de transferencia en superficies. ....	77
Tabla 15 Fracciones radiantes y convectivas. ....	78
Tabla 16 Factores solares radiantes RTS – ASHRAE. ....	79
Tabla 17 Carga de enfriamiento por radiación $Q_{r, i}$ (Btu/h).....	80
Tabla 18 Aportes de carga latente y sensible de personas en ciertas actividades. ....	81
Tabla 19 Equipos que generan carga de enfriamiento. ....	82
Tabla 20 Exposición solar de superficies.....	83
Tabla 21 Datos para cálculo de temperatura sol-aire. ....	85
Tabla 22 Valores recomendados por ASHRAE.....	85
Tabla 23 Valores recomendados de propiedades ópticas por ASHRAE para el diseño. ....	85
Tabla 24 Rango de fracciones horarias de temperatura. ....	90
Tabla 25 Valores de DCBR Recomendados por ASHRAE.....	90
Tabla 26 Resumen de cálculos de ángulos solares y radiación sobre pared lateral. ....	91

Tabla 27 Resumen de cálculos de temperatura sol aire en pared lateral.....	92
Tabla 28 Resumen de cálculos de ángulos solares y radiación sobre pared frontal y posterior. ....	92
Tabla 29 Resumen de cálculos de temperatura sol aire en pared frontal y posterior. ....	93
Tabla 30 Resumen de cálculos de ángulos solares y radiación sobre pared frontal y posterior. ....	93
Tabla 31 Resumen de cálculos de temperatura sol aire en techo. ....	94
Tabla 32 Cálculo de $Q_{r,i}$ radiación de la carga de enfriamiento (W). ....	95
Tabla 33 Fracciones de radiación y convección según el tipo de ganancia de calor. ....	96
Tabla 34 Resumen de las superficies expuestas.....	97
Tabla 35 Calculo para carga de enfriamiento de ventanas según el método RTS. ....	101
Tabla 36 Cálculo de porción de radiación para carga de enfriamiento de ventanas. ....	103
Tabla 37 Resumen carga de enfriamiento de los vidrios. ....	103
Tabla 38 Datos físicos para el cálculo de carga de calefacción. ....	104
Tabla 39 Resumen de cargas de calentamiento.....	106
Tabla 40 Resumen de cargas de calentamiento y enfriamiento. ....	107
Tabla 41 Resumen de condiciones de diseño en verano. ....	111
Tabla 42 Carga sensible de enfriamiento y carga latente de enfriamiento.....	111
Tabla 43 Resumen de condiciones de diseño en invierno.....	116
Tabla 44 Carga sensible de calentamiento. ....	117
Tabla 45 Resumen de las potencias de enfriamiento y calentamiento. ....	120
Tabla 46 Resumen de las potencias de enfriamiento y calentamiento en unidades comerciales.....	120
Tabla 47 Puntuaciones para selección de equipos. ....	122
Tabla 48 Selección de la solución según VDI 2225.....	122
Tabla 49 Solucion optima. ....	122
Tabla 50 Especificaciones técnicas de unidad evaporadora.....	123
Tabla 51 Especificaciones técnicas de unidad condensadora. ....	123
Tabla 52 Características de Refrigerantes para sistemas de HVAC .....	124
Tabla 53 Dimensiones generales de caja de mezcla de aire.....	128

Tabla 54 Datos para el dimensionamiento de ductos de aire. ....	135
Tabla 55 Resumen de cálculo de pérdidas de presión en los tramos del ducto de inyección. ....	135
Tabla 56 Tabla resumen de cálculo de pérdida en accesorios en ductos de inyección. ....	136
Tabla 57 Tabla de tamaños de rejillas KoolAir.....	142
Tabla 58 Tabla de selección de filtros Merv 8. ....	144
Tabla 59 Resumen de cálculo de ducto de retorno.....	145
Tabla 60 Cálculo de pérdida de presión en accesorios retorno. ....	145
Tabla 61 Catálogo de rejillas de retorno. ....	146
Tabla 62 Valores de operación de ventilador incorporado en UTA. ....	148
Tabla 63 Presupuesto del proyecto.....	153

## INDICE DE FIGURAS

Figura 1 Tren Titicaca convoy sin sistema de aire acondicionado. ....	3
Figura 2 Caja negra de diseño de sistema de aire acondicionado y sanitización de aire. ....	9
Figura 3 Configuraciones habituales de sistemas de aire acondicionado en vagones. ....	13
Figura 4 Índices de temperatura y humedad recomendadas por ASHRAE para el confort. ....	15
Figura 5 Variables de la ley cero de la termodinámica. ....	17
Figura 6 Escalas termométricas. ....	19
Figura 7 Tipos de transferencia de calor. ....	20
Figura 8 Esquema de transferencia de calor en superficies exteriores de un vagón ferroviario. ....	24
Figura 9 Equilibrio térmico. ....	25
Figura 10 Lectura de temperatura de bulbo húmedo. ....	25
Figura 11 Temperatura de saturación adiabática. ....	26
Figura 12 Punto de rocío del vapor atmosférico. ....	27
Figura 13 Entalpía en mezcla de aire seco y vapor de agua. ....	30
Figura 14 Entalpía en mezcla de aire seco y vapor de agua. ....	32
Figura 15 Carta psicrométrica a presión 101.325 kPa – a 0.00 msnm. ....	32
Figura 16 Sistema de filtración de aire. ....	37
Figura 17 Tipos de interacción entre partículas y fibras de filtros. ....	39
Figura 18 Diámetro equivalente de microorganismos. ....	39
Figura 19 Sistema de filtros y lámparas UV-C. ....	42
Figura 20 Esquema del método ASHRAE-RTS (Radiant Time Series). ....	43
Figura 21 Ganancias de calor en ambiente típico – Formas de transferencia de calor. ....	44
Figura 22 Trayectoria de la tierra respecto al sol. ....	46
Figura 23 Ángulos solares para superficies verticales y horizontales. ....	47
Figura 24 Orientaciones solares respecto a una superficie. ....	48
Figura 25 Tren Titicaca convoy completo en el puente Maravillas – Juliaca. ....	58
Figura 26 Tren Titicaca esquema de configuración convoy completo. ....	58

Figura 27 Vagón de pasajeros tren Titicaca – Dimensiones generales – Vista de planta. ....	59
Figura 28 Vagón de pasajeros tren Titicaca – Dimensiones generales – Vista de elevación. ....	59
Figura 29 Grafica de elevaciones en el recorrido Cusco - Puno. ....	61
Figura 30 Ubicación del punto de referencia estación La Raya (4330.73 msnm). ....	63
Figura 31 Esquema transferencia de calor global en piso. ....	68
Figura 32 Esquema transferencia de calor global en vidrios. ....	74
Figura 33 Esquema transferencia de calor global en paredes laterales. ....	75
Figura 34 Orientación de las superficies y azimut del sol en el sur. ....	82
Figura 35 Ángulos solares para superficies horizontales y verticales. ....	83
Figura 36 Carta psicométrica cálculo de t4. ....	114
Figura 37 Carta psicrométrica para el cálculo de W4, W3. ....	118
Figura 38 Modelo referencial de montaje de lámparas UV-C. ....	130
Figura 39 Sistema de control de flujo de aire acondicionado en el vagón de pasajeros del Tren Titicaca. ....	130
Figura 40 Trazo de los ductos de inyección de aire. ....	134
Figura 41 Mallado del modelo para simulación. ....	139
Figura 42 Análisis de presiones en ducto de inyección - ANSYS Fluent. ....	140
Figura 43 Presiones en los puntos de ingreso (Inlet) y salida (Outlet). ....	140
Figura 44 Análisis de velocidades en los puntos de salida (CFD). ....	141
Figura 45 Especificaciones técnicas de rejilla difusor de 2 vías. ....	143
Figura 46 Filtro Merv 8. ....	144
Figura 47 Rejilla-dámper de sobre presión. ....	147
Figura 48 Malla del modelo para simulación de distribución de temperatura. ....	151
Figura 49 Resultado de simulación CFD de distribución de temperaturas en el vagón. ....	152



## RESUMEN

La presente tesis tiene como objetivo diseñar un sistema de aire acondicionado y sanitización en los vagones de pasajeros del tren turístico Titicaca, que opera en la ruta Cusco–Puno. Este estudio responde a la necesidad de mejorar el confort térmico y la calidad del aire en un servicio de alta demanda turística, el cual atraviesa diversas zonas climáticas y pisos altitudinales a lo largo de aproximadamente 338 kilómetros, bajo condiciones ambientales variables de temperatura y humedad.

El diseño se fundamenta en la metodología Radiant Time Series (RTS) de ASHRAE para el cálculo de cargas térmicas. Se consideran las cargas de enfriamiento y calentamiento, el análisis psicrométrico y los factores involucrados en el comportamiento térmico del sistema. Asimismo, se realiza la selección de equipos de climatización, el diseño de la red de ductos y la adecuada distribución del aire en los vagones.

Para garantizar la eficiencia del sistema, se emplean herramientas de simulación térmica y dinámica de fluidos mediante ANSYS Fluent, permitiendo validar el comportamiento del diseño en condiciones operativas reales.

Adicionalmente, se incorpora el diseño de un sistema de sanitización basado en tecnologías como filtración y luz ultravioleta UV-C, con el fin de mejorar la calidad del aire interior y proporcionar ambientes seguros.

Finalmente, se presentan planos, diagramas y modelos 3D que permitan la implementación integral del sistema propuesto.

**Palabras clave:** Diseño Mecánico, Aire acondicionado, Sanitización, Vagones de pasajeros, Radiant time series.



## Capítulo I. GENERALIDADES

### 1.1 PROBLEMÁTICA

#### 1.1.1 DESCRIPCION DEL PROBLEMA

Las ciudades de Cusco y Puno, todos los años reciben a miles de turistas esperando conocer y visitar los innumerables paisajes que solo vieron por fotos o videos.

Según el informe de sector turismo cusco, en el 2019 la cantidad de turistas que visitaron Machupichu fue de un poco más de un millón y medio, y en contraste con 2021 la cantidad de turistas no llegó ni al medio millón (Centro de Estudios Empresariales de la Cámara de Comercio de Cusco, 2021).

El 07 de enero del año 2020, se reportó por primera vez un caso de COVID-19, esto desencadenó en una pandemia que ocasionó que diferentes actividades económicas se vieran afectadas en todos los países del mundo, haciendo que se tomen nuevas medidas de seguridad

En el año 2020 se estableció el decreto supremo DS N° 005-2022-PCM con la restricción de aforo en vehículos terrestres a un 50%, consecuentemente como parte de la reactivación económica se instauraron medidas para poder reanudar las actividades y específicamente en el sector turístico en la empresa PERURAIL S.A Según lo establecido en la resolución ministerial N° 0869-2020-MTC/01 en el ANEXO B.2 “Medidas de prevención a implementar por parte de los operadores ferroviarios”. Se deberán implementar de manera gradual sistemas de sanitización de aire acondicionado para poder purificar el aire en el interior de los coches y así poder ocupar el 100% del aforo de sus vehículos.

En este sentido, los trenes de turismo deben estar completamente equipados para brindar la comodidad y promover la buena salud de sus pasajeros. Específicamente el tren Titicaca que opera entre las ciudades de Cusco y Puno no cuenta con equipos de aire acondicionado

y menos con sistemas de sanitización, lo que representa 2 grandes problemas para sus tripulantes y sus pasajeros ya que estos no ofrecen el confort térmico ni la seguridad con respecto a agentes biológicos que podrían atentar contra su integridad física, inclusive contra su vida.

*Figura 1*

*Tren Titicaca convoy sin sistema de aire acondicionado.*



**Fuente:** (<https://www.Perurail.com>).

Por otra parte, la empresa PERURAIL S.A. vio un déficit en sus utilidades en este servicio llamado el “TREN TITICACA” debido a quejas por parte de sus usuarios sumados a las normas establecidas por el gobierno peruano con las restricciones del aforo de cada coche que compone este tren.

En ese sentido se llegó a la conclusión de que se tendría que diseñar un sistema de aire acondicionado que pueda brindar confort a los usuarios, con una alternativa o solución temporal que ayude a proteger la salud de los usuarios frente a agentes virales y contaminantes, de modo que el tren pueda cumplir su capacidad y se generen mayores utilidades para la empresa balanceando lo económico y la seguridad sanitaria.



## **1.1.2 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA**

### **1.1.2.1 PROBLEMA GENERAL**

- ¿Cómo diseñar un sistema de aire acondicionado y sanitización que permita alcanzar condiciones de confort térmico y calidad del aire interior en los vagones del tren Titicaca, considerando las condiciones climáticas y de altitud de la ruta Cusco Puno?

### **1.1.2.2 PROBLEMAS ESPECÍFICOS**

- ¿Cuál es la carga térmica de aire acondicionado en los coches del tren Titicaca?
- ¿Cuál será la potencia requerida por los equipos en el sistema, para lograr el confort térmico al interior de los vagones de pasajeros en el tren Titicaca?
- ¿Cuáles son los equipos necesarios en el sistema de Aire Acondicionado?
- ¿Cómo dimensionar la ductería del sistema de Aire Acondicionado?
- ¿De qué manera se podrá sanitizar el aire para proteger la salud de los usuarios del tren Titicaca?

### **1.1.3 JUSTIFICACIÓN**

En el Perú existen diversos rubros que contribuyen al desarrollo económico y dinamizan la actividad productiva nacional; entre ellos, el turismo se consolida como una de las principales fuentes de ingreso económico y generación de empleo. Esta actividad posee un alto potencial para la obtención de divisas en períodos relativamente cortos y para la reducción de la pobreza, especialmente en regiones con alto valor cultural y paisajístico. Sin embargo, pese a la riqueza turística del país, el aprovechamiento integral de este sector aún presenta limitaciones relacionadas con la calidad de los servicios ofrecidos a los visitantes (Estado Peruano, 2022).

En el ámbito del transporte turístico ferroviario, la experiencia del usuario se ve directamente influenciada por las condiciones ambientales interiores de los vagones de



pasajeros, especialmente durante trayectos prolongados y en entornos de alta variabilidad climática y altitudinal, como los que caracterizan diversas rutas ferroviarias del país. Muchos de estos vagones corresponden a material rodante existente, diseñado bajo criterios técnicos y normativos distintos a los actuales, inexistentes en su tiempo, lo que genera limitaciones en el desempeño térmico y en la calidad del aire interior durante la operación.

Desde el punto de vista de la ingeniería mecánica, el diseño y la adaptación de sistemas de acondicionamiento de aire en vagones ferroviarios representa un problema técnico complejo, debido a la influencia combinada de la radiación solar, la inercia térmica de la carrocería, la ocupación variable, las condiciones exteriores cambiantes y las restricciones normativas que impiden modificaciones estructurales del vehículo. Asimismo, existe una limitada aplicación de metodologías de cálculo térmico dinámico, como el método RTS, al contexto específico del transporte ferroviario turístico, particularmente en condiciones de gran altitud.

En este sentido, el presente estudio se pretende proponer el diseño de un sistema de aire acondicionado y sanitización para vagones ferroviarios existentes, basado en criterios normativos y métodos de cálculo reconocidos, orientado a mejorar el confort térmico y la calidad del aire interior sin comprometer la integridad estructural del material rodante. De este modo, la investigación contribuye al fortalecimiento del enfoque ingenieril aplicado al sector ferroviario, integrando fundamentos técnicos, normativos y operativos.



## 1.2 ALCANCES Y LIMITACIONES

### 1.2.1 ALCANCES

El presente proyecto comprende el diseño, desarrollo e implementación técnica del sistema de aire acondicionado y sanitización para los vagones de pasajeros del tren Titicaca, en la ruta Cusco–Puno, orientado a mejorar las condiciones de confort térmico y la calidad del aire interior durante la operación del tren.

Para ello, se realiza el cálculo de la carga térmica de los vagones de pasajeros, la selección y dimensionamiento de los equipos de aire acondicionado de acuerdo con la demanda térmica obtenida, así como el diseño del sistema de ductos y de la red de distribución de aire. Asimismo, se lleva a cabo la selección e integración de sistemas de sanitización destinados a la purificación y desinfección del aire interior.

En el marco de la presente investigación, el término “implementación”, empleado en el título de la tesis, se entiende como el desarrollo e implementación técnica del sistema, el cual comprende la elaboración de modelos tridimensionales (3D), el desarrollo de planos de ingeniería, la integración del sistema con el vagón existente, la documentación mediante registro fotográfico, y el análisis de costos unitarios para determinar el costo total del proyecto y su instalación. Este proceso se aborda desde un enfoque técnico–ingenieril, orientado a verificar la adecuación del sistema y el desempeño del sistema.

El estudio se desarrolla conforme a las normativas ASHRAE, así como a las disposiciones de la normativa nacional y ferroviaria vigente en el Perú. La evaluación del desempeño del sistema se complementa mediante análisis técnico y simulación numérica, permitiendo analizar su comportamiento térmico bajo condiciones representativas de operación.



### 1.2.2 LIMITACIONES

- El diseño del sistema de aire acondicionado y sanitización se encuentra limitado por las características eléctricas del sistema de generación del tren, específicamente por la tensión nominal, el número de fases y la frecuencia de operación (220 V, trifásico, 60 Hz) proporcionadas por el grupo electrógeno existente. En este sentido, el estudio se desarrolla considerando que la potencia disponible del sistema de generación es de 136 kW y que la selección de los equipos de climatización debe realizarse de manera compatible con dichas condiciones eléctricas, sin evaluar ni rediseñar el sistema eléctrico del tren.
- El estudio se enfoca en los vagones de pasajeros del tren, ya que estos constituyen los espacios donde los usuarios permanecen durante la mayor parte del tiempo del viaje.
- La geometría (Estructura, distribución de mobiliario) de los vagones de pasajeros del tren de Titicaca, de modo que no se realizaran estudios de modificaciones estructurales ni cambios en sus sistemas funcionales, ergonomía y de seguridad.
- El presente estudio se desarrolla sobre material rodante existente, por lo que el diseño del sistema de aire acondicionado corresponde a una adaptación del equipamiento a una estructura preexistente. En este contexto, el análisis considera las restricciones propias del vagón, tales como los espacios disponibles para la instalación de equipos y ductos, la configuración interior y la fuente de alimentación eléctrica existente. En función de estas limitaciones, se emplean equipos de acondicionamiento de aire compatibles con dichas condiciones operativas, priorizando su desempeño térmico, confiabilidad y factibilidad de implementación.



- El alcance del proyecto no contempla evaluaciones de impacto económico macro, análisis de rentabilidad financiera ni estudios de comportamiento a largo plazo del sistema, limitándose a la validación técnica y documentada de la solución implementada

## **1.3 OBJETIVOS**

### **1.3.1 OBJETIVO GENERAL**

- Diseñar e implementar un sistema de aire acondicionado para lograr el confort térmico y sanitización para purificar el aire al interior de los vagones de pasajeros del tren Titicaca.

### **1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Calcular las cargas térmicas basado en la metodología de las series temporales radiantes (RTS) ASHRAE.
- Calcular la potencias de los equipos del sistema de aire acondicionado
- Seleccionar los equipos necesarios en el sistema de Aire Acondicionado.
- Diseñar la dúcteria del sistema de Aire Acondicionado.
- Calcular y seleccionar los equipos de sanitización de aire para reducir la contaminación y proteger la salud de los usuarios del tren Titicaca.

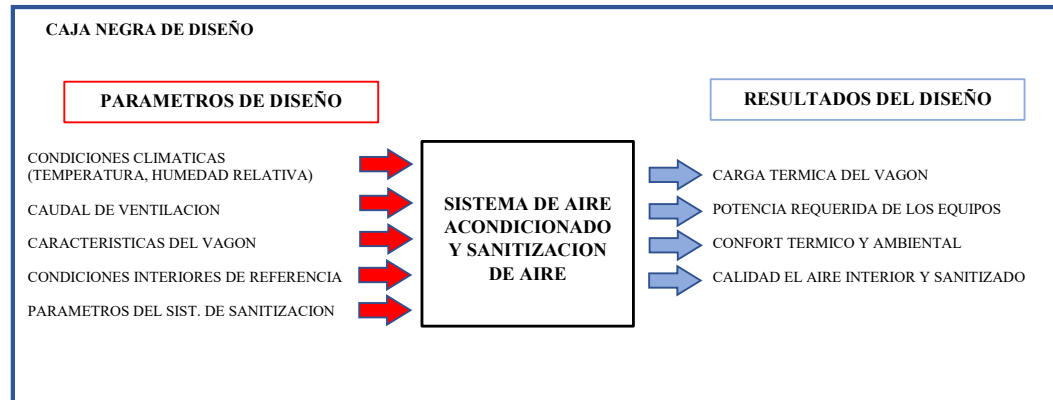
## **1.4 HIPÓTESIS**

El diseño e implementación del sistema de aire acondicionado y sanitización, considerando las condiciones climáticas y operativas del vagón, permitirá mantener la temperatura, la correcta distribución y la calidad del aire al interior del mismo.

## 1.5 VARIABLES

**Figura 2**

*Caja negra de diseño de sistema de aire acondicionado y sanitización de aire.*



**Fuente:** Elaboración Propia.

### 1.5.1 VARIABLES DEPENDIENTES

Dentro del diseño e implementación de un sistema de aire acondicionado y sanitización de aire en los vagones de pasajeros del Tren Titicaca.

- Carga térmica del vagón.
- Potencia requerida de los equipos de aire acondicionado.
- Confort térmico y ambiental (temperatura interior y adecuada distribución del aire).
- Calidad y nivel de sanitización del aire interior.

### 1.5.2 VARIABLES INDEPENDIENTES

- Condiciones climáticas de diseño (temperatura, humedad relativa y altitud).
- Condiciones interiores de diseño.
- Características físicas y ocupación del vagón.
- Caudal de ventilación.
- Parámetros de operación del sistema de sanitización UV-C.

### 1.5.3 OPERACIONALIZACION DE VARIABLES

*Tabla 1*

*Operacionalización de variables.*

OPERACIONALIZACION DE VARIABLES				
Variable	Tipo	Indicador	Unidad	Método de medición / cálculo
Confort termico y ambiental	Dependiente	Temperatura promedio en el vagón	°C	Calculo por psicrometria / Termómetro / simulación CFD
		Velocidad del aire en difusores y ductos	m/s	Anemómetro y cálculo según ASHRAE
Calidad y nivel de sanitizacion del aire interior	Dependiente	nivel de sanitización	% inactivación UV-C	Cumplimiento de la Dosis Requerida
Carga térmica del vagon	Dependiente	Ganancia o perdida de calor en el vagon	W	Método RTS según ASHRAE
Potencia requerida de los equipos de aire acondicionado	Dependiente	Potencia de refrigeracion o calefaccion real de los equipos	W	Calculo por psicrometria y diseño en condiciones de operación
Condiciones climáticas	Independiente	Temperatura	°C	Datos de estación meteorológica SENAMHI / NASA POWER
		Humedad relativa	%	Datos de estación meteorológica SENAMHI / NASA POWER
		Altitud	m	Datos de estación meteorológica SENAMHI / NASA POWER
Condiciones interiores de diseño	Independiente	Temperatura	°C	Valores sugeridos por ASHRAE
		Humedad relativa	%	Valores sugeridos por ASHRAE
Características físicas	Independiente	Materiales que conforman el vagon	W/m-K	Valores estandar por cada material
Caudal de ventilación	Independiente	Volumen de aire suministrado	m <sup>3</sup> /h	Cálculo hidráulico de ductos
Parámetros UV-C	Independiente	Dosis de radiación UV-C	mJ/cm <sup>2</sup>	Valor tomado de investigación científica sobre inactivación de SARS-CoV-2 (2.16 mJ/cm <sup>2</sup> )

**Fuente:** Elaboración propia.



## Capítulo II. MARCO TEÓRICO

### 2.1 CALIDAD DEL AIRE

La calidad de aire es un término que no solo comprende a la cantidad de contaminantes presentes en el ambiente o recinto, sino también a otros parámetros que contribuyen al confort y bien estar de los ocupantes de un determinado recinto, en términos concisos se puede decir que la calidad de aire es un conjunto de condiciones ambientales que afectan la salud, seguridad y confort dentro de espacios cerrados.

La calidad del aire interior es un aspecto fundamental para obtener ambientes saludables y confortables en espacios cerrados. Se refiere al estado del aire en un ambiente indoor, el cual debe mantener niveles adecuados de contaminantes, gases y partículas para prevenir efectos adversos en la salud, como problemas respiratorios, alergias y enfermedades relacionadas (Spengler, Samet y McCarthy, 2000).

Respecto a normativa local, el Reglamento Nacional de Edificaciones (RNE) y las Normas Técnicas Peruanas establecen directrices y requisitos mínimos para la ventilación y calidad del aire en edificaciones públicas y privadas y espacios ocupados en general, con el fin de promover ambientes saludables y seguros (Ministerio de Vivienda, Construcción y Saneamiento [MVCS], 2018). Estas regulaciones buscan que los espacios cuenten con las condiciones para la protección de los ocupantes, estableciendo parámetros de ventilación, descontaminación y confort térmico.

### 2.2 ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE EN EL AMBITO FERROVIARIO

El acondicionamiento del aire en el ámbito ferroviario comprende los procesos destinados a modificar y mantener las propiedades del aire interior de los vagones de pasajeros, con el fin de generar condiciones ambientales adecuadas durante la operación del tren. Dichos procesos incluyen el control de la temperatura del aire, la humedad relativa, la velocidad



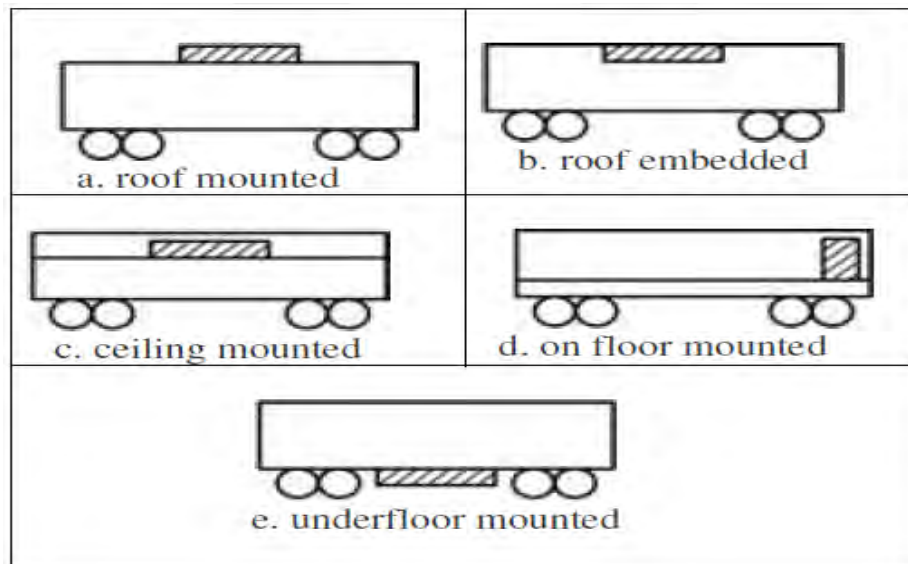
del aire y la calidad o pureza del aire interior, parámetros que influyen directamente en el confort térmico y el bienestar de los pasajeros.

En aplicaciones ferroviarias, estos parámetros deben mantenerse dentro de rangos aceptables considerando la influencia significativa de la radiación solar incidente, la variabilidad de las condiciones exteriores y la operación continua del vehículo. La radiación solar que atraviesa las superficies acristaladas genera ganancias térmicas variables en el tiempo, mientras que la inercia térmica de la estructura del vagón introduce un desfase entre dichas ganancias y la respuesta térmica del ambiente interior, lo cual condiciona el comportamiento dinámico del sistema de climatización (Srivastava et al., 2024).

De acuerdo con los lineamientos establecidos para material rodante ferroviario, el sistema HVAC debe asegurar una distribución adecuada del aire, evitar corrientes molestas y proporcionar aire tratado que cumpla con los requisitos de confort y calidad del aire interior, sin comprometer la eficiencia del sistema durante las distintas condiciones de operación (UIC, 2004; ASHRAE, 2009).

En función de estos criterios, los sistemas de acondicionamiento de aire en material rodante ferroviario se implementan mediante configuraciones constructivas específicas, las cuales integran los principales componentes del sistema HVAC dentro del vagón de pasajeros, tal como se muestra a continuación:

*Figura 3*  
*Configuraciones habituales de sistemas de aire acondicionado en vagones.*



**Fuente:** Tomado de Heat load and cooling capacity calculation of air conditioning system of Rolling stock.

### **2.3 CRITERIOS NORMATIVOS PARA LAS ADAPTACIONES DE SISTEMAS EN VAGONES FERROVIARIOS EXISTENTES.**

En vagones ferroviarios existentes, la implementación o adaptación de sistemas técnicos, como los sistemas de acondicionamiento de aire, debe realizarse considerando las restricciones normativas asociadas a la seguridad y a la integridad estructural del material rodante. Las modificaciones que impliquen alteraciones en la estructura portante del vagón, tales como cortes, perforaciones o cambios geométricos en elementos resistentes, se encuentran reguladas por normativas ferroviarias de seguridad, entre las cuales destacan las disposiciones establecidas por la Federal Railroad Administration (FRA), en el 49 CFR Part 238, aplicables a equipos ferroviarios de pasajeros.

En este contexto, el diseño del sistema de acondicionamiento de aire desarrollado en el presente estudio se plantea bajo el criterio de no intervención estructural, priorizando soluciones que permitan la instalación de equipos y componentes HVAC sin comprometer la resistencia, estabilidad ni certificación del vagón. De este modo, las adaptaciones



propuestas se limitan a configuraciones compatibles con la estructura existente, en concordancia con los lineamientos normativos vigentes para material rodante ferroviario.

## **2.4 PARÁMETROS DE CONFORT**

### **2.4.1 CONFORT TERMICO**

El confort en el entorno del HVAC es el estado en el que las personas perciben las condiciones del entorno como agradables y satisfactorias, contribuyendo al desarrollo de sus actividades sin molestias o incomodidades.

El confort es un estado físico-psicológico, donde las condiciones del entorno cumplen con las preferencias y/o expectativas del ocupante.

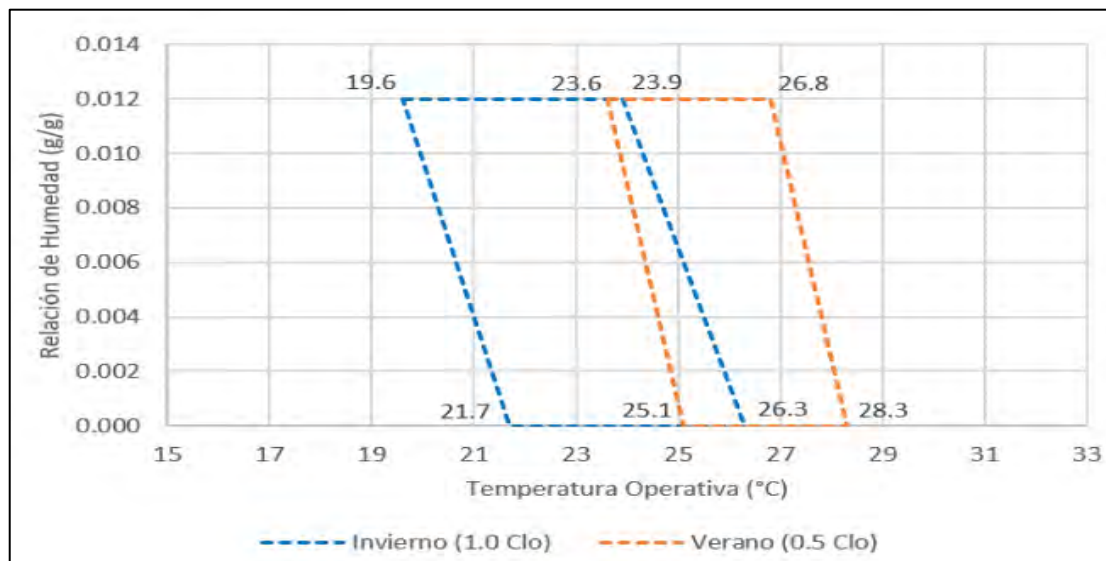
Para lograr un nivel de confort óptimo, es necesario considerar diversas variables climáticas, como la temperatura del aire, la humedad, la radiación solar, la velocidad del aire y la temperatura de los objetos cercanos. Además, factores individuales, como el género, la edad, el tipo de cuerpo, la actividad física, la vestimenta, la salud, etc. también influyen en la sensación de confort térmico (Casabianca, 2019).

Sin embargo, al ser un tema de preferencias y expectativas físicas y psicológicas consideraremos 3 condiciones de confort térmico como las más críticas, a analizar dentro del desarrollo de este diseño siendo:

- Temperatura del aire
- Humedad relativa
- Velocidad del aire

Según ASHRAE 55 es posible considerar estas condiciones dentro del concepto de confort térmico, el cual afectaría directamente el nivel de preferencia de los usuarios del vagón.

**Figura 4**  
Índices de temperatura y humedad recomendadas por ASHRAE para el confort.



Fuente: Adaptado de ASHRAE Fundamentals 2017.

#### 2.4.2 CONFORT TERMICO EN TRANSPORTE FERROVIARIO

El confort térmico en vagones ferroviarios de pasajeros presenta particularidades propias del transporte, debido a la variabilidad de las condiciones exteriores, la ocupación del vagón y la naturaleza dinámica de la operación. Por ello, el diseño de sistemas HVAC para material rodante debe ofrecer condiciones ambientales interiores aceptables durante el recorrido.

La norma EN 13129:2016 establece que el confort térmico en vagones de pasajeros debe evaluarse principalmente a partir de la temperatura del aire, la humedad relativa y la velocidad del aire, parámetros que influyen directamente en la percepción térmica de los pasajeros. Asimismo, se indica que debe evitarse la presencia de corrientes de aire molestas y promover una distribución homogénea del aire en el interior del vagón (EN 13129-1, 2016).

En este estudio, el confort térmico se evalúa considerando estos parámetros, utilizando como referencia los rangos recomendados por ASHRAE Standard 55, aplicados al contexto



del transporte ferroviario. La humedad relativa se considera como una variable de verificación del desempeño del sistema, siendo influenciada de manera indirecta por el proceso de enfriamiento del aire, tal como ocurre en los sistemas de aire acondicionado utilizados en vehículos de transporte (ASHRAE, 2020).

## **2.5 ASEPSIA EN SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO**

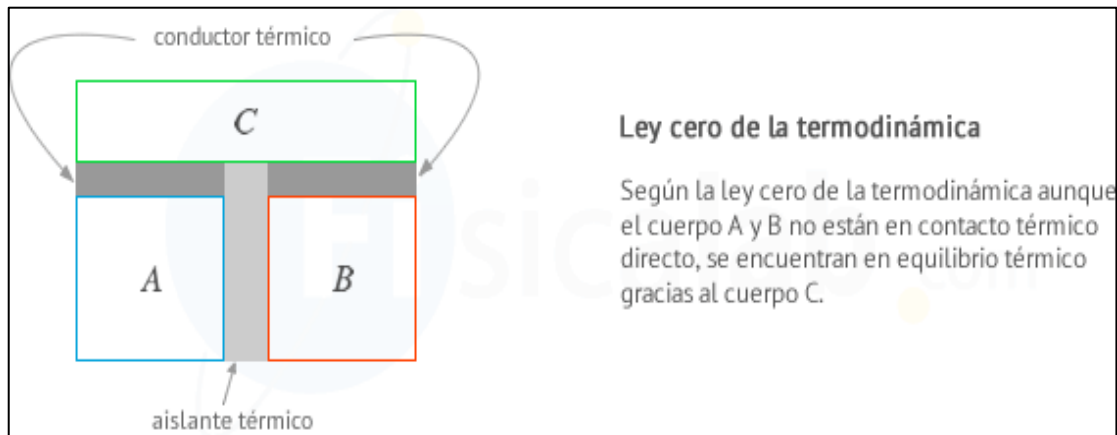
La asepsia en sistemas de aire acondicionado hace referencia a las medidas, técnicas y procedimientos diseñados para mejorar la higiene, y pureza de aire interior. Esto mediante la reducción y/o eliminación de microorganismos, partículas, gases contaminantes y agentes patógenos que pueda contener el aire. Estos mecanismos para la mitigación de contaminantes se logran mediante la inserción de sistemas de filtrado de aire, incorporación de lámparas de luz ultravioleta, inyección de ozono etc. Estos sistemas actúan como barreras y procesos de desinfección para el aire minimizando la exposición de los ocupantes a los contaminantes y agentes infecciosos.

## **2.6 CONCEPTOS DE TERMODINAMICA**

### **2.6.1 LEY CERO DE LA TERMODINAMICA**

La ley cero de la termodinámica afirma que cuando dos cuerpos entran en contacto y no experimentan cambios en sus propiedades, se encuentran en equilibrio térmico. Esta ley también establece que, si dos cuerpos están en equilibrio térmico con un tercer cuerpo, entonces están en equilibrio térmico entre sí. En resumen, cuando dos cuerpos están en equilibrio térmico, significa que poseen la misma temperatura (Fernández Yagües, s.f.).

**Figura 5**  
*Variables de la ley cero de la termodinámica.*



**Fuente:** Yunus A. Cengel: Transferencia de calor y masa – Segunda edición.

## 2.6.2 LA PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA

Establece la relación entre el trabajo, el calor y la energía interna de un sistema. Esta ley es una formulación adicional del principio de conservación de la energía en términos de variables termodinámicas. Relaciona el cambio en la energía interna ( $\Delta U$ ) de un sistema con el trabajo realizado por dicho sistema ( $W$ ) y la transferencia de energía en forma de calor ( $Q$ ) desde el sistema. Dependiendo de las condiciones, la transferencia de calor  $Q$  puede provocar un cambio en la energía interna del sistema,  $\Delta U$ . Sin embargo, debido a esta transferencia de calor, el sistema también puede realizar trabajo sobre el entorno. Por lo tanto, el calor transferido a un sistema puede utilizarse para cambiar la energía interna del sistema, para realizar trabajo o para ambos fines:

$$Q = \Delta U + W \quad (1)$$

Donde:

$Q$ : Calor entrante o saliente al sistema

$\Delta U$ : Variación de la energía interna

$W$ : Trabajo que si sale del sistema (+), si entra (-)



### 2.6.3 SEGUNDA LEY DE LA TERMODINAMICA

La entropía desempeña un papel central en la Segunda Ley de la Termodinámica, la cual establece que, en un sistema aislado, cualquier actividad aumenta la entropía. La entropía es una función de estado que solo depende de los estados inicial y final de un sistema, sin tener en cuenta la trayectoria seguida durante la transformación. La entropía, es una función de estado que está vinculada a la segunda ley de la termodinámica y fue propuesta por Rudolph Clausius en 1865.

Para explorar la relación entre la entropía y la Segunda Ley de la Termodinámica, se estudian los cambios de entropía en procesos reales (irreversibles), demostrando que la entropía solo depende del estado del sistema. Por lo tanto, el cambio de entropía cuando un sistema se mueve entre dos estados de equilibrio cualesquiera solo dependen de los estados inicial y final. En un ciclo reversible, la entropía se define como:

$$dS = \frac{dQ}{T} \quad (2)$$

Donde:

ds: Diferencial de incremento de entropía.

dQ: Diferencial calor.

T: temperatura absoluta en la que se da el cambio el incremento o decremento de calor.

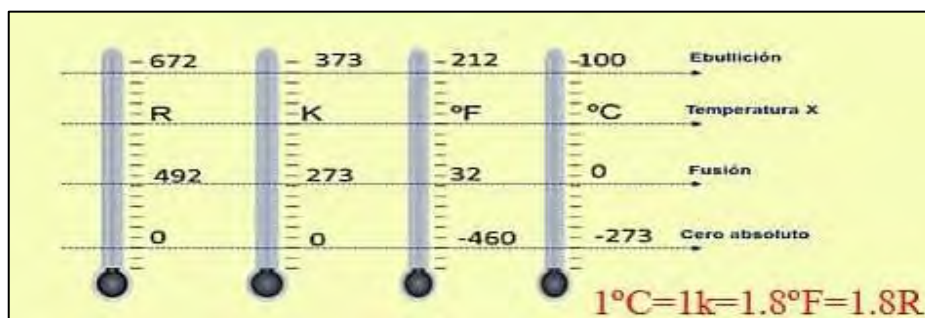
### 2.6.4 CALOR

En termodinámica, el calor se refiere a la transferencia de energía térmica entre dos sistemas a diferentes temperaturas que entran en contacto. Esta energía térmica se representa como q o Q y es una propiedad extensiva y una magnitud de proceso que depende de la cantidad de moléculas presentes en el sistema. La capacidad térmica, determinada por el calor específico o el calor específico molar, indica la cantidad de energía necesaria para cambiar la temperatura de una sustancia (Khan Academy, s.f.).

### 2.6.5 TEMPERATURA

La temperatura está definida como una magnitud de tipo escalar que determina la cantidad de energía cinética de las partículas de un cuerpo. La medición precisa de la temperatura requiere de instrumentos y escalas específicas que superen las limitaciones de nuestra percepción sensorial (Domingo, 2015). La temperatura indica el nivel o cantidad de calor o energía cinética que poseen las partículas que componen un cuerpo o sustancia, de manera sencilla diríamos que la temperatura determina que tan caliente o frío está un cuerpo. Para poder cuantificar niveles de temperatura se utilizan escalas termométricas, existen varias de estas siendo las más comunes las escalas Celsius, Fahrenheit, Kelvin y Rankine

*Figura 6*  
*Escalas termométricas.*

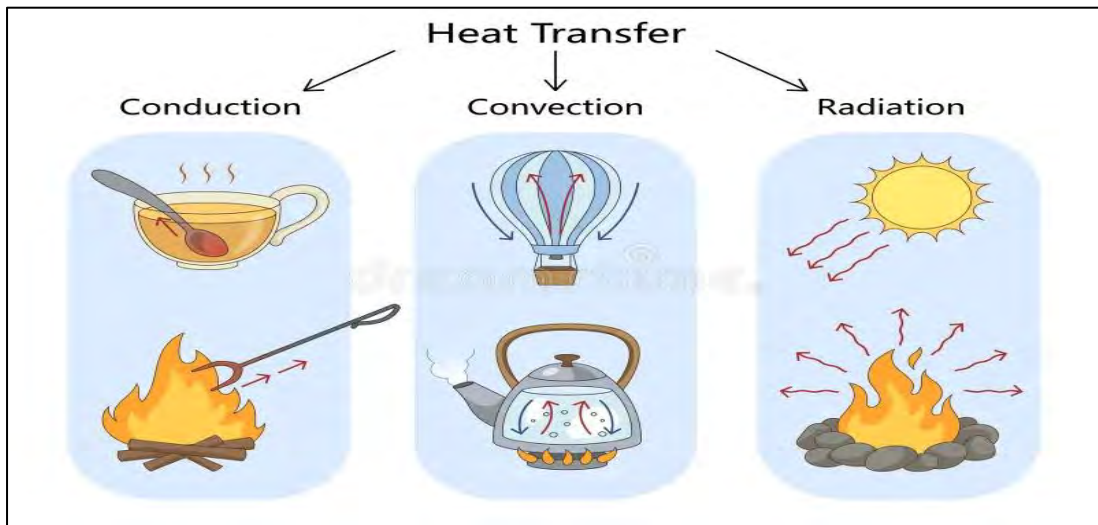


*Fuente:* (<https://enfisica.com/temperatura/termometria/>).

### 2.7 CONCEPTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

La transferencia de energía, en forma de calor, ocurre desde un medio con una temperatura más alta, hacia uno con una temperatura más baja, deteniéndose cuando ambos medios alcanzan la misma temperatura estableciéndose un equilibrio térmico. La transferencia de calor es el proceso mediante el cual se intercambia energía térmica entre diferentes cuerpos o entre distintas partes de un mismo cuerpo que se encuentran a diferentes temperaturas. Esta transferencia de calor puede ocurrir de tres formas: conducción, convección y radiación.

**Figura 7**  
Tipos de transferencia de calor.



**Fuente:** (<https://es.dreamstime.com/conveccion/radiacio/conduccion-transferencia-calor-con-ejemplos>).

### 2.7.1 TIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

- ❖ **La conducción:** Es la transferencia de calor entre puntos de un cuerpo sin transferencia de materia, siendo los metales buenos conductores y el aire un mal conductor.

$$Q = -KA \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (3)$$

Donde:

Q: Flujo de calor transferido. (W).

K: Conductividad térmica. (W/m. °C).

A: Área normal al flujo de calor. ( $m^2$ ).

L : Espesor. (m).

T<sub>1</sub>, T<sub>2</sub>: Temperaturas 1 y 2. (°C).

- ❖ **La Convección:** Es el la transferencia de calor ocasionado por el movimiento de un fluido, esta puede darse de 2 maneras, de manera natural y de manera forzada.



$$Q = hA(T - T_s) \quad (4)$$

Donde:

$h$ : Coeficiente de convección.  $W/(m^2 \cdot K)$ .

$T$ : Temperatura exterior.  $^{\circ}C$ .

$T_s$  : Temperatura de la superficie.  $^{\circ}C$ .

- **La convección natural:** ocurre por la diferencia de densidad que existe entre fluidos y que se genera por el gradiente de temperatura entre uno y otro. El coeficiente convectivo en este caso está dado por la ecuación:

$$h_1 = \frac{Nu * k}{L} \quad (5)$$

Donde:

$h_1$ : Coeficiente de convección al interior del vagón.

$Nu$ : Numero de Nusselt.

$k$ : Conductividad térmica del aire ( $0.026 W/m K$ )

$L$ : Longitud característica (m).

El número de Nusselt, es un número adimensional que verifica como es el comportamiento en la transferencia de calor por conducción frente a la convección en una misma capa de fluido. Su ecuación está dada por:

$$Nu = 0.15 * Ra^{1/3} \quad (6)$$

Donde:

$Nu$ : Nro de Nusselt para superficies planas para  $10^7 < Ra < 10^{11}$

$Ra$ : Nro de Rayleigh

El número de Rayleigh por otro lado es un número también adimensional que caracteriza



el comportamiento del flujo cuando existe convección natural, está dado por:

$$Ra = Gr * Pr \quad (7)$$

Donde:

$Ra$ : Nro de Rayliegh.

$Gr$ : Nro de Grasshof.

$Pr$ : Nro de prandtl.

El número de Grasshof, caracteriza y compara las fuerzas de flotación que se presentan debido a las densidades de los fluidos en el recinto, está dado por:

$$Gr = \frac{g * \beta * (T_{sup} - T_{int}) * L^3 * \rho^2}{\mu^2} \quad (8)$$

Donde:

$g$ : Gravedad

$\beta$ : Coeficiente volumétrico de expansión

$L$ : Longitud característica

$\rho$ : Densidad del aire

$\mu$ : viscosidad dinámica  $1.825 \times 10^{-5} \text{ kg/m*s}$

- **La convección Forzada:** es el mecanismo mediante el que se transfiere calor entre un fluido en movimiento y una superficie. El fluido es inducido hacia el objeto o superficie, caso que ocurre de manera contraria ya que es el vagón quien se mueve contra el fluido. De igual manera que en la convección natural el coeficiente convectivo estará dado por la ecuación número (5), sin embargo, quien cambia es el número de Nusselt que para convección forzada estará dado por:



$$Nu = 0.037 * Re^{0.8} Pr^{1/3} \quad (9)$$

Donde:

$Re$ : Nro de Reynolds

$Pr$ : Nro de Prandtl

El número de Reynolds es quien determina la relación entre las fuerzas de inercia y viscosas, o dicho de otra manera determina si el flujo es laminar o turbulento, de modo que este afecta en la eficiencia de la transferencia de calor.

❖ **La Radiación:** Se propaga mediante ondas electromagnéticas, emitidas por cualquier cuerpo que tenga temperatura superior al cero absoluto. Esta no requiere un medio por el cual propagarse, pudiendo ocurrir hasta en el vacío.

$$Q = h_r A (T_s - T_{amb}) \quad (10)$$

$$h_r = 4\varepsilon\sigma T_m^3 \quad (11)$$

Donde:

$\sigma$ : constante de Stefan – Boltzman.  $(5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4})$

$\varepsilon$ : emisividad  $0 < \varepsilon < 1$ .

$T_m$ : Temperatura media entre superficies.

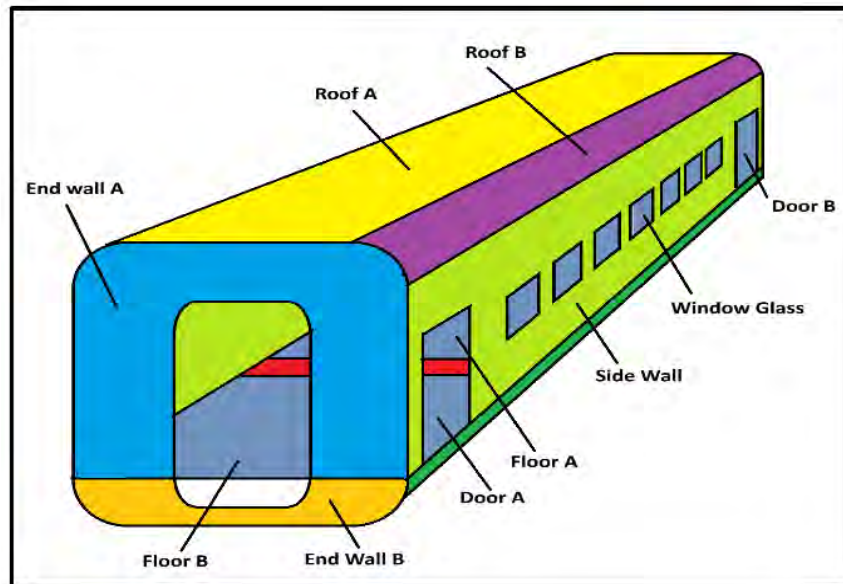
### 2.7.2 TRANSFERENCIA DE CALOR ATRAVES DE LA CARROCERIA DEL VAGON

En los vagones ferroviarios, la transferencia de calor a través de la carrocería constituye una contribución relevante a la carga térmica interior, produciéndose a través del techo, piso, paredes laterales, superficies frontal y posterior, así como los vidrios. Estas transferencias están influenciadas por la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior, las propiedades térmicas de los materiales y la radiación solar incidente,

particularmente en las superficies acristaladas. La capacidad térmica de la estructura del vagón introduce un efecto de inercia térmica, generando una respuesta retardada del ambiente interior frente a las variaciones térmicas externas, aspecto que debe ser considerado en el diseño del sistema de acondicionamiento de aire ferroviario (Srivastava et al., 2024).

**Figura 8**

*Esquema de transferencia de calor en superficies exteriores de un vagón ferroviario.*

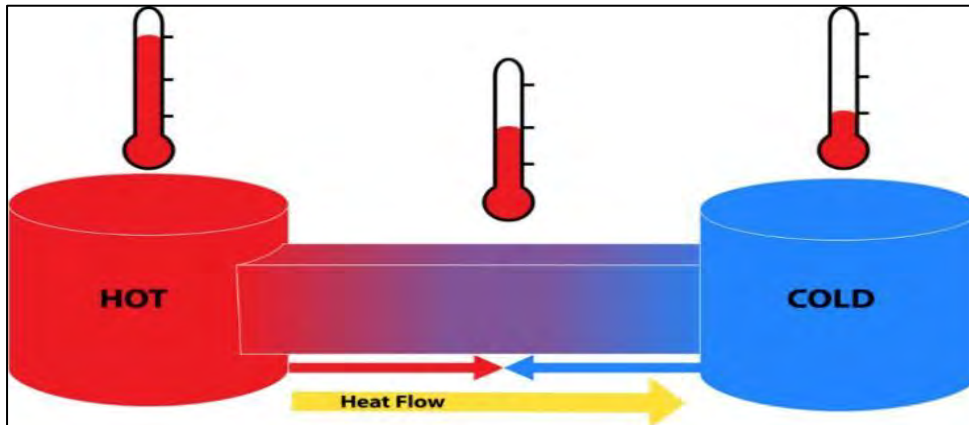


**Fuente:** Tomado de Heat load and cooling capacity calculation of air conditioning system of Rolling stock

### 2.7.3 BALANCE TERMICO

El balance térmico es un proceso de cálculo que tiene en cuenta tanto las pérdidas como las ganancias de calor en un cerramiento o edificación. El balance térmico considera factores como la diferencia de temperatura entre el interior y el exterior, así como la influencia de los cerramientos en las pérdidas y ganancias de calor. Estos cálculos requieren un conocimiento detallado del sistema constructivo y los materiales utilizados en la edificación. La realización de un balance térmico preciso es crucial para lograr un ambiente confortable y eficiente energéticamente en el espacio acondicionado, evitando pérdidas excesivas de calor y optimizando el rendimiento de los sistemas de climatización.

**Figura 9**  
*Equilibrio térmico.*



*Fuente:* (<https://www.shutterstock.com/es/image-vector/heat-flow-between-hot-cold-objects-1135642121>)

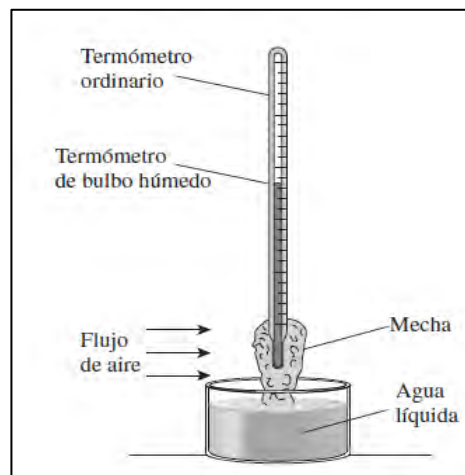
## 2.8 CONCEPTOS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

### 2.8.1 TEMPERATURA DE BULBO SECO

La temperatura de bulbo seco es la medida de la energía térmica del aire en condiciones atmosféricas sin considerar la humedad presente, y se determina mediante un termómetro convencional sin humedad adicional (Cengel & Boles, 2012).

### 2.8.2 TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO

**Figura 10**  
*Lectura de temperatura de bulbo húmedo.*

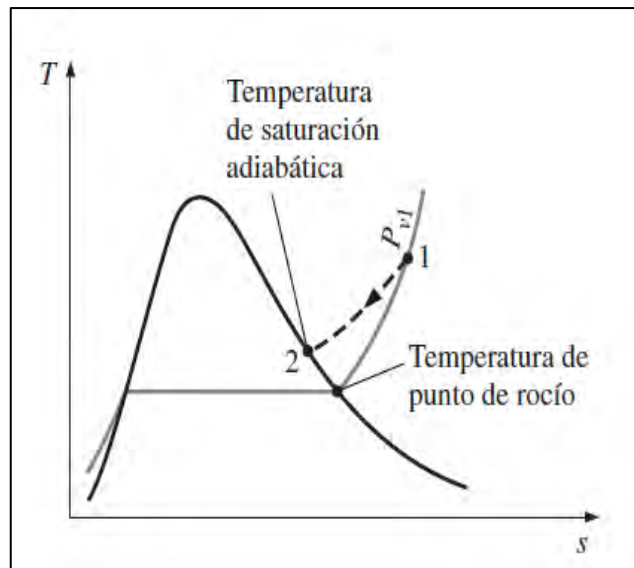


*Fuente:* Adaptado de *Termodinámica de Yunus-Cengel 7e (P.745)*

### 2.8.3 TEMPERATURA DE SATURACION ADIABATICA

La temperatura de saturación adiabática está definida como la temperatura que alcanzara una muestra de aire seco en caso que se le humedeciera adiabáticamente ósea sin intercambio de calor con el entorno, hasta llegar a su estado de saturación completa, entendamos que saturación es la cantidad de vapor de agua que el aire puede retener en equilibrio. En este proceso el aire retiene vapor de agua y su temperatura disminuye, de modo tal que alcanzando el punto máximo de saturación este se convierta en agua ósea se condense.

*Figura 11*  
*Temperatura de saturación adiabática.*



*Fuente: Adaptado de Termodinámica de Yunus-Cengel 7e (P.710)*

### 2.8.4 PUNTO DE ROCIO

La temperatura de rocío o punto de rocío es la temperatura a la que el aire al enfriarse manteniendo una presión constante comience a condensarse en forma de agua, es un indicador de cantidad de vapor de agua presente en el aire de una muestra, mientras más alto sea el valor del punto de rocío, mayor será la cantidad de vapor de agua presente.

La temperatura de rocío se define como la temperatura a la que se inicia la condensación si

el aire se enfría a presión constante, en otras palabras,  $T_{pr}$  es la temperatura de saturación del agua correspondiente a la presión de Vapor (Cengel & Boles, 2012).

$$T_{pr} = T_{sat} \text{ a } P_v \quad (12)$$

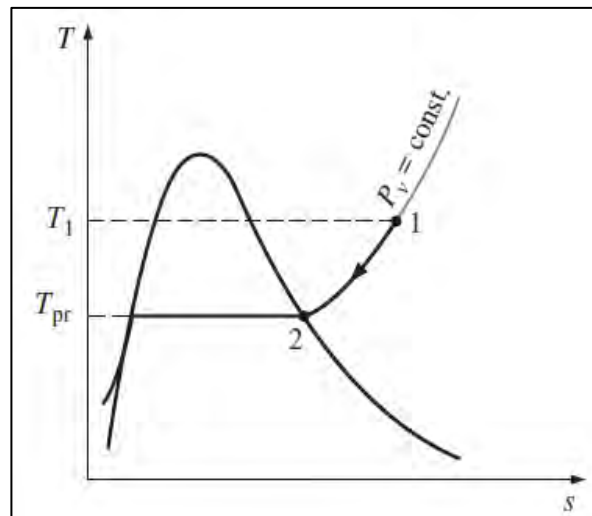
Donde:

$T_{pr}$ : Temperatura de punto de rocío.

$T_{sat}$ : Temperaturas de saturación de agua.

$P_v$  : Presión de vapor.

**Figura 12**  
*Punto de rocío del vapor atmosférico.*



**Fuente:** Adaptado de Termodinámica de Yunus-Cengel 7e (P.710)

### 2.8.5 AIRE HUMEDO

El aire seco según Cengel Es básicamente el aire que no contiene vapor de agua, mientras que el aire atmosférico es aquel que contiene cierta cantidad de vapor de agua, se podría decir que el aire en estado natural atmosférico siempre posee algún nivel de humedad.

La temperatura del aire en aplicaciones de acondicionamiento de aire varía de -10 a cerca de 50 °C. En este intervalo, el aire seco puede tratarse como un gas ideal con un valor  $C_p$  constante de 1.005 kJ/kg · °C con un error insignificante menor a 0.2% (Cengel & Boles,



2012). Teniendo los valores de calor específico como se muestra:

**Tabla 2**  
*Valores de calor específico del aire seco.*

Aire Seco	
T °C	Cp (kJ/Kg K)
-10	1.0038
0	1.0041
10	1.0045
20	1.0049
30	1.0054
40	1.0059
50	1.0065

**Nota:** Adaptado de Yunus Cengel 8va edición pág. 728

### 2.8.6 HUMEDAD ESPECIFICA

Es una magnitud que describe la cantidad de vapor de agua se encuentra presente en una masa de aire seco. Expresado como la masa de vapor de agua presente en una unidad de masa de aire seco (kg/kg) y está dado por el cociente de la masa de vapor de agua sobre la masa de aire seco denotado por la siguiente ecuación:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad ( 13 )$$

Donde:

$m_v$ : masa de vapor.

$m_a$ : masa de aire seco.

Por otro lado, expresado en términos de presión tendríamos:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = 0.622 \frac{P_v}{P_a}$$

$$\omega = \frac{0.622 P_v}{P_a} \quad ( 14 )$$



Donde:

$P_v$ : Presión de vapor.

$P_a$ : Presión de aire seco.

### 2.8.7 HUMEDAD RELATIVA

Se define como el cociente de la fracción molar del vapor de agua  $y_v$  en una muestra de aire húmedo determinada y la fracción molar  $y_{v,sat}$  en una muestra de aire húmedo saturado a la misma temperatura y presión de la mezcla (Moran y Shapiro, 2004).

Otra definición de humedad relativa es que es un término que expresa la cantidad de humedad de una muestra de aire comparado con la cantidad de humedad que podría tener el aire al estar totalmente saturado, pero a la misma temperatura de la muestra, generalmente se expresa en porcentaje.

$$\phi = \frac{y_v}{y_{v,sat}} \quad (15)$$

Donde:

$y_v$ : masa de vapor.

$y_{v,sat}$ : masa de aire seco.

Sin embargo, esto se puede simplificar teniendo en cuenta las equivalencias de  $P_v = y_v P$  y

$P_g = y_{v,sat} P$  y se podrá expresar alternativamente como:

$$\phi = \frac{P_v}{P_g} \quad (16)$$

Donde:

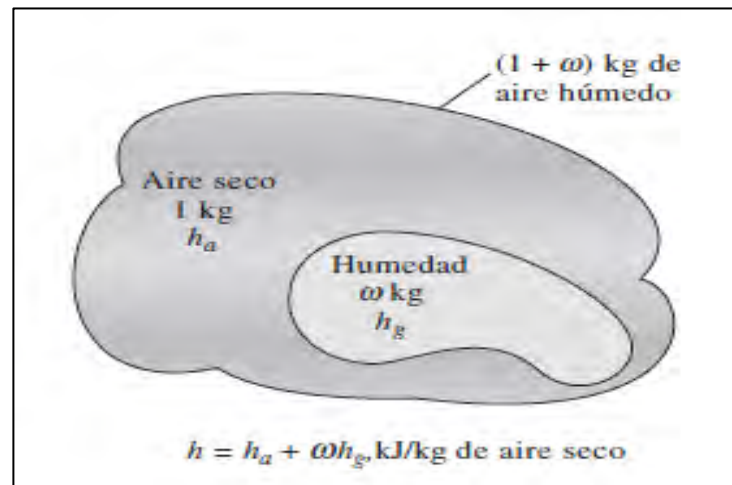
$P_v$ : Presión de vapor.

$P_g = P_{sat} @ T$ .

### 2.8.8 ENTALPIA DE LA MEZCLA AIRE Y VAPOR

La entalpia de la mezcla o entalpia total de un sistema es la suma de las entalpias de aire seco y vapor de agua, sin embargo, vendrá expresado en unidades de masa de aire seco.

**Figura 13**  
Entalpia en mezcla de aire seco y vapor de agua.



**Fuente:** Adaptado de Termodinámica de Yunus-Cengel 7e (P.710)

$$H = H_a + H_v = m_a h_a + m_v h_v$$

Y al dividir por  $m_a$  se tiene la ecuación:

$$h = h_a + \omega h_v \quad (17)$$

Donde:

$h_a$ : Entalpia de aire seco.

$h_v$ : Entalpia de vapor de agua.

$\omega$ : Humedad específica.

### 2.8.9 CALOR SENSIBLE

El calor sensible es la cantidad de energía que se transfiere de un cuerpo o sistema y provoca cambios en la temperatura de los mismos sin modificar su estado o fase, se mide en unidades de energía.



### **2.8.10 CALOR LATENTE**

El calor latente es la cantidad de energía que se libera o absorbe un cuerpo o sistema, en el momento en que se produce un cambio de fase, sin que haya modificación en su temperatura se mide en unidades de energía.

### **2.8.11 PSICROMETRIA Y LA CARTA PSICROMETRICA**

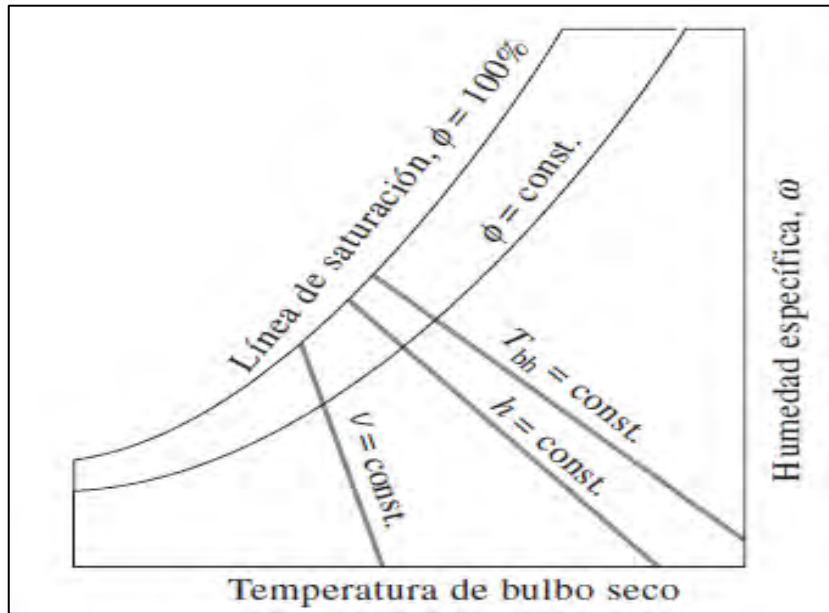
Se considera a la psicrometría como la ciencia que estudia todas las propiedades técnicas del aire húmedo, básicamente el estudio de como medir la cantidad de humedad en el aire, de tal modo que se pueda controlar el contenido de humedad que hay en el aire. Es muy importante para realizar muchos diseños como puede ser el dimensionamiento de serpentines en sistemas de enfriamiento o calentamiento.

La carta psicométrica es una herramienta utilizada en psicrometría para representar gráficamente las diferentes propiedades del aire, como la temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo húmedo, humedad relativa, punto de rocío, relación de humedad, calor total (entalpía) y volumen específico.

Los diagramas psicrométricos proporcionan la representación gráfica de varias propiedades importantes del aire húmedo (Moran y Shapiro, 2004).

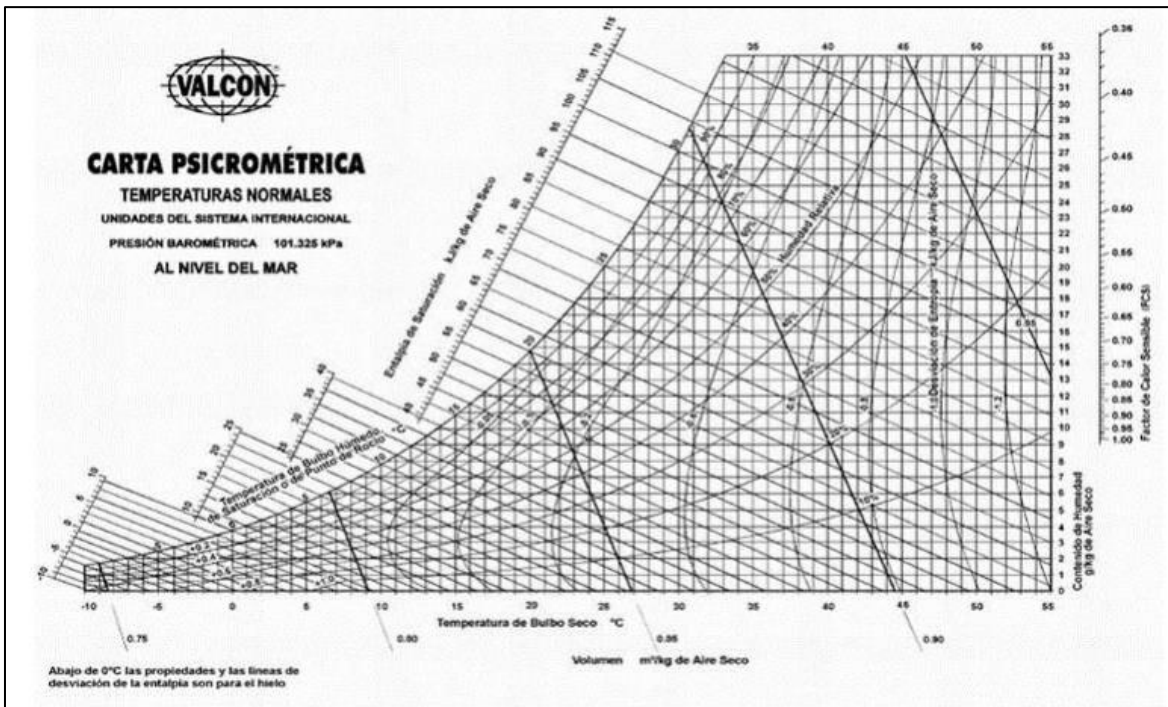
En la carta psicométrica, los procesos de enfriamiento o calentamiento sensible se representan mediante líneas horizontales con relación de humedad y punto de rocío constantes. Los procesos de enfriamiento o calentamiento latente se muestran como líneas verticales con temperatura de bulbo seco constante. Un proceso típico de enfriamiento y deshumidificación se representa como una línea diagonal que va de abajo a la izquierda, aunque en la práctica se muestra de manera más precisa como una línea curva.

Figura 14  
Entalpía en mezcla de aire seco y vapor de agua.



Fuente: Adaptado de Termodinámica de Yunus-Cengel 7e (P.710)

Figura 15  
Carta psicrométrica a presión 101.325 kPa – a 0.00 msnm.



Fuente: Tomado de Carrier Corporation 1975



## 2.9 CONCEPTOS DE VENTILACION MECANICA

### 2.9.1 CAUDAL

El caudal es una magnitud física que indica la cantidad de aire o fluido atraviesa por un punto específico en un periodo de tiempo determinado. Se expresa en unidades de volumen.

Y esta dado por la expresión:

$$Q = v * A \quad ( 18 )$$

Donde:

$v$ : Velocidad del fluido (m/s).

$A$ : Área de la sección (m<sup>2</sup>).

### 2.9.2 PRESION ESTATICA

Es la presión que un fluido genera en todas las direcciones perpendiculares a las superficies en reposo y/o en movimiento. Esta representa la resistencia que un sistema acumula en todo su recorrido, y que se debe vencer para lograr que el fluido circule a través del sistema. Este parámetro es fundamental en sistemas de HVAC ya que de este dependen mayormente la capacidad de los ventiladores para obtener una correcta circulación de aire.

### 2.9.3 PRESION DINAMICA

Está asociada al movimiento del fluido y a la velocidad del mismo, en términos físicos es la energía cinética por unidad de volumen de aire en movimiento. Y está presente solo en la dirección del flujo de aire a través del conducto que lo transporta:

$$P_d = \rho \frac{V^2}{2} \quad ( 19 )$$

Donde:

$\rho$ : Densidad del aire (m<sup>3</sup>/kg).

$V$ : Velocidad de flujo (m/s).

$P_d$ : Presión dinámica (Pa).



#### 2.9.4 PRESION TOTAL

La presión total es la sumatoria de la presión dinámica y presión estática, la presión total es utilizada para evaluar y seleccionar los ventiladores de un sistema, mismos que deberán superar la presión total, lo que asurara que se superen todas las resistencias del sistema u mantener un flujo correcto en todo el sistema.

$$P = P_e + P_d \quad ( 20 )$$

Donde:

$P$ : Presión total (Pa).

$P_e$ : Presión estática (Pa).

$P_d$ : Presión dinámica (Pa).

#### 2.9.5 PERDIDAS POR FRICCION

En los sistemas de trasporte de aire las perdidas por fricción son las reducciones de presión que se presentan debido a la resistencia que hay en el contacto del aire, con las paredes o superficies internas de los ductos, tuberías o conductos flexibles que los contengan. Constituyen un factor crucial en el diseño de sistemas de HVAC, ya que afectan a la capacidad y eficiencia del sistema de distribución de aire.

Para el cálculo de estas pérdidas, tenemos de soporte las ecuaciones de DARCY-COLEBROOK.

$$\Delta f = \frac{1000fL}{D_h} * \frac{\rho v^2}{2} \quad ( 21 )$$

Donde:

$\Delta f$ : Perdidas por fricción (Pa).

$f$ : Factor de fricción.

$L$ : Longitud del ducto (m).

$D_h$ : Diámetro hidráulico (m).



$v$ : Velocidad del aire (m/s).

$\rho$ : Densidad del aire (m<sup>3</sup>/kg).

De las variables enlistadas, algunas ya las podemos conocer en función del régimen del sistema, sin embargo, otras como el factor de fricción y el diámetro hidráulico deben ser calculadas mediante las siguientes equivalencias:

$$D_h = \frac{4ab}{2(a+b)} \quad (22)$$

Donde:

$a, b$ : Dimensiones de los ductos (mm).

Y el factor de fricción se podrá calcular con la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{\varepsilon}{3.7D_h} + \frac{2.51}{R_e \sqrt{f}} \right) \quad (23)$$

Donde:

$\varepsilon$ : Factor de rugosidad (mm).

$R_e$ : Numero de Reynolds.

De la misma forma el número de Reynolds podrá ser calculado mediante:

$$R_e = \frac{D_h V}{1000\nu} \quad (24)$$

Donde:

$V$ : Velocidad del fluido (m/s).

$\nu$ : Viscosidad cinemática del fluido (m<sup>2</sup>/s).

### 2.9.6 PERDIDAS MENORES

Consideramos como pérdidas menores, a las pérdidas de presión ocasionados en los elementos tales como codos, uniones, reducciones de sección, bifurcaciones, entre otros.



Estos están caracterizados por coeficientes de pérdida llamados  $k_l$  y se asocian a las siguientes ecuaciones:

$$h_l = k_l \frac{V^2}{2g} = f \frac{L_{eq}}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (25)$$

De las ecuaciones podemos entender que es posible expresar las pérdidas menores en longitudes equivalentes que responde a la siguiente ecuación:

$$L_{eq} = k_l \frac{D}{f} \quad (26)$$

Donde:

$V$ : Velocidad del fluido (m/s).

$g$ : Gravedad (9.81 m/s<sup>2</sup>).

$D$ : Diámetro (m).

$k_l$ : Coeficiente de pérdida.

$L_{eq}$ : Longitud equivalente (m).

## 2.10 SISTEMAS DE PURIFICACION Y TRATAMIENTO DE AIRE (SANITIZACION)

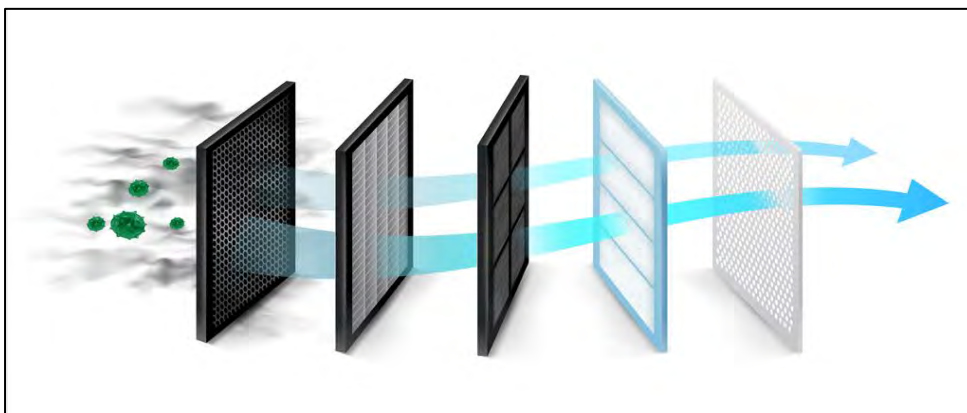
Como sistemas de purificación y tratamiento de aire, entendemos aquellos procesos destinados a eliminar partículas en suspensión y agentes biológicos que puedan estar presentes en el aire, aparte de los componentes naturales del aire propiamente dicho. Las partículas en suspensión pueden incluir polvo, virutas, fibras, entre otros. Por otro lado, también se consideran los agentes patógenos, como virus, bacterias, hongos y otros microorganismos potencialmente infecciosos.

Para lograr estos objetivos, existen distintas tecnologías y metodologías que permiten mitigar la entrada de partículas y agentes biológicos en los espacios ocupados en todo caso en el interior del vagón, así como erradicar o inactivar los microorganismos presentes en el

aire en forma de aerosoles o spray.

Los sistemas de aire acondicionado pueden incorporar compartimentos específicos que albergan en su interior filtros, diseñados para retener partículas en suspensión mediante medios filtrantes de alta eficiencia (por ejemplo, filtros HEPA o filtros de carbón activado). De igual manera albergan tecnologías de desinfección con radiación ultravioleta (UV-C), que son lámparas instaladas en zonas estratégicas del sistema, que permiten inactivar microorganismos, virus y bacterias atrapados en los filtros o en el flujo de aire, mediante la exposición a la radiación ultravioleta, logrando así una desinfección eficaz y preventiva.

**Figura 16**  
*Sistema de filtración de aire.*



**Fuente:** <https://laminaire.net/principios-de-la-filtracion-de-aire/>.

### 2.10.1 PARTICULAS SUSPENDIDAS EN EL AIRE

Las partículas sólidas suspendidas en el aire pueden provenir de diferentes fuentes ya sean naturales u ocasionadas por el ser humano (antropogénica), estas se presentan en el aire con diferentes composiciones químicas y físicas, estas partículas pueden ser polvo mineral, partículas orgánicas, fibras, cenizas, entre otros materiales. Según Xu (2014) Se considera como polvo atmosférico (Atmospheric Dust) a todas las partículas que estén por debajo de  $10\ \mu\text{m}$ , mismos que según EPA (Environmental Protection Agency, s.f.) y ASHRAE (2013), pueden ser nocivas para la salud. Y las clasifican de la siguiente manera:



- **PM 10:** son todas aquellas partículas que poseen diámetros aerodinámicos entre 2.5-10  $\mu\text{m}$  (partículas gruesas).
- **PM 2.5:** Son aquellas partículas que poseen diámetros aerodinámicos menores o iguales a 2.5  $\mu\text{m}$  (partículas finas).

Sin embargo, cabe resaltar que hay tamaños de partícula que no están regulados, pero ASHRAE Handbook-Fundamentals (ASHRAE, 2017) indica que PM 1 consiste en partículas con diámetro aerodinámico menos a 1  $\mu\text{m}$ , las cuales se consideran partículas ultrafinas.

**Tabla 3**

*Estándares y densidades máximas permitidas de partículas microscópicas en el aire.*

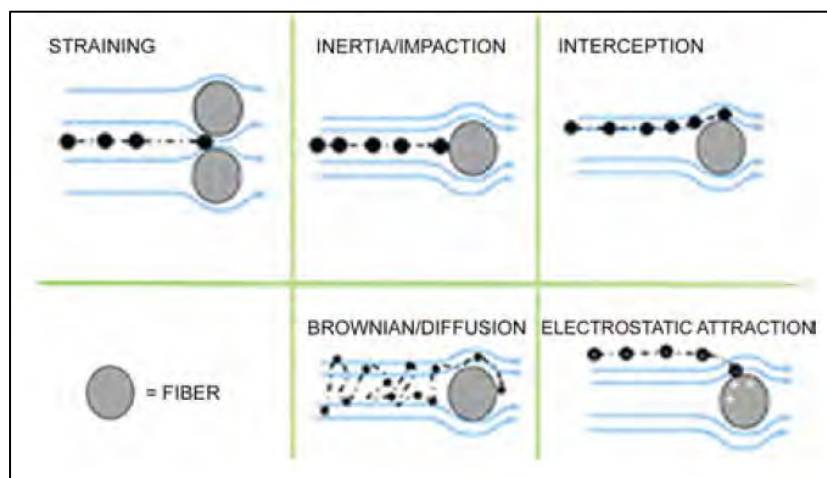
Type of Standard	Time Period Applicable	$PM_{10}, \mu\text{g}/\text{m}^3$	$PM_{2.5}, \mu\text{g}/\text{m}^3$
Primary	24 h	150	35
	1 yr	-	12
Secondary	24 h	150	35
	1 yr	-	15

**Nota:** Adaptado de <https://www.epa.gov/criteria-air-pollutants>.

### 2.10.2 SANITIZACION POR FILTRADO DE AIRE.

Los filtros de aire están conformados por una malla de fibras. Las fibras están compuestas por fibra de vidrio y con diámetros entre 2.5 y 10,0  $\mu\text{m}$ . el factor más importante a tener en cuenta en un filtro es el diámetro de las fibras, así mismo el espesor del filtro y la velocidad con las que las partículas circulan a través de él. El espacio entre las fibras puede ser mayor a 2.5  $\mu\text{m}$ , pero eso no significa que las partículas con un diámetro menor puedan pasar. A diferencia de los filtros de membrana los filtros HEPA están preparados para retener contaminantes y partículas mucho más pequeñas.

**Figura 17**  
Tipos de interacción entre partículas y fibras de filtros.



**Fuente:** Tomado de ASHRAE Fundamentals Handbook Pág. 139.

### 2.10.3 PARTICULAS BIOLÓGICAS EN EL AIRE

Existen microorganismos en todas partes, y lógicamente en el aire, es más es el medio predominante de propagación de estos, dentro de los agentes patógenos más comunes en seres humanos tenemos:

**Figura 18**  
Diámetro equivalente de microorganismos.

Algae	3–100	Virus	0.008–0.3
Protozoa		Poliovirus	0.008–0.03
Fungi		Epidemic type B encephalitis virus	0.015–0.03
Bacteria		Rhinovirus	0.015–0.03
<i>Staphylococcus albus</i> and <i>Staphylococcus aureus</i>	0.3–1.2	Hepatitis virus	0.02–0.04
<i>Bacillus anthracis</i>	0.46–0.56	SARS virus	0.06–0.2
Common <i>Bacillus pyogenes</i>	0.7–1.3	Adenovirus	0.07
Enterococcus	1–3	Respiratory syncytial virus	0.09–0.12
<i>Bacillus typhi</i>	1–3	Mumps virus	0.09–0.19
Coliform	1–5	Parainfluenza virus	0.1–0.2
<i>Diphtheria bacillus</i>	1–6	Measles virus	0.12–0.18
<i>Lactobacillus</i>	1–7	Hydrophobin	0.125
<i>Silicosis bacillus</i>	1.1–7	Smallpox virus	0.2–0.3
<i>Tubercle bacillus</i>	1.5–4	Enterovirus	0.3
<i>Clostridium tetani</i>	2–4	Rickettsia	0.25–0.6
<i>Bacillus oedematis</i>	5 – 10		

**Fuente:** ASHRAE Fundamentals of Air Cleaning Technology and Its Application.

En la tabla anterior tenemos los tamaños promedio de los virus que podrían contagiarse en un ambiente cerrado como es el vagón del tren Titicaca.



También es importante mencionar que los tipos de microorganismos mencionados, se mueven a través del aire en aerosoles que no son más que gotas de agua del orden de partículas PM 10, pero que, por acciones naturales de movimiento de masas de aire, pueden propagarse dentro de ambientes cerrados. Ahí la importancia de renovar el aire y poder descontaminarlo.

#### **2.10.4 SANITIZACION POR EXPOSICION A RAYOS ULTRAVIOLETA UV**

Los rayos UV son generados por la luz ultravioleta, mismos que son una forma de radiación electromagnética cuya longitud de onda es mucho menor que la luz perceptible por el ser humano pero mayor que la de los rayos x, esta longitud de onda está en el rango de 100 a 400 nm, los rayos UV se caracterizan por tener efectos biológicos, como son la producción de la vitamina D y con una potente capacidad de desinfección. Los clasifican en tres tipos:

- **UV-A:** Son de longitud de onda larga entre 400 a 320 nm, está presente de manera abundante en la luz del sol, y es el causante del bronceado y las arrugas en la piel.
- **UV-B:** son ondas de longitud intermedia de 320 a 280 nm, responsable de las quemaduras, inflamación de la piel y cancel de la piel.
- **UV-C:** Son ondas de longitud corta de 280 a 100 nm, es la más efectiva para uso germicida o de sanitización. La energía de los rayos UV-C irrumpe en el ADN de varios tipos de microorganismo entre ellos el COVID-19 con un 99.9% de efectividad haciéndolos inofensivos. Se observa que para una longitud de onda de 265nm los rayos UVC son más efectivos para inactivar los microorganismos.

$$Dosis = I * t \quad ( 27 )$$

Donde:

I: Intensidad de la lampara (mW/cm<sup>2</sup>).

Dosis: Exposición (mJ/cm<sup>2</sup>).

t: Tiempo (s).



$$I = \frac{Pot}{A} \quad ( 28 )$$

Donde:

I: Intensidad de la lampara (mW/cm<sup>2</sup>).

Pot: Potencia (mW).

A: Área de la sección (cm<sup>2</sup>).

$$t = \frac{L}{V} \quad ( 29 )$$

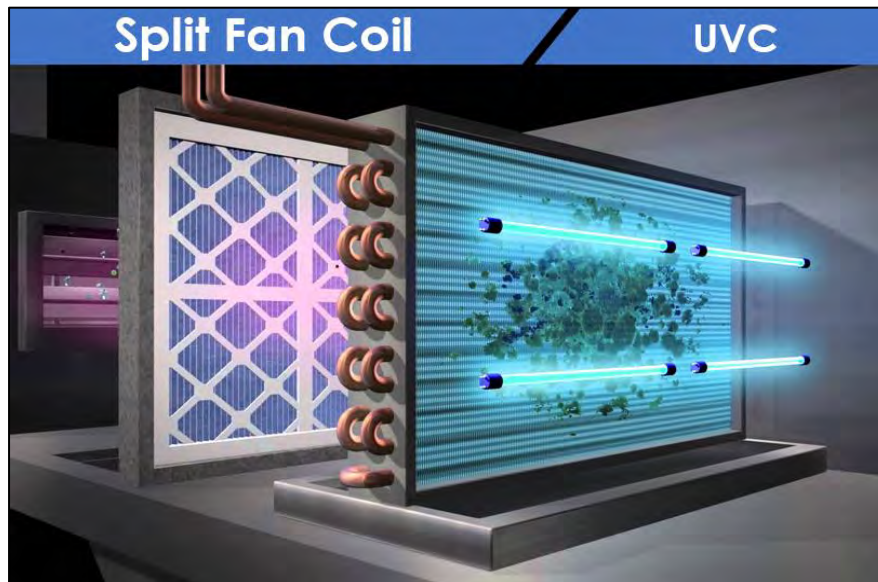
Donde:

t: tiempo (s).

L: Longitud de caja de desinfección (m).

V: Velocidad del flujo (m/s).

**Figura 19**  
Sistema de filtros y lámparas UV-C.



*Fuente:* (<https://www.hcsperu.com/aire-acondicionado-peru/fan-coil-uvc/>).

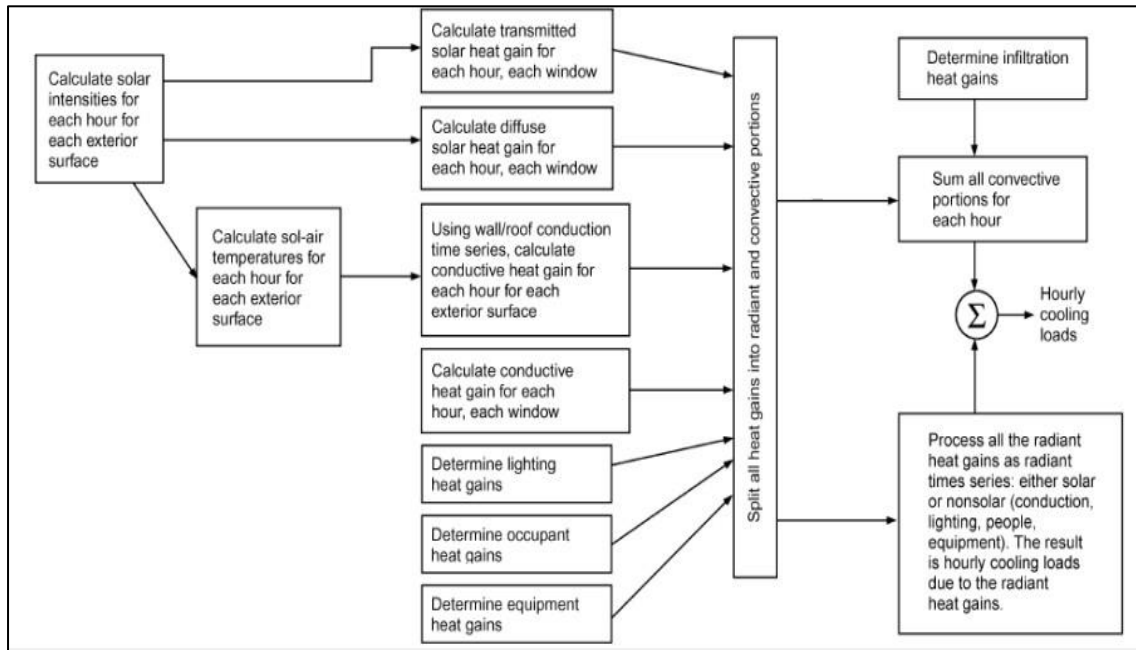
## 2.11 CARGA TERMICA MEDIANTE EL METODO RTS (RADIANT TIME SERIES)

Existen diversos métodos para el cálculo de cargas térmicas como son el TFM, CLTD/CLF, TETD/TA, HB, RTS, etc. De modo que con la experiencia y a lo largo de los años se fueron analizando dichos métodos con lo que el método RTS resulta el método más efectivo por la precisión de sus cálculos y la simplificación de procesos bastante engorrosos como resultan otros métodos.

El método Radiant Time Series (RTS), propuesto por ASHRAE, se basa en la descomposición temporal de las cargas térmicas radiantes y convectivas, permitiendo estimar la carga de enfriamiento hora a hora. Este enfoque es conceptualmente equivalente a los modelos de balance térmico dinámico empleados en investigaciones aplicadas al diseño HVAC de vagones ferroviarios, donde se consideran explícitamente los efectos de la radiación solar, la inercia térmica de la envolvente y la ocupación variable (Srivastava et al., 2024).

**Figura 20**

Esquema del método ASHRAE-RTS (Radiant Time Series).



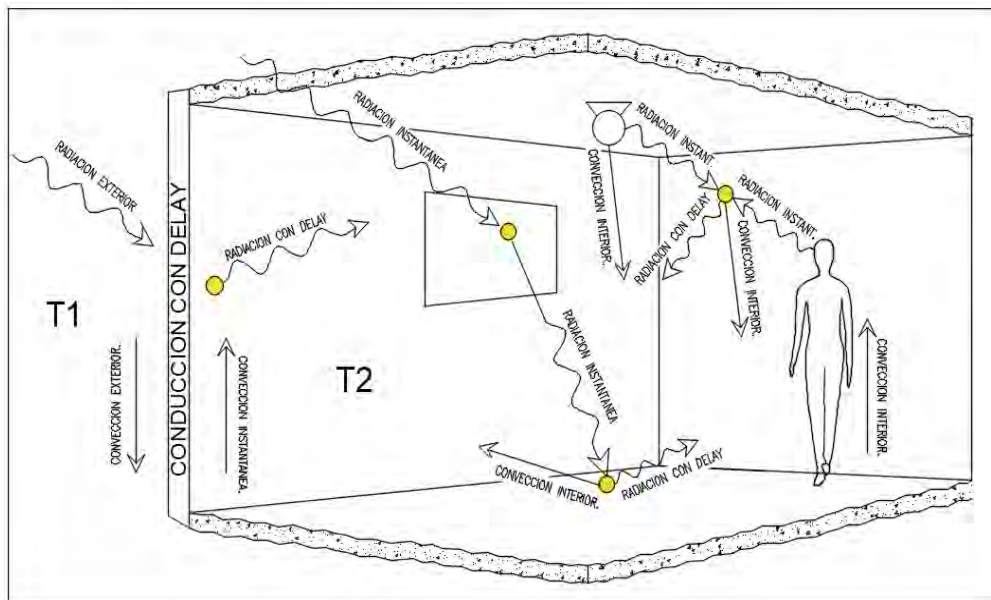
**Fuente:** Tomado de ASHRAE Fundamentals Handbook 2017 Pág. 492.

El método RTS (Radiant Time Series), desarrollado por ASHRAE, se basa en el modelo del calor total aplicado a un recinto acondicionado, considerando los tres mecanismos de transferencia de calor: radiación, conducción y convección, como aportes de carga térmica que varían en el tiempo. Respecto a la radiación, el método considera cómo la radiación solar directa y difusa inciden sobre los elementos de la envolvente muros, techos y vidrios, siendo esta la fuente principal del calor radiante que posteriormente afectará al interior. También se contempla la radiación emitida por otras fuentes internas. En cuanto a la conducción, esta interviene cuando el calor absorbido por la superficie exterior se propaga a través de los materiales de la envolvente. Sin embargo, el método no la calcula de forma directa, sino que la integra implícitamente en los factores de respuesta térmica (RTF), los cuales modelan el retardo temporal con el que el calor se transmite al interior debido al almacenamiento de energía en la masa térmica de los materiales.

Finalmente, respecto a la convección, una vez que el calor (por radiación y conducción) alcanza las superficies interiores, este se transfiere al aire del recinto mediante convección. La parte convectiva de la carga se aplica de forma instantánea, mientras que la parte radiante se distribuye en el tiempo según las series de respuesta radiantes, reflejando así el efecto diferido de la radiación sobre la temperatura del aire interior.

**Figura 21**

*Ganancias de calor en ambiente típico – Formas de transferencia de calor.*



**Fuente:** Elaboración Propia.

De esta manera podemos apreciar que, de los 3 tipos de transferencia de calor, 2 de ellos tanto radiación como conducción son quienes experimentan retardo en su naturaleza de transferencia. Para simular estos cambios en el tiempo el método RTS asigna factores tanto para la parte radiativa, como para la parte conductiva. Que se denominan RTF (Radiant Time Factors) y CTS (Conducción Time Series).

### 2.11.1 BALANCE TÉRMICO TOTAL EN EL VAGON

La carga térmica total en vagones puede expresarse como la suma de las ganancias y pérdidas térmicas debidas a la transmisión a través de la envolvente, la radiación solar, la ocupación humana, los equipos internos y la ventilación. Este enfoque ha sido utilizado en estudios aplicados al diseño de sistemas HVAC para material rodante ferroviario,



empleando modelos de balance energético similares a los métodos clásicos de climatización (Srivastava et al., 2024).

$$Q_{TOT} = Q_{Trans} + Q_{solar} + Q_{Ocupacion} + Q_{Equipos} + Q_{vent} \quad (30)$$

### 2.11.2 RADIACION SOLAR PARA EL CALCULO DE CARGAS TERMICAS

La radiación solar es un parámetro crucial en el cálculo de cargas térmicas, básicamente la radiación es un factor que afecta la ganancia de calor en los recintos a estudiar, de esa manera se establece un valor de irradiancia solar perpendicular a una superficie. Y según ASHRAE a partir de  $E_0$  conocido como irradiancia solar normal a una superficie se puede establecer diferentes parámetros. ASHRAE recomienda un valor de  $E_0=1400 \text{ W/m}^2$ .

#### 2.11.2.1 ECUACION DEL TIEMPO SOLAR

Para comprender la ecuación del tiempo y tiempo solar se observa que la velocidad con la que la Tierra se mueve alrededor del Sol no es siempre la misma a lo largo del año, por eso el tiempo solar aparente (AST), que es el que marcaría un reloj de sol, no coincide exactamente con el tiempo promedio que mide un reloj común que avanza de forma uniforme. A esa diferencia entre ambos tiempos se le conoce como ecuación del tiempo (ET).

$$ET = 2.2918[0.0075 + 0.1868 \cos(r) - 3.2077 \sin(r) - 1.4615 \cos(2r) - 4.089 \sin(2r)] \quad (31)$$

Donde:

$ET$ : Ecuación del tiempo

$$r = 360^\circ \frac{n - 1}{365} \quad (32)$$

Donde:

$n$ : Nro de día del año más caluroso

Así mismo también tenemos que la conversión entre el tiempo estándar local y el tiempo

solar requiere dos correcciones: primero se suma la ecuación del tiempo, y luego se aplica una corrección por longitud.

$$AST = LST + \frac{ET}{60} + \frac{(LON - LSM)}{15} \quad (33)$$

Donde:

*AST*: Tiempo Solar Aparente.

*LST*: Tiempo Solar Local.

*AST*: Tiempo Solar Aparente.

*LSM*: Longitud Del Meridiano Estándar.

$$LSM = 15 * TZ \quad (34)$$

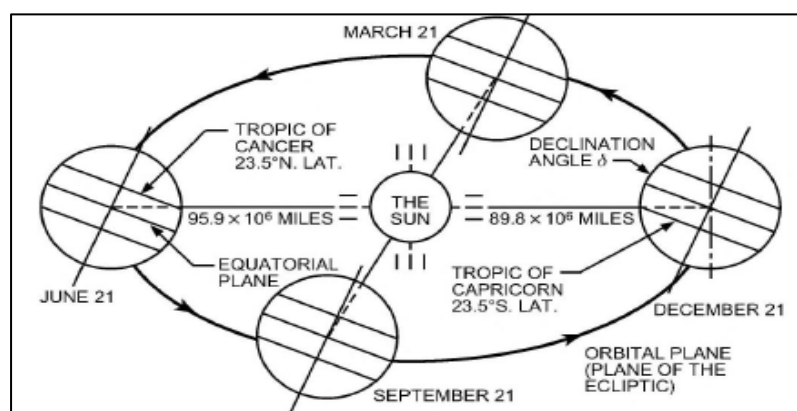
Donde:

*TZ*: Zona horaria

### 2.11.2.2 DECLINACION.

La declinación solar es el ángulo que forma la línea imaginaria entre la Tierra y el Sol con respecto al plano del ecuador terrestre. Este ángulo cambia durante el año porque el eje de la Tierra está inclinado unos  $23,45^\circ$  frente a su órbita alrededor del Sol. Esa variación es la que origina las estaciones y las diferencias en la duración del día y la noche. Aunque su valor puede obtenerse de almanaques astronómicos, en la mayoría de aplicaciones de ingeniería basta con calcularla mediante una ecuación aproximada.

*Figura 22*  
*Trayectoria de la tierra respecto al sol.*



*Fuente: Tomado de ASHRAE Fundamentals 2017 Cap. 14.9.*

$$\delta = 23.45 \sin\left(360^\circ \frac{n + 284}{365}\right) \quad (35)$$

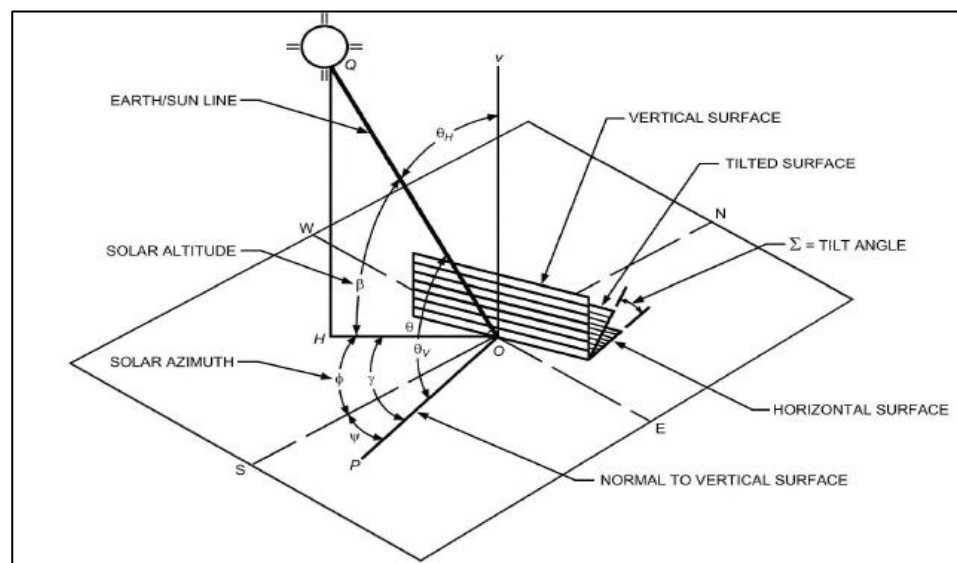
Donde:

$\delta$ : Declinación de la línea ecuatorial.

### 2.11.2.3 POSICIÓN DEL SOLAR

La posición del sol en el cielo se describe de forma práctica mediante dos ángulos: la altura solar y el azimut solar, medido desde el sur. La altura solar ( $\beta$ ) representa el ángulo entre el plano horizontal y la línea imaginaria que une al observador con el sol; su valor varía desde  $0^\circ$  cuando el sol está en el horizonte hasta  $90^\circ$  cuando se encuentra justo encima de nosotros, mientras que los valores negativos indican que es de noche. El azimut solar ( $\alpha$ ), por su parte, indica el desplazamiento angular del sol respecto al sur, siendo positivo por la tarde y negativo en la mañana. Ambos ángulos dependen de la latitud del lugar ( $L$ ), la declinación solar ( $\delta$ ) —que cambia con la fecha del año— y el ángulo horario ( $H$ ), el cual expresa cuánto se ha desplazado el sol hacia el este u oeste del meridiano local debido a la rotación terrestre.

**Figura 23**  
*Ángulos solares para superficies verticales y horizontales.*



**Fuente:** Tomado de ASHRAE Fundamentals 2017 Cap. 14.9.



$$H = 15 * (AST - 12) \quad (36)$$

Donde:

$H$ : Angulo de elevación horario.

El la altitud solar  $\beta$  se puede calcular mediante la siguiente expresión:

$$\sin \beta = \cos L \cos \delta \cos H + \sin L \sin \delta \quad (37)$$

$$\beta_{max} = 90^\circ - [L - \delta] \quad (38)$$

Y finalmente el Angulo azimut  $\Phi$  puede ser determinado mediante la ecuación:

$$\sin \varphi = \frac{\sin H \cos \delta}{\cos \beta} \quad (39)$$

#### 2.11.2.4 TRANSPOSICION E IRRADIANCIA SOLAR

La orientación del espacio a acondicionar juega un papel importante en el cálculo de cargas térmicas. Debido a que en nuestro caso en particular es un vehículo móvil, tomaremos como punto de referencia la posición promedio, dada por las siguientes orientaciones.

*Figura 24*  
*Orientaciones solares respecto a una superficie.*

<b>Orientation</b>	<b>N</b>	<b>NE</b>	<b>E</b>	<b>SE</b>	<b>S</b>	<b>SW</b>	<b>W</b>	<b>NW</b>
Surface azimuth $\psi$	$180^\circ$	$-135^\circ$	$-90^\circ$	$-45^\circ$	$0$	$45^\circ$	$90^\circ$	$135^\circ$

*Fuente: Tomado de ASHRAE Fundamentals 2017 Cap. 14.9.*



para el cálculo de la irradiancia solar en el caso de cielo despejado podremos expresarlo en sus componentes de Radiación Directa y difusa.

$$E_b = E_0 e^{-t_b m^{ab}} \quad (40)$$

$$E_d = E_0 e^{-t_d m^{ad}} \quad (41)$$

Donde:

$E_b$ : Radiación Directa, W/m<sup>2</sup>

$E_d$ : Radiación Difusa, W/m<sup>2</sup>

$E_0$ : Radiación solar sobre la atmosfera, W/m<sup>2</sup>

m: Masa de aire.

$t_b$ : Profundidad Óptica del haz de luz.

$t_d$ : Profundidad Óptica de difusión.

ab: Exponente de masa de aire directa.

ad: Exponente de masa de aire difusa.

La masa de aire m es una relación existente entre la masa atmosférica, y la masa de aire que existiría si es que el sol estaría exactamente encima del recinto a estudiar, todo esto expresado en función del Angulo de elevación. Esto se expresa de la siguiente manera:

$$m = \frac{1}{\sin \beta + 0.50572(6.07995 + \beta)^{-1.6364}} \quad (42)$$

Para determinar los exponentes de la masa se pueden determinar mediante las propiedades de ópticas de la radiación  $t_b$  y  $t_d$  que dependerán de la ubicación y la época del año a analizar, mediante las siguientes equivalencias.

$$ab = 1.454 - 0.406t_b - 0.268t_d + 0.021t_b t_d \quad (43)$$

$$ad = 0.507 + 0.205t_b - 0.08t_d - 0.19t_b t_d \quad (44)$$



Por otro lado, tenemos que al trasponer las orientaciones de las superficies receptoras de radiación solar tendremos que definir el Angulo azimut superficie-sol “ $\gamma$ ” para lo cual tenemos la siguiente expresión:

$$\gamma = \varphi - \psi \quad (45)$$

Donde:

$\gamma$ : Azimut superficie - sol

$\varphi$ : Azimut del sol

$\psi$ : Orientación sur-oeste

Así mismo con el valor del azimut superficie – sol podemos determinar el valor de “ $\theta$ ” que es Angulo de incidencia del sol a la superficie mediante la siguiente expresión:

$$\cos \theta = \cos \beta \cos \gamma \sin \Sigma + \sin \beta \cos \Sigma \quad (46)$$

Donde:

$\theta$ : Angulo de incidencia del sol a la superficie.

$\Sigma$ : superficie inclinada desde la horizontal.

#### 2.11.2.5 RADIACION INCIDENTE EN LAS SUPERFICIES

La radiación incidente en las superficies del vagón tales como paredes, techos, etc. Estarán dadas por la radiación total expresada como la suma de la radiación directa, más la componente de Radiación difusa, y finalmente la radiación reflejada por otros componentes.

$$E_t = E_{t,b} + E_{t,d} + E_{t,r} \quad (47)$$

Donde:

$E_t$ : Radiación total

$E_{t,b}$ : Radiación directa



$E_{t,d}$ : Radiación Difusa

$E_{t,r}$ : Radiación Reflejada

Cuyas ecuaciones están dadas por las siguientes relaciones:

$$E_{t,b} = E_b * \cos\theta \quad (48)$$

$$E_{t,d} = E_d * Y \quad (49)$$

$$Y = 0.55 + 0,437\cos\theta + 0,313(\cos\theta)^2 \quad (50)$$

$$E_{t,r} = (E_b \sin\beta + E_d)pg (1 - \cos\Sigma)/2 \quad (51)$$

Donde:

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

$pg$ : 0.15 valor sugerido por ASHRAE.

### 2.11.3 GANANCIAS INTERNAS DE CALOR

#### 2.11.3.1 OCUPACION.

En el cálculo de las ganancias internas de calor, la ocupación representa el calor que desprende las personas dentro del vagón como resultado de la actividad metabólica de cada pasajero. Cada pasajero aporta energía al ambiente, ya sea en forma de calor sensible, que eleva la temperatura del aire, como de calor latente, producto del vapor que exhalan o la transpiración. La magnitud de este aporte depende del número de personas que ocupen el vagón, del tipo de actividad que realicen y de las condiciones térmicas del espacio interior.

Para esta sección será necesario verificar tablas recomendadas por ASHRAE donde indican valores recomendados de calor sensible y latente generados por las personas.

**Tabla 4**  
Calor generado por ocupación en diversas actividades.

Degree of Activity	Location	Total Heat, Btu/h		Sensible Heat, Btu/h	Latent Heat, Btu/h	% Sensible Heat that is Radiant <sup>b</sup>	
		Adult Male	Adjusted, M/F <sup>a</sup>			Low V	High V
Seated at theater	Theater	390	350	245	105	60	27
Seated, very light work	Offices, hotels, apartments	450	400	245	155		
Moderately active office work	Offices, hotels, apartments	475	450	250	200		
Standing, light work; walking	Department store; retail store	550	450	250	200	58	38
Walking, standing	Drug store, bank	550	500	250	250		
Sedentary work	Restaurant <sup>c</sup>	490	550	275	275		
Light bench work	Factory	800	750	275	475		
Moderate dancing	Dance hall	900	850	305	545	49	35
Walking 3 mph; light machine work	Factory	1000	1000	375	625		
Bowling <sup>d</sup>	Bowling alley	1500	1450	580	870		
Heavy work	Factory	1500	1450	580	870	54	19
Heavy machine work; lifting	Factory	1600	1600	635	965		
Athletics	Gymnasium	2000	1800	710	1090		

*Fuente:* Tomado de ASHRAE Fundamentals 2017 Cap. 18.4.

### 2.11.3.2 GANANCIAS POR ILUMINACION.

En el caso del vagón de tren, las ganancias de calor por iluminación corresponden al calor sensible generado por las luminarias instaladas en el interior. La energía eléctrica, no solamente se convierte en energía lumínica, sino una gran parte de esta se convierte en calor liberado por las mismas, elevando la temperatura del aire dentro del vagón. Este efecto depende del tipo de luminaria, esto dependerá del tipo de luminaria, de cuánto tiempo esté funcionando entre otras. Para este tipo de análisis, solo se considera la carga sensible, ya que la radiación emitida por las lámparas no produce humedad ni cambios en el contenido de vapor de agua del ambiente, sino producen únicamente incrementos térmicos en el aire y las superficies cercanas.

**Tabla 5**  
Relación de convección y radiación en luminarias.

Luminaire Category	Space Fraction	Radiative Fraction	Notes
Recessed fluorescent luminaire without lens	0.64 to 0.74	0.48 to 0.68	<ul style="list-style-type: none"> <li>Use middle values in most situations</li> <li>May use higher space fraction, and lower radiative fraction for luminaire with side-slot returns</li> <li>May use lower values of both fractions for direct/indirect luminaire</li> <li>May use higher values of both fractions for ducted returns</li> </ul>
Recessed fluorescent luminaire with lens	0.40 to 0.50	0.61 to 0.73	<ul style="list-style-type: none"> <li>May adjust values in the same way as for recessed fluorescent luminaire without lens</li> </ul>
Downlight compact fluorescent luminaire	0.12 to 0.24	0.95 to 1.0	<ul style="list-style-type: none"> <li>Use middle or high values if detailed features are unknown</li> <li>Use low value for space fraction and high value for radiative fraction if there are large holes in luminaire's reflector</li> </ul>
Downlight incandescent luminaire	0.70 to 0.80	0.95 to 1.0	<ul style="list-style-type: none"> <li>Use middle values if lamp type is unknown</li> <li>Use low value for space fraction if standard lamp (i.e. A-lamp) is used</li> <li>Use high value for space fraction if reflector lamp (i.e. BR-lamp) is used</li> </ul>
Non-in-ceiling fluorescent luminaire	1.0	0.5 to 0.57	<ul style="list-style-type: none"> <li>Use lower value for radiative fraction for surface-mounted luminaire</li> <li>Use higher value for radiative fraction for pendant luminaire</li> </ul>

*Fuente:* Tomado de ASHRAE Fundamentals 2017 Cap. 18.6.



El calor generado al ambiente según la tabla anterior, se divide en una parte radiativa y un parte convectiva, siendo la parte convectiva instantánea, ósea que se transmite directamente al interior del ambiente, sin embargo, la parte radiante, será absorbida por las paredes y envolvente interior, y luego esta será irradiada con un delay o retardo para lo cual deberá utilizarse los RTF o Radiant Time Factors.

La parte convectiva estará dada mediante la siguiente expresión:

$$Q_{lum,c} = (1 - RF) * W * flum * fsa \quad ( 52 )$$

Donde:

*RF*: Fracción Radiante.

*W*: Potencia total de Iluminación.

*flum*: Factor de eficiencia por iluminación.

*Fsa*: Factor horario de iluminación o factor de uso.

*Q<sub>lum,c</sub>*: Ganancia Convectiva por iluminación.

Y la parte convectiva estará determinada mediante la siguiente expresión:

$$Q_{r,i} = r_0 q_{r,i} + r_1 q_{r,i-1} + r_2 q_{r,i-2} + \dots + r_{23} q_{r,i-23} \quad ( 53 )$$

$$q_{r,i-n} = RF * W * Fsa \quad ( 54 )$$

Donde:

*Fsa*: Factor horario de iluminación o factor de uso.

*RF*: Fracción Radiante.

*Q<sub>r,i</sub>*: Carga para la hora de análisis.

*r<sub>0</sub>, r<sub>1</sub>*: Factores de Series Radiantes.

*q<sub>r,i-n</sub>*: Ganancia de calor hace n horas.



### 2.11.3.3 GANANCIA POR EQUIPOS AL INTERIOR DEL VAGON

las ganancias de calor por equipos están determinadas mediante del calor liberado por los dispositivos eléctricos y electrónicos que están presentes durante la operación del tren. Estos equipos transforman parte de la energía eléctrica que consumen en calor sensible, el cual se transfiere al aire del interior del vagón, elevando su temperatura. La transferencia de calor en este tipo de ganancia será por convección de manera instantánea. La magnitud de esta ganancia dependerá del tipo de equipo, su potencia, el tiempo de uso y su cantidad. En este caso, al igual que con la iluminación, se considera únicamente carga sensible, ya que estos equipos no generan humedad en el ambiente, sino un aumento directo de la temperatura del aire interior

### 2.11.3.4 GANANCIAS DE CALOR EN ELEMENTOS TRANSLUCIDOS (VIDRIOS)

En los vidrios o ventanas, la ganancia de calor se produce mediante los 3 mecanismos de transferencia Conducción, convección y radiación, predominando en el cálculo la conducción y la radiación, ya que el cálculo por conducción ya incluye la ganancia por convección mediante el coeficiente global de transferencia de calor (U), por lo tanto, la ganancia de calor a través de vidrios y ventanas estará dado por la ecuación:

$$Q_v = q_b + q_d + q_c \quad ( 55 )$$

Donde:

$q_b$ : Calor ganado por Radiación Directa.

$q_d$ : Calor ganado por Radiación Difusa.

$q_c$ : Calor ganado por Conducción.

$Q_v$ : Ganancia de calor en Vidrios y ventanas.



$$q_b = AE_{t,b}SHGC(\theta)IAC(\theta, \Omega) \quad ( 56 )$$

$$q_d = A(E_{t,d} + E_{t,r})SHGC_D IAC_D \quad ( 57 )$$

$$q_c = UA(T_{ext} - T_{int}) \quad ( 58 )$$

Donde:

$A$ : Área de la ventana.

$E_{t,b}, E_{t,d}, E_{t,r}$ : Irradiancia directa, difusa y reflejada.

$SHGC(\theta)$ : Coeficiente de ganancia de calor solar directa en función del Angulo de incidencia.

$SHGC_D$ : Coeficiente de ganancia de calor solar difusa.

$T_{ext}$ : Temperatura exterior.

$T_{int}$ : Temperatura interior.

$U$ : Coeficiente Global de transferencia del vidrio.

$IAC(\theta, \Omega)$ : Índice de atenuación Directa

$IAC_D$ : Índice de atenuación Difusa.

### 2.11.3.5 GANANCIAS DE CALOR A TRAVES DE SUPERFICIES EXTERIORES

El espacio a acondicionar tiene una envolvente que tiene superficies que están expuestas directamente al sol y las condiciones exteriores, es de esta manera que las superficies exteriores absorben calor, mismo que será transmitido por conducción al interior del ambiente a acondicionar. Teniendo en cuenta este fenómeno, ASHRAE (2017) introduce el concepto de temperatura Sol-Aire, el que nos permite calcular la interacción de la radiación y convección exterior hacia las superficies expuestas. Y se puede determinar con la siguiente expresión:



$$T_e = T_0 + \frac{\alpha E_t}{h_0} - \frac{\varepsilon \Delta R}{h_0} \quad ( 59 )$$

Donde:

$T_e$ : Temperatura Exterior (Sol – Aire).

$T_0$ : Temperatura Exterior.

$\alpha$ : Reflectividad.

$\varepsilon$ : Emisividad.

$E_t$ : Irradiancia total.

$h_0$ : Coeficiente de convección exterior.

De esta manera se puede aplicar la ecuación de Transferencia de calor que viene determinada por:

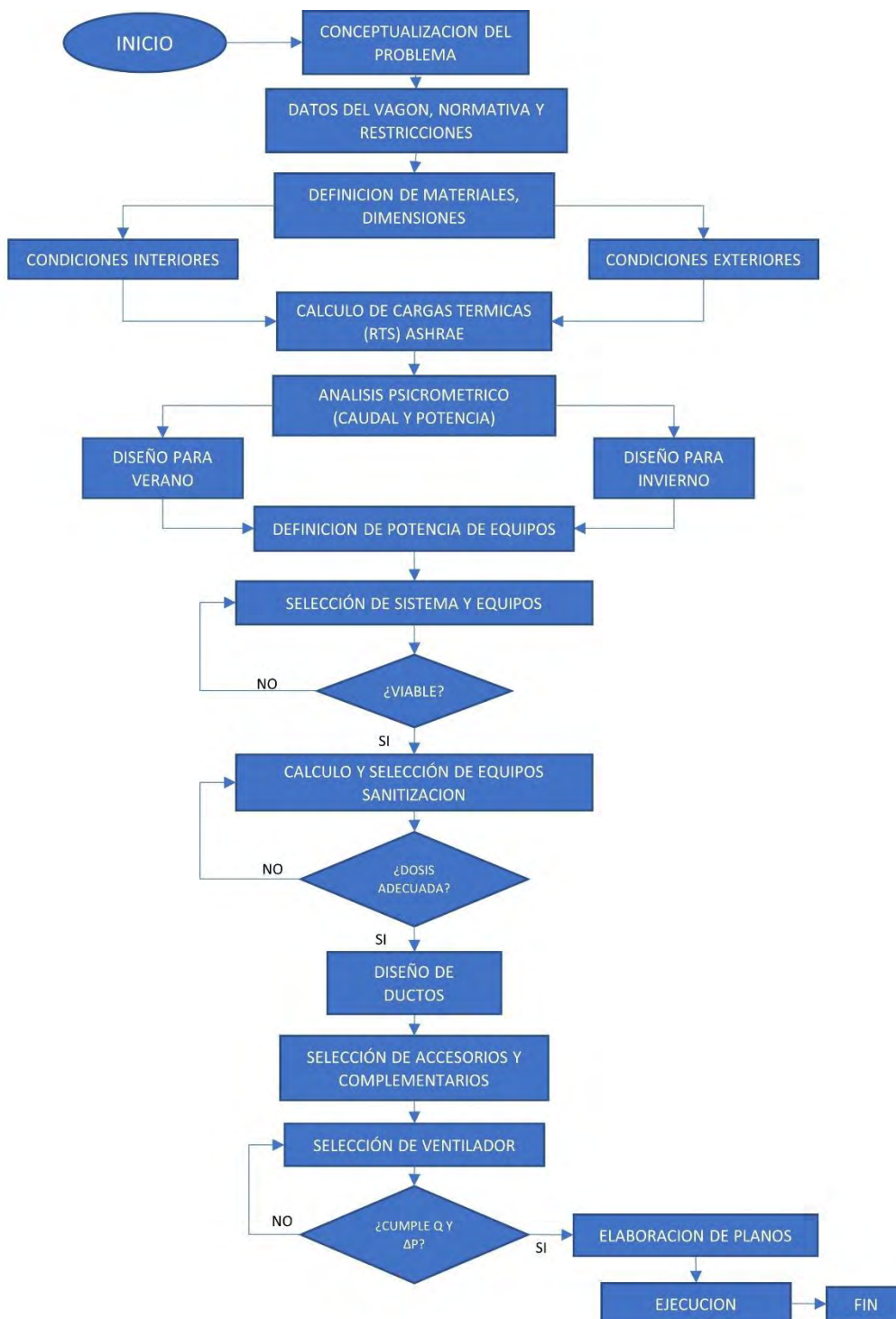
$$q = Ah_0(T_e - T_s) \quad ( 60 )$$

Donde:

$T_e$ : Temperatura Exterior (Sol – Aire).

$T_s$ : Temperatura Superficie.

## 2.12 DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROYECTO



### Capítulo III. CALCULO DE CARGAS TERMICAS MEDIANTE RTS (ASHRAE)

#### 3.1 CONCEPTUALIZACION DEL VAGON PARA EL DISEÑO

El tren Titicaca es un convoy constituido por 01 locomotora, 01 vagón generador, 01 vagón cocina, 04 vagón de pasajeros y 01 vagón observatorio. Los vagones de pasajeros del tren Titicaca son del mismo tipo, son vagones de fabricación rumana del año 1978, todos los vagones de pasajeros cuentan con la misma geometría y las mismas propiedades físicas, por lo tanto, el diseño se aplicará a uno de estos vagones, y se podrá replicar el diseño propuesto a los demás. Además, se advierte que el diseño se aplica a solo los vagones de pasajeros, mas no a los vagones generador ni cocina.

*Figura 25*  
*Tren Titicaca convoy completo en el puente Maravillas – Juliaca*



**Fuente:** (<https://www.perurail.com/titicacatrain>).

*Figura 26*  
*Tren Titicaca esquema de configuración convoy completo.*

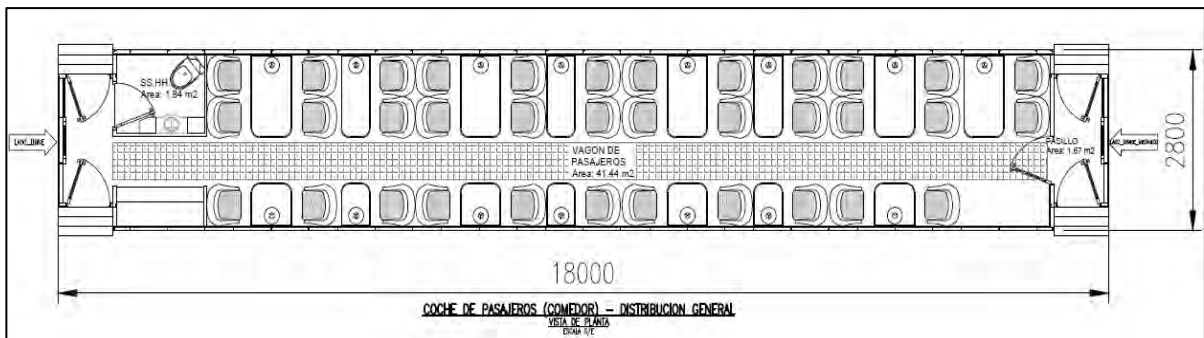


**Fuente:** *Elaboración propia.*

### 3.2 VAGON DE PASAJEROS TREN TITICACA

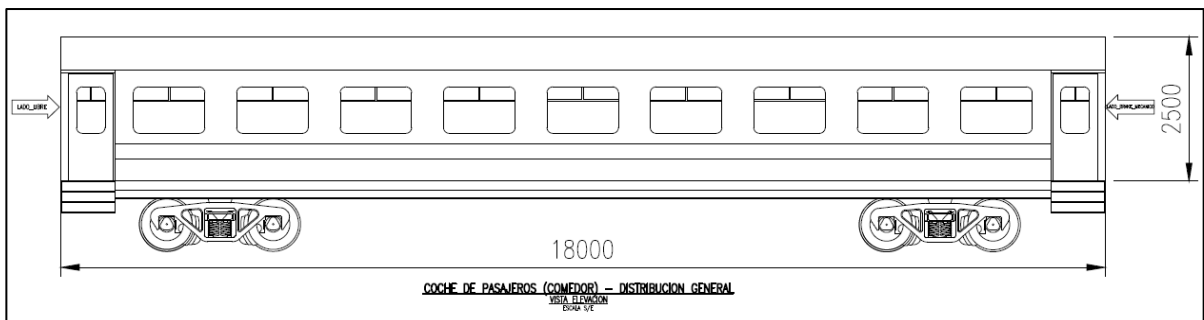
El vagón o coche de pasajeros del tren Titicaca cuenta con la siguiente disposición, pudiendo diferenciar 3 Áreas principales dentro del vagón: Salón, baño y pasillo. El salón es donde los pasajeros permanecen durante la mayor parte del viaje.

**Figura 27**  
*Vagón de pasajeros tren Titicaca – Dimensiones generales – Vista de planta.*



**Fuente:** Elaboración propia.

**Figura 28**  
*Vagón de pasajeros tren Titicaca – Dimensiones generales – Vista de elevación.*



**Fuente:** Elaboración propia.

El vagón de pasajeros cuenta con una capacidad de 35 pasajeros, estos datos se obtuvieron del certificado de habilitación ferroviaria adjunto en el ANEXO B.1, a continuación, se presenta el resumen de los datos del vagón de pasajeros:

**Tabla 6**

Dimensiones del vagón de pasajeros - Tren Titicaca.

DIMENSIONES DEL VAGON DE PASAJEROS – TREN TITICACA											
CAJA DE VAGON DE PASAJEROS				VENTANAS				PUERTAS			
PARTE	DESCRIPCION	CANTIDAD	UNDAD	PARTE	DESCRIPCION	CANTIDAD	UNDAD	PARTE	DESCRIPCION	CANTIDAD	UNDAD
CAJA DE VAGON	Largo	18.0	m	CAJA	Cantidad	18	Und	PUERTA CAJA	Cantidad	4	Und
	Ancho	2.8	m		Ancho	1.1	m		Ancho	0.76	m
	Altura Max	2.5	m		Altura	0.7	m		Altura	1.85	m
	Altura min	1.9	m	PUERTA CAJA	Cantidad	4	Und	PUERTA SALON	Cantidad	1	Und
	Área de baño	2.16	m <sup>2</sup>		Ancho	0.4	m		Ancho	0.75	m
	Área de salón	46.09	m <sup>2</sup>		Altura	0.65	m		Altura	1.85	m
	Área de pasillo	2.15	m <sup>2</sup>	PUERTA CORREDIZA	Cantidad	2	Und	PUERTA CORREDIZA	Cantidad	2	Und
	Área de baño efectiva	1.84	m <sup>2</sup>		Ancho	0.46	m		Ancho	0.7	m
	Área de salón efectiva	41.44	m <sup>2</sup>		Altura	0.8	m		Altura	1.85	m
	Área de pasillo efectiva	1.67	m <sup>2</sup>	PUERTA SALON	Cantidad	1	Und	PUERTA BAÑO	Cantidad	1	Und
	Área Total	49.32	m <sup>2</sup>		Ancho	0.56	m		Ancho	0.65	m
	Capacidad	35	Pasajeros		Altura	1.4	m		Altura	1.85	m

Fuente: Elaboración propia.

### 3.3 MATERIALES DE LA CAJA.

La caja del vagón de pasajeros, está conformada por diferentes materiales tanto en el techo, piso, paneles laterales, y paneles frontal y posterior.

- **Piso:** Conformado por estructura de acero, alfombra, triplay, plancha de acero galvanizado.
- **Techo:** Plancha de acero galvanizado, estructura de acero, Lana de fibra de vidrio, triplay.
- **Paneles laterales:** Plancha de acero al carbono, estructura de acero, lana de fibra de vidrio, panel de madera cedro, adicionalmente está conformado por ventanas de vidrio laminado.
- **Paneles frontal y posterior:** Plancha de acero al carbono, estructura de acero, lana de fibra de vidrio, panel de madera cedro.

**Tabla 7**

Materiales del vagón de pasajeros y sus características.

Materiales del vagón de pasajeros y sus características			
N°	Material	Conductividad Térmica (W/m K)	Espesor (mm)
1	Acero Galvanizado	51.9	0.8
2	Acero ASTM A36	51.9	2
3	Alfombra	0.1	12.7
4	Madera cedro	0.25	9
5	Vidrios laminado	1.16	6
6	Triplay de piso	0.16	25.4
7	Lana de fibra de vidrio	0.09	40
8	Triplay de techo	0.16	6

Fuente: Elaboración propia.

### 3.4 CONDICIONES DE OPERACIÓN DEL VAGON DE PASAJEROS

El tren Titicaca opera en el tramo sur de la red ferroviaria con un recorrido total de 338 km desde cusco hasta Juliaca y 47.7 km desde Juliaca hasta puno, por lo que el tramo desde cusco hasta puno haría un total de 385.7 km. Este tramo es recorrido durante todo el día, desde las 07.50 hasta las 18.20 horas con un recorrido aproximado de 10.30 hora en total. Este mismo itinerario refleja en el servicio de puno hasta cusco. El tren parte de cusco hacia puno los días miércoles, viernes y domingo y de puno hasta cusco los días lunes, jueves y sábado, quedándose los días martes en la estación de Wanchaq cusco para su mantenimiento respectivo.

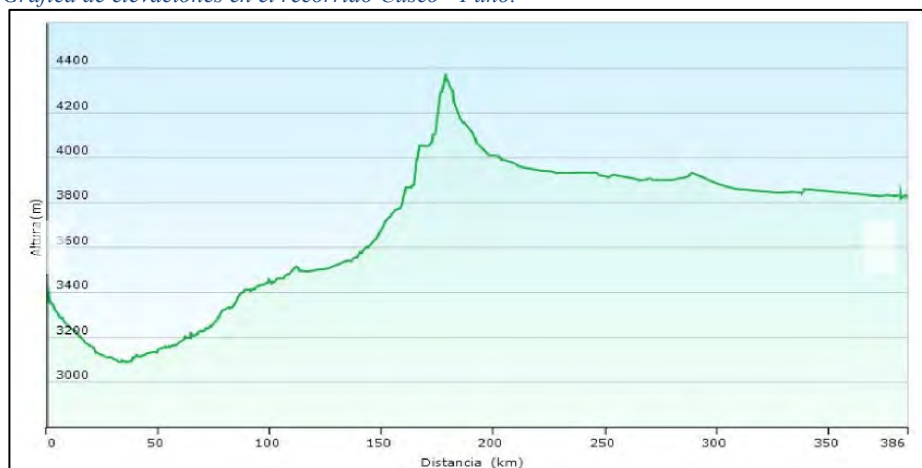
**Tabla 8**  
*Programación semanal de operación de tren Titicaca.*

PROGRAMACION SEMANAL DE OPERACIÓN DEL TREN TITICACA							
HORAS	LUNES	MARTES	MIERCOLES	JUEVES	VIERNES	SABADO	DOMINGO
07:50-13:00	PUNO-LA RAYA	MANTENIMIENTO	CUSCO-LA RAYA	PUNO-LA RAYA	CUSCO-LA RAYA	PUNO-LA RAYA	CUSCO-LA RAYA
13:00-14:00	LA RAYA	MANTENIMIENTO	LA RAYA	LA RAYA	LA RAYA	LA RAYA	LA RAYA
14:00-18:20	LA RAYA-CUSCO	MANTENIMIENTO	LA RAYA-PUNO	LA RAYA-CUSCO	LA RAYA-PUNO	LA RAYA-CUSCO	LA RAYA-PUNO

**Fuente:** *Elaboración propia.*

El tren durante su recorrido atraviesa diferentes elevaciones que van desde los 3350 msnm en la ciudad de cusco bajando hasta los 3088 msnm con un ascenso hasta los 4319 msnm en el abra “La raya” y llegando a los 3833 msnm en la estación de puno.

**Figura 29**  
*Grafica de elevaciones en el recorrido Cusco - Puno.*



**Fuente:** *Tomado de OSITRAN - Vía férrea Ferrocarril del Sur.*



### 3.5 CONDICIONES EXTERIORES

Para este caso en específico tenemos la particularidad de que el tren es un vehículo, por lo tanto, este no posee una condición exterior única, ya que este está sometido a diferentes fenómenos climáticos que afectarían al diseño. Para poder realizar el cálculo se considerará como punto de diseño la ciudad del cusco. El cálculo de la carga térmica del vagón se hizo considerando la condición más desfavorable o crítica de toda la operación a lo largo de la ruta Cusco–Puno, el punto más alto corresponde al sector del Abra La Raya, debido a su mayor altitud, menor densidad del aire y mayores pérdidas térmicas, esto coincide con el horario crítico de operación. Posteriormente, para la selección de la potencia de los equipos de climatización y el análisis psicrométrico se hicieron utilizando las condiciones atmosféricas de la ciudad de Cusco, en vista que es el lugar donde se instalarán los equipos y donde se presentan las mayores solicitudes térmicas de enfriamiento. Este enfoque generaría un diseño conservador y seguro el mismo que representara las condiciones reales de operación del sistema. En la ciudad de cusco el SENAMHI cuenta con una estación meteorológica en el sector de Kayra, así mismo para los cálculos de ganancia de calor se considerará el punto de análisis en la frontera entre cusco y puno el sector denominado la RAYA, el cual es punto medio entre estos 2 departamentos, para este lugar se considerará los datos obtenidos de NASA Power Viewer. Se recomienda consultar el ANEXO A.1 Y A.2 para obtener información más amplia sobre los datos generales de la ciudad de Cusco y de la Raya.

De la data consultada se considera el mes de junio como el mes con temperaturas más bajas y el mes de octubre como el mes con temperaturas más altas.

### 3.6 CONDICIONES INTERIORES

Es el ambiente interior del coche el que se quiere acondicionar o modificar, para este fin se debe tener en cuenta algunas suposiciones y consideraciones:

- Para mantener un control efectivo sobre las condiciones internas del vehículo, se establece la restricción de que los pasajeros no deben abrir las ventanas mientras el sistema de aire acondicionado está en funcionamiento. Esta medida tiene como objetivo evitar infiltraciones no deseadas de aire exterior que podrían comprometer la eficiencia del sistema de climatización.
- Las condiciones de diseño interior, detalladas en la siguiente tabla, proporcionan información crucial para el diseño y la configuración óptima del sistema de aire acondicionado, asegurando así un ambiente interior confortable y adecuado para los ocupantes del vehículo durante todo el viaje.

**Tabla 9**  
*Condiciones de diseño para el vagón de pasajeros.*

Parámetro	Verano		Invierno	
	Intervalo	selección	Intervalo	selección
Temperatura de operación	23°C - 27°C	25°C	18°C - 24°C	22°C
Velocidad promedio del aire	1.8 – 2.4m/s	2.0 m/s	1.8 – 2.4m/s	2.0m/s
humedad relativa	40% - 60%	60%	40% - 60%	50%

**Fuente:** ASHRAE Handbook Fundamentals.

**Figura 30**  
*Ubicación del punto de referencia estación La Raya (4330.73 msnm).*



**Fuente:** [www.earthgoogle.com/web](http://www.earthgoogle.com/web).

### 3.7 CARACTERÍSTICAS QUE MODIFICAN LA CARGA TÉRMICA DEL VAGON

En las características que modifican la carga térmica en el vagón tenemos. Iluminación, Infiltraciones, Ocupación, y Equipos. Para fines de cálculo Se considera un escenario de viaje continuo sin paradas, con una duración extensa desde las 7:00 hasta las 18:00 horas. Durante este largo período, las luces interiores permanecen encendidas, la ocupación y utilización de equipos se considerará al 100%, lo que representa condiciones operativas exigentes que deben ser tomadas en cuenta para asegurar el confort de los pasajeros.

#### ❖ ILUMINACIÓN:

En los vagones existen los siguientes equipos de iluminación:

**Tabla 10**  
*Lista de equipos de iluminación y potencias.*

LISTA DE EQUIPOS DE ILUMINACION Y POTENCIAS				
N° Ítem	Descripción	Cantidad	Potencia unit (W)	Potencia Total (W)
1	Lampara colgante (tulipanes)	18	6	108
2	Lampara dicricoico	7	6	42
3	Lampara de mesa	15	6	90
4	Cintas led laterales (Cenefas)	4	50	200
Potencia total de iluminación				440

**Fuente:** *Elaboración propia.*

#### ❖ EQUIPOS:

Existen diversos equipos en el interior del vagón, estos son:

**Tabla 11**  
*Equipos en el interior del vagón.*

EQUIPOS EN EL INTERIOR DEL VAGON				
N° Ítem	Descripción	Cantidad	Potencia unit (W)	Potencia Total (W)
1	Sist. de audio (Amplificador + bocinas)	1	250	250
2	Aparatos electrónicos (1 x Pasajero)	35	4	140
3	Computador personal (1 x personal)	1	100	100
Potencia total de equipos				490

**Fuente:** *Elaboración propia.*



### ❖ OCUPACION:

Existen diversos equipos en el interior del vagón, estos son:

*Tabla 12*  
*Ocupación del vagón.*

OCUPACIÓN DEL VAGÓN				
N° Ítem	Descripción	Cantidad	Potencia Sensible (W)	Potencia Latente (W)
1	Pasajero	35	60	40
2	Personal de Servicio a Bordo	1	70	55
Potencia Total de Ocupación			2170	1455

*Fuente: Elaboración propia.*

### ❖ INFILTRACIONES:

Las infiltraciones pueden provocar enfriamiento, sin embargo, se considera en este trabajo que el vagón se mantiene bajo una presión positiva, durante condiciones de carga pico, así mismo este se encuentra muy bien aislado por lo que se considera que no existen infiltraciones.

### 3.8 CRITERIOS DE UNIDADES Y CONVERSIONES.

En el presente estudio se adopta el Sistema Internacional de Unidades (SI) como sistema base para el desarrollo y la presentación de los cálculos térmicos. No obstante, considerando que los métodos clásicos de cálculo HVAC, en particular aquellos descritos en ASHRAE Fundamentals, presentan sus correlaciones, coeficientes y ecuaciones originalmente en unidades anglosajonas, así como que los catálogos técnicos y especificaciones comerciales de equipos y accesorios HVAC emplean dichas unidades, se utilizan de manera complementaria unidades como Btu/h, CFM, pulgadas e inWC.

Estas unidades se emplean exclusivamente con fines de desarrollo metodológico, selección y comparación de componentes, realizándose la correspondiente conversión al Sistema Internacional de Unidades cuando los resultados son presentados y analizados. En ningún



caso se mezclan unidades dentro de una misma ecuación, logrando de esta manera la coherencia dimensional en todo el desarrollo del estudio.

Asimismo, las diferencias de temperatura se expresan en kelvin (K), mientras que las temperaturas absolutas se presentan en grados Celsius (°C) para facilitar su interpretación. De igual forma, las pérdidas de carga y presiones se presentan en unidades del SI (Pa), empleándose inWC únicamente cuando resulta necesario para la interpretación de información proveniente de catálogos comerciales.

Las principales conversiones empleadas son las siguientes

- $1 \text{ kW} = 3\,411 \text{ Btu/h}$
- $1 \text{ m}^3/\text{h} = 0,5886 \text{ CFM}$
- $1 \text{ in} = 25,4 \text{ mm}$
- $T \text{ (K)} = T \text{ (}^\circ\text{C)} + 273$
- $1 \text{ inWC} = 249 \text{ Pa}$

### **3.9 CALCULO DE COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR.**

Para determinar las necesidades de enfriamiento y calentamiento de un vehículo, es esencial tener un conocimiento detallado de los materiales utilizados en su carrocería, así como de las características específicas de cada uno de estos materiales. Esto es importante para comprender cómo se transfiere el calor a través de la estructura del vehículo.

La tabla 6 y 7, proporcionan y enumeran las características, así como materiales principales utilizados en la carrocería, junto con sus coeficientes de conductividad térmica. Estos coeficientes indican qué tan fácilmente un material puede transferir calor. Un coeficiente más alto significa una mejor conductividad térmica, lo que puede influir en cómo se diseña el sistema de enfriamiento y calefacción del vehículo.



El modelo de transferencia de calor utilizado estará dado mediante un circuito compuesto por transferencia de calor por conducción, convección y radiación.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \sum \frac{L}{k} + \frac{1}{h_o + h_r}$$

Donde:

$h_i$ : Coeficiente convectivo interior.

$h_o$ : Coeficiente convectivo exterior.

$h_r$ : Coeficiente radiante equivalente.

$\frac{L}{k}$ : Resistencias por conducción.

Pero basado en la metodología RTS a utilizar dispensaremos de la parte radiante ya que esta estará incluida en el valor de la temperatura sol-aire el cual se determinará más adelante.

El cálculo de la temperatura Sol – Aire es una interacción equivalente que integra el efecto de la radiación solar con la superficie exterior del vagón, Por lo tanto, el coeficiente global empleado representa un valor efectivo que incluye implícitamente los efectos radiantes, evitando la doble contabilización de las ganancias térmicas en el sistema, en consecuencia, el modelo del calculo del coeficiente global de transferencia estará dado por:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \sum \frac{L}{k} + \frac{1}{h_o}$$

Donde:

$h_i$ : Coeficiente convectivo interior.

$h_o$ : Coeficiente convectivo exterior.

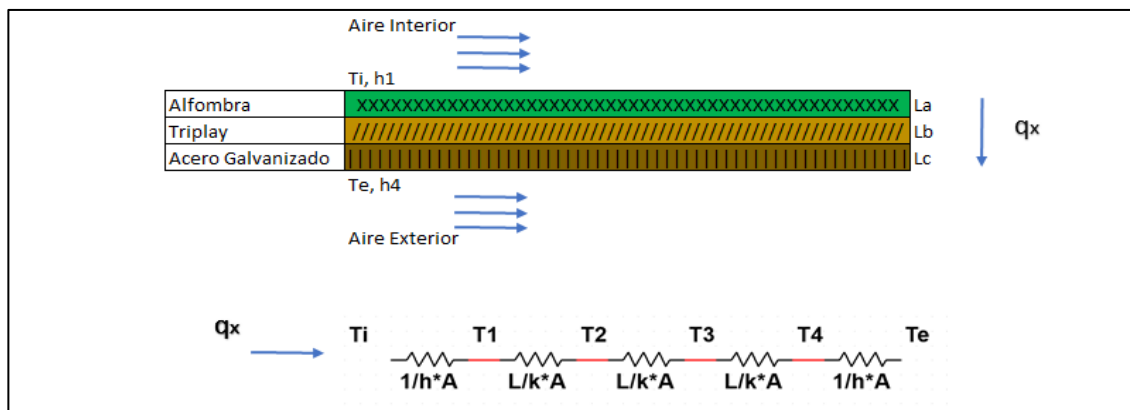
$\frac{L}{k}$ : Resistencias por conducción.

### 3.9.1 PISO

De la tabla 5, podemos obtener el área: 49.32 m<sup>2</sup>

Se observa que la estructura del piso de este vehículo tiene tres capas, una estructura de acero al carbono pero que no se considerara, en vista que el área que representa está en comparación con los elementos como placas, planchas etc. es despreciable. En ese sentido se tiene una plancha plegada de acero galvanizado 0.8 mm, una plancha de triplay 25.4 mm y una capa de alfombra de 12.7 mm. Para este cálculo primeramente se representa un circuito térmico equivalente, a continuación, se muestra el circuito representativo, en el que se verifica transferencia de calor mediante conducción y convección.

**Figura 31**  
Esquema transferencia de calor global en piso.



*Fuente: Elaboración propia.*

Por lo tanto, la ecuación para encontrar el Coeficiente global de transferencia en piso estará dada por la ecuación:

$$R_{tot}A = \frac{1}{h_1} + \frac{L_a}{k_a} + \frac{L_b}{k_b} + \frac{L_c}{k_c} + \frac{1}{h_4} \quad (61)$$

Y la ecuación:

$$U = \frac{1}{R_{tot}A} \quad (62)$$

Para calcular los coeficientes convectivos h1 y h2, será necesario analizar el tipo de



interacción convectiva que existe en la cara interior y exterior. Debido a que dentro del vagón el aire permanece casi estático, se puede asumir que en la parte interior del vagón tenemos una convección natural, de este modo el coeficiente de convección natural estará dado mediante la ecuación (5):

$$h_1 = \frac{Nu * k}{L}$$

Sin embargo, será necesario definir en Valor del número de Nusselt (Nu), Rayleigh (Ra), Grashoff (Gr) y el Numero de Prandtl (Pr) mediante las ecuaciones (6), (7) y (8).

$$Nu = 0.15 * Ra^{1/3} \quad (63)$$

$$Ra = Gr * Pr \quad (64)$$

$$Gr = \frac{g * \beta * (T_{sup} - T_{int}) * L^3 * \rho^2}{\mu^2} \quad (65)$$

Donde:

$g$ : Gravedad: 9.81 m/s<sup>2</sup>.

$\beta$ : Coeficiente volumétrico de expansión.

$L$ : Longitud característica.

$\rho$ : Densidad del aire: calculado a 0.667 atm: 0.8 kg/m<sup>3</sup>.

$\mu$ : viscosidad dinámica 1.825x10<sup>-5</sup> kg/m s.

Para calcular  $\beta$  tenemos:

$$\beta = \frac{1}{T_{fil}}$$

y  $T_{fil}$ , o la temperatura de película, estará dado por:



$$T_{fil} = \frac{T_{sup} + T_{int}}{2}$$

También tenemos la Longitud característica que estará dado por L

$$L = \frac{Area}{Perimetro}$$

Reemplazando en la ecuación (8):

$$Gr = \frac{9.81 \frac{m}{s} * 0.00339 \text{ } ^\circ K^{-1} * (18^\circ C - 24^\circ C) * 1.18m * (0.8kg/m^3)^2}{\left(\frac{0.00001825 kg}{m * s}\right)^2}$$

$$Gr = 641456841.3$$

El valor de (Pr) se obtiene de la siguiente tabla:

**Tabla 13**  
Valores típicos de numero de Prandtl.

**TABLA 6-2**

Rangos típicos de los números de Prandtl para fluidos comunes

Fluido	Pr
Metales líquidos	0.004-0.030
Gases	0.7-1.0
Agua	1.7-13.7
Fluidos orgánicos ligeros	5-50
Aceites	50-100 000
Glicerina	2 000-100 000

*Fuente: Transferencia de Calor 4ta edición Yunus Cengel*

Tomando un valor de Pr=0.7

Reemplazando en la ecuación (7) tenemos que:

$$Ra = 641456841.3 * 0.7$$

$$Ra = 468840805.3$$

Este valor reemplazamos en (6):

$$Nu = 0.15 * (468840805.3)^{1/3}$$

$$Nu = 116.528$$

Con estos valores obtenidos podemos reemplazar en la ecuación de coeficiente convectivo



(5), quedando de la siguiente manera:

$$h1 = \frac{Nu * k}{L}$$

Donde:

$k$ : Conductividad Térmica del Aire: 0.026 W/m K

$$h1 = \frac{116.528 * 0.026 \frac{W}{m} \text{ } ^\circ K}{1.185m}$$

$$h1 = 2.55 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}$$

Ahora para el coeficiente de convección al exterior del vagón consideraremos convección Forzada, en vista que el vagón está en movimiento respecto al aire exterior, el tren Titicaca tiene una velocidad de operación de 50 km/h aproximadamente, siendo su velocidad máxima de 70 km/h, por lo tanto, asumiremos la máxima velocidad del tren, para poder efectuar el cálculo.

El coeficiente convectivo al exterior del vagón está determinado mediante la ecuación (5), sin embargo, la diferencia con la convección natural está en el número de Nusselt (Nu), el cual estará dado por la siguiente ecuación:

$$Nu = 0.037 * Re^{0.8} * Pr^{1/3}$$

Donde:

$Re$ : Numero de Reynolds

$Pr$ : Numero de Prandtl

Y la ecuación de Reynolds esta Expresada de la siguiente manera:



$$Re = \frac{V * L}{v_{ext}}$$

$$v_{ext} = \frac{\mu}{\rho_{ext}}$$

Donde:

$V$ : Velocidad

$L$ : Longitud de la placa en contacto

$\rho_{ext}$ : Densidad del Aire Exterior: 0.826 kg/m<sup>3</sup>

$\mu$ : Viscosidad dinámica del aire: 1.825x10<sup>-5</sup>

Reemplazando los valores en las ecuaciones obtenemos:

$$v_{ext} = \frac{1.825 \times 10^{-5} \text{ kg} * \text{ m/s}}{0.826 \text{ kg/m}^3}$$

$$v_{ext} = 2.209 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Re = \frac{70 \text{ km/h} * 18 \text{ m}}{2.209 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$Re = 15843657.64 \text{ (Turbulento)}$$

Conociendo el número de Reynolds obtenemos el número de Nusselt

$$Nu = 0.037 * 15843657.64^{0.8} * 0.7^{1/3}$$

$$Nu = 19173.6787$$

Y reemplazando todos los valores en la ecuación (5) obtenemos el valor del coeficiente convectivo exterior del vagón:



$$h_2 = \frac{Nu * k}{L}$$

Donde:

$k$ : Conductividad Térmica del Aire: 0.026 W/m K

$$h_2 = \frac{19173.6787 * 0.026}{18}$$

$$h_2 = 27.69 \frac{W}{m^2 * K}$$

Ahora conociendo los Valores de los coeficientes convectivos  $h_1$  y  $h_2$ , y los valores de conductividad térmica de los materiales podemos aplicar la ecuación para el cálculo del coeficiente global de transferencia  $U_{piso}$ :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{LA}{KA} + \frac{LB}{KB} + \frac{LC}{KC} + \frac{1}{h_4}}$$

$$U_{piso} = \frac{1}{\frac{1}{2.55} + \frac{0.0127}{0.1} + \frac{0.0254}{0.16} + \frac{0.0008}{51.9} + \frac{1}{27.69}}$$

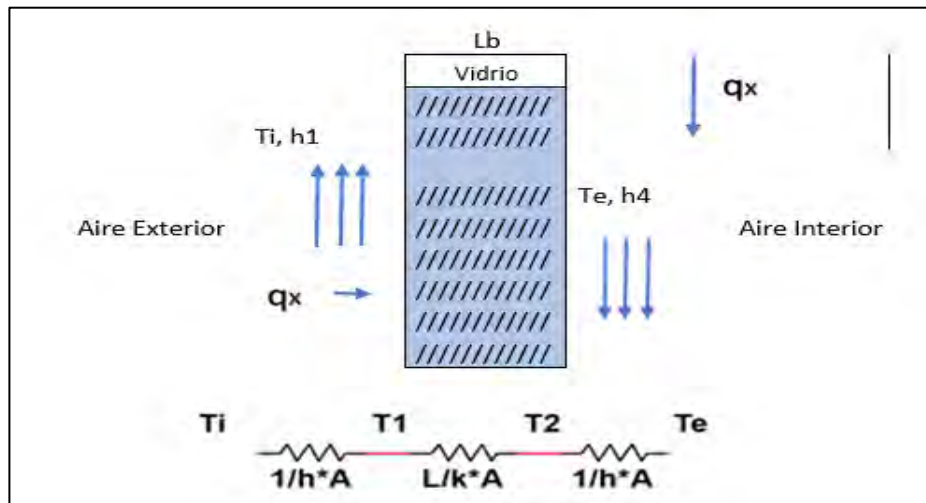
$$U_{piso} = 1.402 \frac{W}{m^2 * K}$$

### 3.9.2 VIDRIOS

De la tabla 6 obtenemos el valor de área para vidrios de: 14.90 m<sup>2</sup>

Para los vidrios, el cálculo del coeficiente global de transferencia se podrá calcular con el resultado del siguiente circuito:

**Figura 32**  
Esquema transferencia de calor global en vidrios.



Fuente: Elaboración propia.

De manera similar al procedimiento anterior se deberá calcular los coeficientes convectivos y de las propiedades del material se obtendrá datos de la conductividad térmica del material.

De la Tabla 6 tenemos que para el vidrio Laminado:

Datos:

Material: Vidrio templado

Conductividad térmica K: 1.16 W/m K

Espesor=0.006 m

Coefficiente convectivo Interior  $h_1$ : 7.5 m<sup>2</sup> K/W.

Coefficiente convectivo Exterior  $h_2$ : 27.695 m<sup>2</sup> K/W.

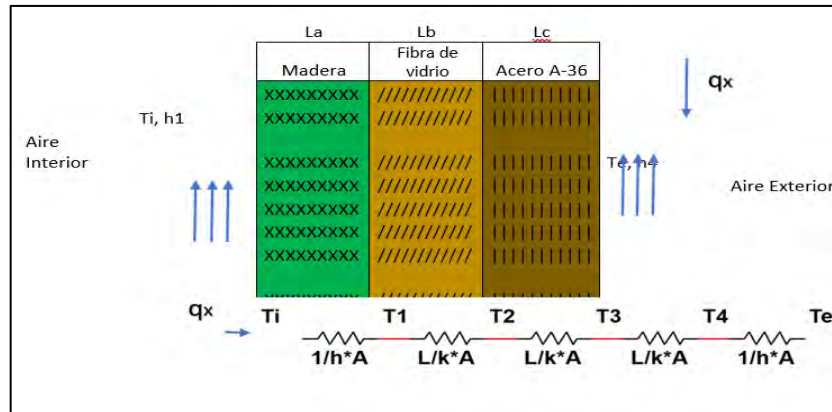
$$U_{\text{vidrio}} = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{L}{kA} + \frac{1}{h_2}}$$
$$U_{\text{vidrio}} = \frac{1}{\frac{1}{7.5} + \frac{0.006}{1.16} + \frac{1}{27.695}} = 5.75 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

### 3.9.3 PAREDES LATERALES:

El cálculo para los coeficientes convectivos de las paredes del vagón es realizado de manera similar al anterior cálculo del suelo con las consideraciones de los cambios en las áreas y

la geometría de las superficies estudiadas, debiendo aplicarse la misma metodología en el cálculo.

**Figura 33**  
*Esquema transferencia de calor global en paredes laterales.*



**Fuente:** Elaboración propia.

Datos:

Área: 26.75 m<sup>2</sup>

Materiales: Madera, Fibra de Vidrio, Acero A-36

Conductividades térmicas K: 0.25 W/m K, 0.09 W/m K, 51.9 W/m K.

Espesores: 0.0127m, 0.04m, 0.002m.

Coefficiente convectivo Interior h1: 2.167 m<sup>2</sup> K/W.

Coefficiente convectivo Exterior h2: 27.69 m<sup>2</sup> K/W.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{L_A}{k_A} + \frac{L_B}{k_B} + \frac{L_C}{k_C} + \frac{1}{h_2}}$$

$$U_{lateral} = \frac{1}{\frac{1}{2.167} + \frac{0.0127}{0.25} + \frac{0.04}{0.09} + \frac{0.002}{51.9} + \frac{1}{27.69}}$$

$$U_{lateral} = 1.023 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$



### 3.9.4 PAREDES FRONTAL Y POSTERIOR:

De igual manera se calculan los coeficientes convectivos para las paredes frontal y posterior, para posteriormente calcular el coeficiente global de transferencia:

Datos:

Área: 4.782 m<sup>2</sup>

Materiales: Madera, Fibra de Vidrio, Acero A-36

Conductividades térmicas K: 0.25 W/m K, 0.09 W/m K, 51.9 W/m K.

Espesores: 0.0127m, 0.04m, 0.002m.

Coefficiente convectivo Interior h<sub>1</sub>: 2.033 m<sup>2</sup> K/W.

Coefficiente convectivo Exterior h<sub>2</sub>: 42.72 m<sup>2</sup> K/W.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{LA}{KA} + \frac{LB}{KB} + \frac{LC}{KC} + \frac{1}{h_2}}$$

$$U_{\text{frontal}} = \frac{1}{\frac{1}{2.033} + \frac{0.0127}{0.25} + \frac{0.04}{0.09} + \frac{0.002}{51.9} + \frac{1}{42.72}}$$

$$U_{\text{frontal}} = 0.981 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

La parte posterior del vagón posee las mismas características que la parte frontal, por lo tanto, el valor del coeficiente global de transferencia será el mismo:

$$U_{\text{posterior}} = 0.989 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$



### 3.9.5 TECHO

Datos:

Área: 50.4 m<sup>2</sup>

Materiales: Acero A-36, Fibra de Vidrio, Triplay

Conductividades térmicas K: 51.9 W/m K, 0.09 W/m K, 0.16 W/m K.

Espesores: 0.002m, 0.04m, 0.006m.

Coefficiente convectivo Interior h1: 0.871 m<sup>2</sup> K/W.

Coefficiente convectivo Exterior h2: 27.695 m<sup>2</sup> K/W.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{LA}{KA} + \frac{LB}{KB} + \frac{LC}{KC} + \frac{1}{h_2}}$$

$$U_{techo} = \frac{1}{\frac{1}{0.871} + \frac{0.002}{51.9} + \frac{0.04}{0.09} + \frac{0.006}{0.16} + \frac{1}{27.695}}$$

$$U_{techo} = 0.600 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

Con los datos obtenidos se presenta la siguiente tabla:

**Tabla 14**  
*Resumen de coeficientes globales de transferencia en superficies.*

RESUMEN DE COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSFERENCIA EN SUPERFICIES			
N°	Superficie	Área	U (w/m <sup>2</sup> K)
1	Piso	49.320	1.402
2	Paredes laterales	26.750	1.023
3	Paredes frontal y posterior	4.782	0.981
4	Techo	50.40	0.600
5	Vidrios	14.900	5.75

*Fuente: Elaboración propia.*

### 3.10 CÁLCULO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO - RTS

Se calcularán las cargas térmicas utilizando el método RTS

#### 3.10.1 GANANCIAS POR ILUMINACION

Primero se calcula la ganancia de calor debido a las luminarias en las horas de funcionamiento, estas ganancias de calor son debidas a transferencia de calor por convección y radiación. La ecuación para el cálculo de las ganancias de calor debida a la

iluminación es:

$$Q_{lum} = W * F_{lum} * F_{sa}$$

Donde:

$Q_{lum}$  = Ganancia de calor (w).

$W$  = Potencia total de iluminación.

$F_{lum}$  = Factor de uso de iluminación.

$F_{sa}$  = Factor de Permisividad = 1.

$W= 440W$  potencia total de iluminación.

$F_{lu}=1$  Se asume que las cargas de iluminación son constantes durante todo el día.

$F_{sa}=1$  Se asume que las cargas de iluminación son constantes durante todo el día.

$$Q_{lum} = 3.41 * 440 * 1 * 1$$

$$Q_{lum} = 1500.4 \text{ Btu/h} = 440 \text{ W}$$

**Tabla 15**  
*Fracciones radiantes y convectivas.*

Luminaire Category	Space Fraction	Radiative Fraction	Notes
Recessed fluorescent luminaire without lens	0.64 to 0.74	0.48 to 0.68	<ul style="list-style-type: none"> <li>Use middle values in most situations</li> <li>May use higher space fraction, and lower radiative fraction for luminaire with side-slot returns</li> <li>May use lower values of both fractions for direct/indirect luminaire</li> <li>May use higher values of both fractions for ducted returns</li> </ul>
Recessed fluorescent luminaire with lens	0.40 to 0.50	0.61 to 0.73	<ul style="list-style-type: none"> <li>May adjust values in the same way as for recessed fluorescent luminaire without lens</li> </ul>
Downlight compact fluorescent luminaire	0.12 to 0.24	0.95 to 1.0	<ul style="list-style-type: none"> <li>Use middle or high values if detailed features are unknown</li> <li>Use low value for space fraction and high value for radiative fraction if there are large holes in luminaire's reflector</li> </ul>
Downlight incandescent luminaire	0.70 to 0.80	0.95 to 1.0	<ul style="list-style-type: none"> <li>Use middle values if lamp type is unknown</li> <li>Use low value for space fraction if standard lamp (i.e. A-lamp) is used</li> <li>Use high value for space fraction if reflector lamp (i.e. BR-lamp) is used</li> </ul>
Non-in-ceiling fluorescent luminaire	1.0	0.5 to 0.57	<ul style="list-style-type: none"> <li>Use lower value for radiative fraction for surface-mounted luminaire</li> <li>Use higher value for radiative fraction for pendant luminaire</li> </ul>

**Fuente:** Tomado de ASHRAE Fundamentals 2017 Cap. 18.6.

De la anterior tabla 14 se encuentra que la fracción de radiación es 0.61 por lo cual el 61% es calor por radiación y el restante se debe a convección

$$Q_{lum,c} = 1500.4 * 0.39$$

$$Q_{lum,c} = 585.156 \text{ Btu/h} = 171.6 \text{ W}$$



Cálculo de la carga de enfriamiento por radiación:

- $Q_{r,i}$ : Carga de enfriamiento por radiación en la hora i (Btu/h).
- $q_{r,i}$ : Ganancia de calor por radiación en la hora i (Btu/h).
- $r_i$ : Factor de tiempo de radiación para la hora i.

Ecuacion:

$$Q_{r,i} = r_0 * q_{r,i} + r_1 * q_{r,i-1} + r_2 * q_{r,i-2} + \dots + r_{23} * q_{r,i-23}$$

**Tabla 16**  
Factores solares radiantes RTS – ASHRAE.

**Table 19 Representative Nonsolar RTS Values for Light to Heavy Construction**

% Glass	Interior Zones																							
	Light						Medium						Heavy											
	With Carpet			No Carpet			With Carpet			No Carpet			With Carpet			No Carpet								
Hour	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%	With Carpet	No Carpet	With Carpet	No Carpet	With Carpet	No Carpet
	Radiant Time Factor, %																							
0	47	50	53	41	43	46	46	49	52	31	33	35	34	38	42	22	25	28	46	40	46	31	33	21
1	19	18	17	20	19	19	18	17	16	17	16	15	9	9	9	10	9	9	19	20	18	17	9	9
2	11	10	9	12	11	11	10	9	8	11	10	10	6	6	5	6	6	6	11	12	10	11	6	6
3	6	6	5	8	7	7	6	5	5	8	7	7	4	4	4	5	5	5	6	8	6	8	5	5
4	4	4	3	5	5	5	4	3	3	6	5	5	4	4	4	5	5	4	4	5	3	6	4	5
5	3	3	2	4	3	3	2	2	2	4	4	4	4	3	3	4	4	4	3	4	2	4	4	4
6	2	2	2	3	3	2	2	2	2	4	3	3	3	3	3	4	4	4	2	3	2	4	3	4
7	2	1	1	2	2	2	1	1	1	3	3	3	3	3	3	4	4	4	2	2	1	3	3	4
8	1	1	1	1	1	1	1	1	1	3	2	2	3	3	3	4	4	4	2	2	1	3	3	4
9	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	3	3	2	3	3	3	1	1	1	2	3	3
10	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	3	2	2	3	3	3	1	1	1	2	3	3
11	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	3	3	3	1	1	1	2	3	3
12	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	3	3	3	1	1	1	1	2	3
13	1	1	1	0	1	0	1	1	1	1	1	1	2	2	2	3	3	2	1	1	1	1	2	3
14	0	0	1	0	1	0	1	1	1	1	1	1	2	2	2	3	2	2	1	0	1	1	2	3
15	0	0	1	0	0	0	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	0	0	1	1	2	3
16	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	0	0	1	1	2	3
17	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	0	0	1	1	2	2
18	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	2	2	1	2	2	2	0	0	1	1	2	2
19	0	0	0	0	0	0	1	0	0	1	1	1	2	2	1	2	2	2	0	0	1	0	2	2
20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	2	1	1	2	2	2	0	0	0	0	2	2
21	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	2	1	1	2	2	2	0	0	0	0	2	2
22	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	1	1	1	1	2	2	2	0	0	0	0	1	2
23	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	2	2	1	0	0	0	0	1	2

Fuente: Tomado de ASHRAE Fundamentals 2017 Cap. 18.6.

Cálculo específico para la hora 15:

- $Q_{r,15}$ : Carga de enfriamiento por radiación en la hora 15:00 en (Btu/h).

$$Q_{r,15} = r_0 * (0.61 * q_{15}) + r_1 * (0.61 * q_{14}) + r_2 * (0.61 * q_{13}) + \dots + r_{23} * (0.61 * q_{r,16})$$

**Tabla 17**Carga de enfriamiento por radiación  $Q_r, i$  (Btu/h).

Hora local estándar LST (h)	utilización	q	$Q_r, i$ (Btu/h).	Hora local estándar LST (h)	(Ri) Radiant Time Factor	
					RTF	RTF (%)
0	0%	0	164.74392	23	0	0
1	0%	0	100.67684	22	0	0
2	0%	0	82.37196	21	0	0
3	0%	0	64.06708	20	0	0
4	0%	0	54.91464	19	0	0
5	0%	0	45.7622	18	0	0
6	0%	0	36.60976	17	0	0
7	100%	1500.4	448.46956	16	0	0
8	100%	1500.4	613.21348	15	0	0
9	100%	1500.4	704.73788	14	1	0.01
10	100%	1500.4	750.50008	13	1	0.01
11	100%	1500.4	787.10984	12	1	0.01
12	100%	1500.4	814.56716	11	1	0.01
13	100%	1500.4	832.87204	10	1	0.01
14	100%	1500.4	851.17692	9	1	0.01
15	100%	1500.4	860.32936	8	1	0.01
16	100%	1500.4	869.4818	7	2	0.02
17	100%	1500.4	878.63424	6	2	0.02
18	100%	1500.4	887.78668	5	3	0.03
19	100%	1500.4	896.93912	4	4	0.04
20	0%	0	485.07932	3	6	0.06
21	0%	0	320.3354	2	11	0.11
22	0%	0	219.65856	1	19	0.19
23	0%	0	164.74392	0	46	0.46

Fuente: Tomado de ASHRAE Fundamentals 2017 Cap. 18.6.

$$Q_{r15} = 860.329 \frac{Btu}{h} = 252.29 W$$

Carga de enfriamiento total de iluminación:

- $Q_{iluminacion}$ : Carga total de enfriamiento de la iluminación (Btu/h).
- $Q_{conv}$ : Carga de enfriamiento por convección (Btu/h).
- $Q_{rad}$ : Carga de enfriamiento por radiación (Btu/h).



Fórmula:

$$Q_{iluminacion} = Q_{conv} + Q_{rad}$$

$$Q_{iluminacion} = 585.156 + 860.329 = 1445.485 \frac{Btu}{h} = 423.90 W$$

### 3.10.2 GANANCIAS POR OCUPANTES

Las ganancias por ocupación, generan carga sensible y carga latente, mismas que serán cargas instantáneas aportadas al ambiente. El manual de Aire Acondicionado de Carrier, especifica valores recomendados de ganancias de calor por ocupación:

**Tabla 18**

*Aportes de carga latente y sensible de personas en ciertas actividades.*

Temperatura del espacio a acondicionar			25°C
Grado de actividad	Metabolismo en persona promedio	sensible (W)	Latente (W)
Sentados en reposo	100	60	40
Sentados, con trabajo ligero	125	70	55

*Fuente: Adaptado de Manual de Aire Acondicionado de Carrier.*

Información:

Pasajeros: 35

Tripulantes: 1

Ganancia calor sensible:

$$Q_{ocupantes - sensible} = 7408.673 Btu/h = 2172.63 W$$

Ganancia calor latente:

$$Q_{ocupantes - latente} = 4967.566 \frac{Btu}{h} = 1456.76 W$$

### 3.10.3 EQUIPOS

Los equipos presentes en el vagón de tren son equipos que no modifican la humedad en el ambiente interior, por lo tanto, solo tendrán una componente sensible. Como equipos serán considerados los dispositivos que puedan llevar consigo los pasajeros tal como smartphones y/o tabletas, por otro lado, para el sistema de audio, el vagón de tren lleva un Amplificador de audio y sistema de estéreo de bocinas, y adicionalmente para poder incorporar información y/o música, cada vagón cuenta con una computadora personal. Por lo tanto, las cargas por equipos están consideradas según la tabla n°18:

**Tabla 19**  
*Equipos que generan carga de enfriamiento.*

EQUIPOS QUE GENERAN CARGA DE ENFRIAMIENTO				
N° Ítem	Descripción	Cantidad	Potencia unit (W)	Potencia Total (W)
1	Sist. de audio (Amplificador + bocinas)	1	250	250
2	Aparatos electrónicos (1 x Pasajero)	35	4	140
3	Computador personal (1 x personal)	1	100	100
Potencia total de Equipos				490

*Fuente: Elaboración propia.*

De la tabla anterior verificamos que la potencia total equipo es 490 W

$$Q_{equipos} = 3.41 * (Potencia\ total\ de\ equipos\ (W))$$

$$Q_{equipos} = 1672.92\ Btu/h = 490\ W$$

### 3.10.4 CARGA DE ENFRIAMIENTO DE PAREDES Y TECHO

Para calcular la carga de enfriamiento en las superficies del vagón se deberá establecer el azimut según la siguiente tabla:

**Figura 34**  
*Orientación de las superficies y azimut del sol en el sur.*

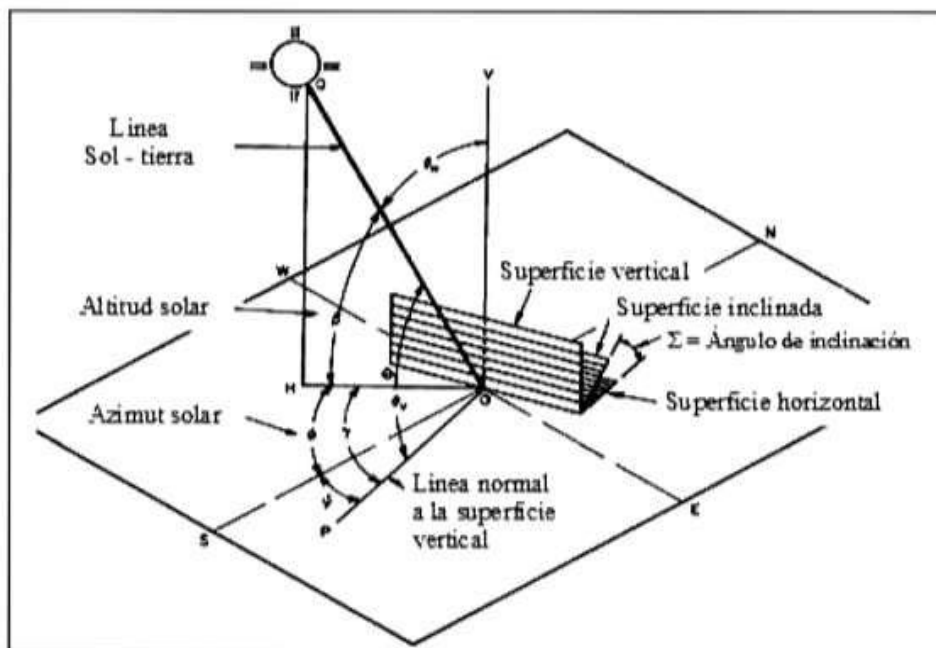
Orientation	N	NE	E	SE	S	SW	W	NW
Surface azimuth $\psi$	180°	-135°	-90°	-45°	0	45°	90°	135°

*Fuente: AHSRAE Handbook Fundamentals.*

Por otro lado, se deberá establecer los ángulos solares que inciden en las superficies verticales y horizontales del vagón.

**Figura 35**

*Ángulos solares para superficies horizontales y verticales.*



*Fuente: AHSRAE Handbook Fundamentals.*

El azimut solar estará representado en relación al sur, utilizando la siguiente tabla.

**Tabla 20**

*Exposición solar de superficies.*

Nor Oeste	Orientación	45°	$\Psi$ (°)	135°	U (W/m <sup>2</sup> K)
	Área de pared posterior (m <sup>2</sup> )		A panel post	4.782	0.981
Nor Este	Orientación	45°	$\Psi$ (°)	-135°	U (W/m <sup>2</sup> K)
	Área de pared lateral izq (m <sup>2</sup> )		A pared	19.3	1.022
	Área de ventanas (m <sup>2</sup> )		A ventanas	7.45	5.75
Sur Este	Orientación	45°	$\Psi$ (°)	-45°	U (W/m <sup>2</sup> K)
	Área de pared Delantera (m <sup>2</sup> )		A panel frontal	4.782	0.981
Sur Oeste	Orientación	45°	$\Psi$ (°)	45°	U (W/m <sup>2</sup> K)
	Área de pared lateral der (m <sup>2</sup> )		A pared	19.3	1.022
	Área de ventanas (m <sup>2</sup> )		A ventanas	7.45	5.75
Cualquier exposición	Orientación	-	$\Psi$ (°)		U (W/m <sup>2</sup> K)
	Área De techo (m <sup>2</sup> )		A techo	49.32	0.600

*Fuente: Elaboración propia.*



Para determinar la carga de enfriamiento, es necesario seguir el procedimiento que se detalla a continuación:

- I. Determinar la temperatura sol-aire en las superficies exteriores.
- II. Calcular la ganancia de calor mediante conducción empleando el método CTS.
- III. Evaluar la carga de enfriamiento de la pared utilizando el método RTS.

## I. CÁLCULO DE TEMPERATURA SOL-AIRE

Para efectuar el cálculo deberemos calcular primero la irradiancia solar:

Datos:

n: día más caluroso del año  $n=312$

TZ: Factor de zona  $Tz=-5$

Longitud:  $-70.988^\circ$

Latitud:  $-14.48^\circ$

Reemplazando en la ecuación del tiempo (31), (30) y Declinación Ecuatorial. (34)

$$r = 360^\circ \frac{n - 1}{365}$$
$$r = 306.73^\circ$$

$$ET = 2.2918[0.0075 + 0.1868 \cos(r) - 3.2077 \sin(r) - 1.4615 \cos(2r) - 4.089 \sin(2r)]$$
$$ET = 16.18$$

$$\delta = 23.45 \sin\left(360^\circ \frac{n + 284}{365}\right)$$
$$\delta = -8.213^\circ$$

Así mismo, se calcula el meridiano local estándar LSM Ec. (33)

$$LSM = 15 * TZ$$
$$LSM = -75$$

Para el cálculo de la temperatura Sol – Aire, se utilizan los datos mostrados a continuación:

**Tabla 21**  
Datos para cálculo de temperatura sol-aire.

DATOS:			
$\psi$	Orientación Suroeste	45	°
$\Sigma$	Superficie inclinada desde la horizontal	90	°
LST	Hora local estándar = 15 (3:00 pm)	15	hrs
ET	Ecuación de tiempo	16.1845	minutos
$\delta$	Declinación	-8.212313019	°
E 0	Flujo radiante espacial	1400	W/m <sup>2</sup>
LSM	Meridiano local estándar	-75	-
LON	Longitud	-70.9888	°
LAT	Latitud	-14.48	°
Tb	Profundidad óptica del haz de luz	0.313	-
Td	Profundidad óptica de difusión	2.509	-

Fuente: Elaboración propia.

Así mismo se tienen las siguientes tablas para establecer valores de Flujo radiante Espacial y Profundidad óptica de Haz de luz directa y difusa:

**Tabla 22**  
Valores recomendados por ASHRAE.

Table 2 Approximate Astronomical Data for 21st Day of Each Month												
Month	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
Day of year	21	52	80	111	141	172	202	233	264	294	325	355
$E_p$ , W/m <sup>2</sup>	1410	1397	1378	1354	1334	1323	1324	1336	1357	1380	1400	1411
Equation of time (ET), min	-10.6	-14.0	-7.9	1.2	3.7	-1.3	-6.4	-3.6	6.9	15.5	13.8	2.2
Declination $\delta$ , degrees	-20.1	-11.2	-0.4	11.6	20.1	23.4	20.4	11.8	-0.2	-11.8	-20.4	-23.4

Fuente: Extraído de ASHRAE Handbook Fundamentals.

**Tabla 23**  
Valores recomendados de propiedades ópticas por ASHRAE para el diseño.

Clear Sky Solar Irradiance	$\tau_{amb}$	0.304	0.292	0.291	0.276	0.270	0.265	0.269	0.313	0.352	0.329	0.313	0.305
	$\tau_{surd}$	2.875	2.650	2.652	2.705	2.685	2.707	2.661	2.461	2.350	2.444	2.509	2.568
	E <sub>tot</sub> at noon	1039	1044	1025	1009	965	975	978	965	948	993	1023	1037
	E <sub>dir</sub> at noon	107	99	96	86	82	78	83	108	127	120	113	107

Fuente: Extraído de (<https://ashrae-meteo.info/>).

Cálculos:

### 1. Hora solar aparente (AST):

Utilizando la ecuación (32) obtenemos:

$$AST = LST + \frac{ET}{60} + \frac{(LON - LSM)}{15}$$



$$AST = 15.54 \text{ horas}$$

## 2. Ángulo horario (H):

Mediante la ecuación (35):

$$H = 15 * (AST - 12)$$

$$H = 53.06^\circ$$

## 3. Altitud solar ( $\beta$ ):

$$\sin \beta = \cos L \cos \delta \cos H + \sin L \sin \delta$$

$$\beta = 37.71^\circ$$

## 4. Azimut del sol ( $\varphi$ ):

$$\sin \varphi = \frac{\sin H \cos \delta}{\cos \beta}$$

$$\varphi = 88.078^\circ$$

## 5. Azimut superficie solar ( $\gamma$ ):

Con la ecuación (44) calculamos el azimut de la superficie solar:

$$\gamma = \varphi - \psi$$

Donde:

$\gamma$ : Azimut superficie - sol

$\varphi$ : Azimut del sol

$\psi$ : Orientación sur-oeste:  $45^\circ$

$$\gamma = 88.078 - 45^\circ$$

$$\gamma = 43.078$$

## 6. Ángulo de incidencia ( $\theta$ ):

Conociendo los valores de  $\beta$  y  $\Sigma$ , es posible calcular el valor de “ $\theta$ ” Angulo de incidencia mediante la ecuación (45).

$$\cos \theta = \cos \beta \cos \gamma \sin \Sigma + \sin \beta \cos \Sigma$$

$$\theta = 54.70^\circ$$



### 7. Irradiación de rayos solares, dirección normal (Eb):

Para el cálculo de la irradiación de los rayos solares en el plano perpendicular al de análisis, tendremos que definir los valores de “ab” y “m”

$$m = \frac{1}{\sin(\beta) + 0.50572 * (6.07995 + \beta)^{-1.6364}}$$

$$m = 1.635$$

$$ab = 1.219 - 0.043 * Tb - 0.15 * Td - 0.204 * Tb * Td$$

$$ab = 0.668$$

$$Eb = E0 * \exp(-Tb * m^{ab})$$

$$Eb = 1400 * \exp(-0.313 * (1.635)^{0.668})$$

$$Eb = 906.12 \text{ w/m}^2$$

### 8. Radiación Directa hacia la superficie Etb:

Tomando la ecuación (47)

$$Etb = Eb * \cos\theta$$

$$Etb = 523.597 \text{ w/m}^2$$

### 9. Radio Y:

Este valor será útil para el cálculo de la radiación Difusa mediante la ecuación (49) y remplazándola en la ecuación (48).

$$Y = 0.55 + 0.437 * \cos(\theta) + 0.313 * (\cos(\theta))^2$$

$$Y = 0.55 + 0.437 * \cos(54.7) + 0.313 * (\cos(54.7))^2$$

$$Y = 0.907$$



### 10. Irradiación difusa $E_d$ - superficies horizontales ( $a_d$ ):

Previo al cálculo de la Radiación Difusa  $E_d$  será necesario establecer el valor de “ $a_d$ ”, relacionado a la superficie horizontal y luego empleando la ecuación.

$$a_d = 0.202 + 0.85 * T_b - 0.007 * T_d - 0.357 * T_b * T_d$$

$$a_d = 0.1707$$

$$E_d = E_0 * \exp(-T_d * m^{a_d})$$

$$E_d = 1400 * \exp(-2.509 * (0.1635)^{0.1707})$$

$$E_d = 91.399 \text{ W/m}^2$$

### 11. Irradiación difusa $E_{t,d}$ – superficies verticales ( $E_{t,d}$ ):

Utilizando la ecuación (48):

$$E_{t,d} = E_d * Y$$

$$E_{t,d} = 82.902 \text{ W/m}^2$$

### 12. Irradiación reflejada $E_{t,r}$ :

Utilizando la ecuación (50) se puede calcular la radiación reflejada de suelo:

Datos:

$P_g$ : Valor recomendado  $P_g = 0.1504$  (ASHRAE, 2017).

$$E_{t,r} = (E_b * \text{sen}(\beta) + E_d) * p_g * \frac{1 - \text{cos}(\Sigma)}{2}$$

$$E_{t,r} = 48.57 \text{ W/m}^2$$

### 13. Irradiación superficial total ( $E_t$ ):

La Radiación total, será la suma de las radiaciones Directa, difusa y la reflejada, con los valores de estas variables previamente calculados, reemplazando en la ecuación (46):

$$E_t = E_{t,b} + E_{t,d} + E_{t,r}$$

$$E_t = 523.597 + 82.902 + 48.57$$

$$E_t = 655.072 \text{ W/m}^2$$



#### 14. Temperatura sol-aire ( $T_e$ ):

$$T_e = t_o + \alpha * \frac{Et}{h_o} - \frac{\epsilon \Delta R}{h_o}$$

Los componentes que incluye la ecuación, son:

- $\alpha$ , que representa la capacidad de absorción de la superficie para la radiación.
- $\epsilon \Delta R$ , la cantidad total de radiación solar incidente sobre la superficie.
- $h_o$ , el coeficiente combinado de transferencia de calor por convección y radiación.
- $t_o$ , la temperatura del aire exterior, en grados Celsius.
- $t_s$ , la temperatura superficial de la superficie, en grados Celsius.
- $\epsilon$ , la capacidad de emisión hemisférica de la superficie.
- $\Delta R$ , la diferencia entre la radiación incidente de onda larga sobre la superficie, proveniente del cielo y los alrededores, y la radiación emitida por los cuerpos negros en el exterior, medida en vatios por metro cuadrado.

Para calcular la temperatura del aire exterior  $t_o$  para cada hora del día, se emplea la siguiente fórmula:

$$t_o = DB - (MCDBR) * (f)$$

Donde:

DB = 24.1°C: Temperatura de diseño de bulbo seco para el mes de diciembre (consultar Anexo A.3).

MCDBR = 13.1: Rango de temperatura principal coincidente de bulbo seco (consultar Anexos A.3).

f = Rango de fracción diaria de temperatura, para las 15.00 (ver tabla siguiente).

**Tabla 24**  
Rango de fracciones horarias de temperatura.

Hora, h	Fracción, f	Hora, h	Fracción, f	Hora, h	Fracción, f
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	0,50
5	1,00	13	0,05	21	0,59
6	0,98	14	0,00	22	0,68
7	0,91	15	0,00	23	0,75
8	0,74	16	0,06	24	0,82

Fuente: Extraído de ASHRAE Handbook Fundamentals.

**Tabla 25**  
Valores de DCBR Recomendados por ASHRAE.

Monthly Design Dry Bulb and Mean Coincident Wet Bulb Temperatures	0.4%	DB	22.7	22.5	22.4	22.9	22.5	22.1	22.2	23.1	23.2	24.1	24.1	23.2	
		MCWB	10.9	10.8	10.8	9.3	8.1	7.2	6.8	7.2	8.0	8.0	8.6	9.1	9.3
	2%	DB	21.0	20.9	21.0	21.2	21.3	21.0	21.1	22.0	22.1	22.6	22.9	21.8	21.8
		MCWB	10.5	10.8	10.5	9.5	8.1	7.1	6.5	6.8	8.0	8.8	9.0	9.8	9.8
	5%	DB	19.8	19.5	19.8	20.2	20.7	20.1	20.1	20.9	21.1	21.2	21.8	20.2	20.2
		MCWB	10.4	10.5	10.3	9.6	8.1	7.0	6.4	6.8	7.8	8.9	9.3	9.8	9.8
	10%	DB	18.2	18.1	18.2	19.1	19.6	19.1	19.0	19.8	19.9	20.0	20.2	19.0	19.0
		MCWB	10.1	10.4	10.2	9.4	8.1	7.0	6.4	7.0	8.0	8.9	9.5	9.9	9.9
	Monthly Design Wet Bulb and Mean Coincident Dry Bulb Temperatures	0.4%	WB	12.1	12.3	12.1	11.6	10.4	9.3	8.8	9.2	9.9	10.7	11.4	11.7
			MCDB	19.2	19.4	19.4	19.2	19.1	19.0	18.5	19.3	19.6	19.5	19.7	19.0
		2%	WB	11.4	11.6	11.4	10.8	9.7	8.7	8.1	8.5	9.3	10.2	10.8	11.1
			MCDB	18.2	18.3	18.5	18.4	18.3	18.3	17.6	18.5	18.8	18.9	19.3	18.6
5%		WB	10.9	11.1	10.9	10.3	9.3	8.2	7.6	8.1	8.9	9.7	10.3	10.6	
		MCDB	17.5	17.6	17.8	17.7	17.9	17.6	17.1	17.9	18.2	18.1	18.7	17.7	
10%		WB	10.5	10.6	10.5	9.9	8.8	7.7	7.1	7.6	8.4	9.3	9.9	10.2	
		MCDB	16.7	16.7	16.9	17.0	17.2	17.0	16.6	17.2	17.4	17.5	18.1	16.9	
Mean Daily Temperature Range		5% DB	MDBR	10.6	10.4	11.0	13.2	16.1	17.5	17.7	17.0	15.1	13.4	13.1	11.5
			MCDBR	12.4	12.3	12.8	14.8	17.8	18.9	19.4	18.9	16.8	15.5	15.1	13.5
		5% WB	MCWBR	4.3	4.6	4.8	5.7	7.1	7.6	7.8	7.3	6.0	5.1	4.8	4.7
			MCDBR	10.7	10.7	11.2	13.0	15.4	17.0	17.1	16.6	14.8	13.4	13.1	11.4
	5% WB	MCWBR	4.2	4.4	4.5	5.2	6.4	7.1	7.2	6.5	6.0	5.1	4.8	4.7	

Fuente: Extraído de ASHRAE climatic design conditions (<https://ashrae-meteo.info/>).

$$t_o = DB - (MCDBR) * (f)$$

$$t_o = 24.1 - (13.5) * (0)$$

$$t_o = 24.1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Con estos valores, la temperatura sol aire presente en el análisis esta dado por la Ecuación:

$$T_e = t_o + \alpha * E_t / h_o - \epsilon \Delta R / h_o$$

Donde:

$\alpha/h_0 = 0.026$  para superficies con colores claros (valor por defecto)

$\epsilon \Delta R/h_0 = 0$  (0 si es inclinada, 4 si es horizontal)

$$T_e = 41.131 \text{ } ^\circ\text{C}$$

De la misma forma se calcularán todos los parámetros para las paredes Frontales y techo

Obteniendo el siguientes Tablas de Resumen:

**Tabla 26**

Resumen de cálculos de ángulos solares y radiación sobre pared lateral.

Pared lateral			
Cálculo de la hora solar aparente (AST)			
AST=	$LST + ET/60 + (LON - LSM)/15$	15.537	h
Ángulo horario (H)			
H=	$15 (AST - 12)$	53.057	°
Altitud solar ( $\beta$ )			
$sen\beta=$	$cosL\cos\delta\cos H + senL\sen\delta$	0.612	
$\beta=$		37.711	°
$\phi$			
Azimut del sol ( $\phi$ )			
$cos\phi$	$(sen\beta\cos L - sen\delta)/cos\beta\cos L$	0.034	
$\phi$		88.078	°
Azimut superficie solar ( $\gamma$ )			
$\gamma$	$\phi - \psi$	43.078	°
Ángulo de incidencia ( $\theta$ )			
$cos\theta$	$cos\beta\cos\gamma\sen\Sigma + sen\beta\cos\Sigma$	0.578	
$\theta$		54.701	°
Irradiación de rayos solares, dirección normal Eb			
$m$	$1/sen\beta + 0.50572(6,07995 + \beta)^{-1.6364}$	1.636	
$ab$	$1,219 - 0.043tb - 0,15td - 0,204tb*td$	0.669	
$E_b$	$E_0 * exp(-tb * m^{ab})$	906.120	W/m <sup>2</sup>
$E_{tb}$	$E_b * cos\theta$	523.598	W/m <sup>2</sup>
Radio Y que va de la radiación difusa del cielo en la superficie vertical a la radiación difusa del cielo sobre la superficie horizontal.			
$Y$	$0.55 + 0,437cos\theta + 0,313(cos\theta)^2$	0.907	
Irradiación difusa Ed - superficies horizontales			
$ad$	$0,202 + 0.852tb - 0,007td - 0,357tb*td$	0.171	
$E_d$	$E_0 * exp(-td * m^{ad})$	91.400	W/m <sup>2</sup>
Irradiación difusa Et,d – superficies verticales			
$E_{t,d}$	$E_d * Y$	82.903	W/m <sup>2</sup>
Irradiación reflejada por la carretera Et,r			
$E_{t,r}$	$(E_b sen\beta + E_d)pg (1 - cos\Sigma)/2$	48.572	W/m <sup>2</sup>
Irradiación superficial total Et			
$E_t =$	$E_{t,b} + E_{t,d} + E_{t,r}$	655.072	W/m <sup>2</sup>

Fuente: Elaboración propia.

**Tabla 27**  
Resumen de cálculos de temperatura sol aire en pared lateral.

Temperatura sol-aire $T_e$		
$\alpha/h_0$	0.026	para superficies con colores claros
$\epsilon\Delta R/h_0$	0	0 si es inclinada 4 si es horizontal
DB	24.1	°C
MCDBR	13.1	°C
f	0	según tabla
$t_o = DB - (MCDBR) * (f)$	24.1	°C
$T_e = t_o + \alpha E_t / h_o - \epsilon \Delta R / h_o$	41.132	°C

Fuente: Elaboración propia.

De la misma manera se calcula para las superficie de la pared Frontal y Posterior:

**Tabla 28**  
Resumen de cálculos de ángulos solares y radiación sobre pared frontal y posterior.

Pared Frontal			
Cálculo de la hora solar aparente (AST)			
AST=	$LST + ET/60 + (LON - LSM)/15$	15.54	h
Ángulo horario (H)			
H=	$15 (AST - 12)$	53.06	°
Altitud solar ( $\beta$ )			
$sen\beta =$	$cosL cos\delta cosH + senL sen\delta$	0.61	
$\beta =$		37.71	°
$\phi$			
Azimut del sol ( $\phi$ )			
$Cos\phi$	$(sen\beta senL - sen\delta) / cos\beta cosL$	0.03	
$\phi$		88.08	
Azimut superficie solar ( $\gamma$ )			
$\gamma$	$\phi - \psi$	-46.92	°
Ángulo de incidencia ( $\theta$ )			
$cos\theta$	$cos\beta cos\gamma sen\Sigma + sen\beta cos\Sigma$	0.54	
$\theta$		57.29	
Irradiación de rayos solares, dirección normal $E_b$			
$m$	$1/sen\beta + 0.50572(6,07995 + \beta)^{-1.6364}$	1.64	
$ab$	$1,219 - 0.043tb - 0,15td - 0,204tb*td$	0.67	
$E_b$	$E_0 * exp(-tb*m^ab)$	906.12	W/m <sup>2</sup>
$E_{tb} =$	$E_b * Cos\theta$	489.60	W/m <sup>2</sup>
Radio Y que va de la radiación difusa del cielo en la superficie vertical a la radiación difusa del cielo sobre la superficie horizontal.			
$Y$	$0.55 + 0,437cos\theta + 0,313(cos\theta)^2$	0.88	
Irradiación difusa $E_d$ - superficies horizontales			
$ad$	$0,202 + 0.852tb - 0,007td - 0,357tb*td$	0.17	
$E_d$	$E_0 * exp(-td*m^ad)$	91.40	W/m <sup>2</sup>

Irradiación difusa $E_{t,d}$ – superficies verticales			
$E_{t,d}$	$E_d * Y$	80.20	W/m <sup>2</sup>
Irradiación reflejada por la carretera $E_{t,r}$			
$E_{t,r}$	$(E_b \text{ sen} \beta + E_d) \rho_g (1 - \text{cos} \Sigma) / 2$	48.57	W/m <sup>2</sup>
Irradiación superficial total $E_t$			
$E_t =$	$E_{t,b} + E_{t,d} + E_{t,r}$	618.37	W/m <sup>2</sup>

**Fuente:** Elaboración propia.

**Tabla 29**  
Resumen de cálculos de temperatura sol aire en pared frontal y posterior.

Temperatura sol-aire $T_e$		
$\alpha/h_0$	0.026	para superficies con colores claros
$\epsilon \Delta R/h_0$	0	0 si es inclinada 4 si es horizontal
DB	24.1	°C
MCDBR	13.1	
f	0	según tabla
$t_o = DB - (MCDBR) * (f)$	24.1	°C
$T_e = t_o + \alpha E_{t,d} / h_0 - \epsilon \Delta R / h_0$	40.177	°C

**Fuente:** Elaboración Propia.

Y de manera similar calculamos para el techo con los siguientes datos obtenidos:

**Tabla 30**  
Resumen de cálculos de ángulos solares y radiación sobre pared frontal y posterior.

TECHO			
Cálculo de la hora solar aparente (AST)			
AST=	$LST + ET/60 + (LON - LSM)/15$	15.53715449	h
Ángulo horario (H)			
H=	$15 (AST - 12)$	53.05731729	°
Altitud solar ( $\beta$ )			
$\text{sen} \beta =$	$\text{cos} L \text{ cos} \delta \text{ cos} H + \text{sen} L \text{ sen} \delta$	0.611673611	
$\beta =$		37.71061457	°
$\phi$			
Azimut del sol ( $\phi$ )			
$\text{Cos} \phi$	$(\text{sen} \beta \text{ sen} L - \text{sen} \delta) / \text{cos} \beta \text{ cos} L$	0.033537937	
$\phi$		88.07805735	
Azimut superficie solar ( $\gamma$ )			
$\gamma$	$\phi - \psi$	88.07805735	°
Ángulo de incidencia ( $\theta$ )			
$\text{cos} \theta$	$\text{cos} \beta \text{ cos} \gamma \text{ sen} \Sigma + \text{sen} \beta \text{ cos} \Sigma$	0.611673611	
$\theta$		52.28938543	
Irradiación de rayos solares, dirección normal $E_b$			
$m$	$1/\text{sen} \beta + 0.50572(6,07995 + \beta)^{-1.6364}$	1.635901033	

ab	$1,219 - 0,043tb - 0,15td - 0,204tb*td$	0.668986332	
E <sub>b</sub>	$E_0 \cdot \exp(-tb \cdot m^{ab})$	906.1200583	W/m <sup>2</sup>
E <sub>tb</sub>	$E_b \cdot \cos\theta$	554.2497282	W/m <sup>2</sup>
Radio Y que va de la radiación difusa del cielo en la superficie vertical a la radiación difusa del cielo sobre la superficie horizontal.			
Y	$0,55 + 0,437\cos\theta + 0,313(\cos\theta)^2$	0.93440863	
Irradiación difusa E <sub>d</sub> - superficies horizontales			
ad	$0,202 + 0,852tb - 0,007td - 0,357tb*td$	0.170754831	
E <sub>d</sub>	$E_0 \cdot \exp(-td \cdot m^{ad})$	91.39998322	W/m <sup>2</sup>
Irradiación difusa E <sub>t,d</sub> – superficies verticales			
E <sub>t,d</sub>	$E_d \cdot Y$	85.40493309	W/m <sup>2</sup>
Irradiación reflejada por la carretera E <sub>t,r</sub>			
E <sub>t,r</sub>	$(E_b \sin\beta + E_d) \rho_g (1 - \cos\Sigma)/2$	0	W/m <sup>2</sup>
Irradiación superficial total E <sub>t</sub>			
E <sub>t</sub>	$E_{t,b} + E_{t,d} + E_{t,r}$	639.6546612	W/m <sup>2</sup>

Fuente: Elaboración propia.

**Tabla 31**  
Resumen de cálculos de temperatura sol aire en techo.

Temperatura sol-aire $T_e$		
$\alpha/h_0$	0.026	para superficies con colores claros
$\epsilon\Delta R/h_0$	4	0 si es inclinada 4 si es horizontal
DB	24.1	°C
MCDBR	13.1	
f	0	según tabla
$to = DB - (MCDBR) \cdot (f)$	24.1	°C
$T_e = to + \alpha E_t / h_0 - \epsilon\Delta R / h_0$	36.731	°C

Fuente: Elaboración propia.

## II. CÁLCULO DE LA GANANCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN USANDO EL MÉTODO CTS (CONDUCTION TIME SERIES).

Para el cálculo de la ganancia de calor por conducción usando el métodos CTS deberemos considerar los siguientes datos:

Datos:

Coefficiente global de transferencia de calor (Pared 1) (U): 1.023 W/m<sup>2</sup> K

Área de la Pared 1 (A): 19.3 m<sup>2</sup>

Temperatura sol aire hace n horas: ( $T_{(e,\theta-n)}$ )

Temperatura del aire interior (trc): 24 °C

**Cálculo de la ganancia de calor por conducción ( $q_{i,\theta-n}$ ):**

$$q_{i,\theta-n} = U * A * (T_{(e,\theta-n)} - T_{(rc)})$$

$$q_{i,\theta-n} = 1.023 * 19.3 * (41.132 - 24)$$

$$q_{15,\theta-n} = 338.09 \text{ W}$$

La ganancia de calor por conducción, en paredes y techos puede calcularse mediante los factores de conducción CTS durante las 23 horas del día:

$$q_{\theta} = C_0 q_{i,\theta} + C_1 q_{i,\theta-1} + C_2 q_{i,\theta-2} + \dots + C_{23} q_{i,\theta-23}$$

**Tabla 32**

 Cálculo de  $Q_{r,i}$  radiación de la carga de enfriamiento (W).

Hora local estand. LST (h)	Frac. (F)	To (°C)	Temp. sol-aire Te (°C)	Ganancia de calor $q_{i,h}$ W/m2K	CTS	CTS (%)	producto	$q_i$ (W)	$Q_{r,i}$ radiación de la carga de enfriamiento (W)	RTS
0	0.82	13.3	30.38	126.10	1	1%	1.26	243.37	73.864	r23 0
1	0.88	12.5	29.60	110.59	2	2%	2.21	239.10	73.541	r22 0
2	0.92	12.0	29.07	100.25	4	4%	4.01	232.87	74.682	r21 0
3	0.95	11.6	28.68	92.49	7	7%	6.47	224.88	77.267	r20 0
4	0.98	11.2	28.29	84.73	8	8%	6.77	215.73	81.056	r19 0
5	1	11	28.03	79.56	8	8%	6.36	205.88	85.672	r18 0
6	0.98	11.2	28.29	84.73	8	8%	6.77	195.44	90.739	r17 0
7	0.91	12.1	29.21	102.83	8	8%	8.22	184.84	95.875	r16 0
8	0.74	14.4	31.43	146.78	7	7%	10.27	174.60	100.591	r15 0
9	0.55	16.8	33.92	195.90	6	6%	11.75	164.77	104.511	r14 0.5
10	0.38	19.1	36.15	239.85	6	6%	14.39	156.55	107.385	r13 0.18
11	0.23	21.0	38.11	278.63	5	5%	13.93	151.30	108.981	r12 0.1
12	0.13	22.3	39.42	304.48	4	4%	12.17	149.81	109.290	r11 0.06
13	0.05	23.4	40.47	325.16	4	4%	13.00	152.55	108.411	r10 0.04
14	0	24.1	41.13	338.09	4	4%	13.52	159.27	106.519	r9 0.03
15	0	24.1	41.13	338.09	3	3%	10.14	169.12	103.861	r8 0.02
16	0.06	23.3	40.34	322.58	3	3%	9.67	181.24	100.616	r7 0.01
17	0.14	22.2	39.29	301.90	3	3%	9.05	194.89	96.929	r6 0.01
18	0.24	20.9	37.98	276.04	2	2%	5.52	208.62	93.012	r5 0.01
19	0.39	18.9	36.02	237.26	2	2%	4.74	221.21	89.033	r4 0.01
20	0.5	17.5	34.58	208.83	2	2%	4.17	231.91	85.102	r3 0.01
21	0.59	16.3	33.40	185.56	1	1%	1.85	239.64	81.411	r2 0.01
22	0.68	15.1	32.22	162.29	1	1%	1.62	244.09	78.161	r1 0.01
23	0.75	14.2	31.30	144.20	1	1%	1.44	245.25	75.517	r0 0

Fuente: Elaboración propia.

Se determina la ganancia de calor de la pared utilizando el método CTS.

En última instancia, se obtiene la carga de enfriamiento para la pared al sumar la porción de calor debida a la convección y la porción de calor proveniente de la radiación. El cálculo de la convección se realiza de acuerdo con la información proporcionada en la siguiente tabla:

**Tabla 33**

*Fracciones de radiación y convección según el tipo de ganancia de calor.*

Heat Gain Type	Recommended Radiative Fraction	Recommended Convective Fraction	Comments
Occupants, typical office conditions	0.60	0.40	See Table 1 for other conditions.
Equipment	0.1 to 0.8	0.9 to 0.2	See Tables 6 to 12 for details of equipment heat gain and recommended radiative/convective splits for motors, cooking appliances, laboratory equipment, medical equipment, office equipment, etc.
Office, with fan	0.10	0.90	
Without fan	0.30	0.70	
Lighting			Varies; see Table 3.
Conduction heat gain			
Through walls and floors	0.46	0.54	
Through roof	0.60	0.40	
Through windows	0.33 (SHGC > 0.5) 0.46 (SHGC < 0.5)	0.67 (SHGC > 0.5) 0.54 (SHGC < 0.5)	
Solar heat gain through fenestration			
Without interior shading	1.00	0.00	
With interior shading			Varies; see Tables 14A to 14G in Chapter 15.
Infiltration	0.00	1.00	

**Fuente:** Tomado de ASHRAE Fundamentals Handbook.

Según ASHRAE Handbook Fundamentals la fracción por convección es de 0.54

$$q_{\theta} = C_0 * q_{i,\theta} + C_2 * q_{i,\theta-2} + C_3 * q_{i,\theta-3} + \dots + C_{23}$$

Donde:

$q_{\theta}$  = ganancia de calor de la superficie para cada hora, W

$q_{i,\theta}$  = calor interno para la hora actual

$q_{i,\theta-n}$  = calor interno n horas atrás.

$C_0, C_1$  = CTF (factores de conducción de cada hora)

El cálculo se realiza para las 15 horas:

$$q_{15} = C_0 * q_{i,15} + C_1 * q_{i,14} + C_3 * q_{i,12} + \dots + C_{23} * q_{i,14}$$

Reemplazando:

$$q_{15} = 169.12 \text{ W}$$

La carga de enfriamiento convectivo con  $f=0.54$  ( $Q_c$ ) se establece en:

$$Q_c = 91.325 \text{ W}$$



La carga total de la pared ( $Q_{pared}$ ) se obtiene sumando las cargas de enfriamiento y radiación:

$$Q_{pared} = Q_c + Q_r, 15$$

$$Q_{pared} = 91.325 \text{ W} + 103.86 \text{ W}$$

$$Q_{pared} = 195.187 \text{ W}$$

Este procedimiento se replica para las paredes restantes y el techo. A continuación, se proporciona una tabla resumida para dichas áreas. Sin embargo, cabe resaltar que para techos ASHRAE (2017) establece que, deberá utilizarse la proporción de 60% radiación y 40% convección, mientras como ya se había mencionado para paredes, se deberá utilizar la proporción de 46% radiación y 54% convección.

**Tabla 34**  
*Resumen de las superficies expuestas.*

RESUMEN DE LAS SUPERFICIES EXPUESTAS					
Superficie	Ganancia de calor q en W a LTS=15	q15 (W)	Carga de enfriamiento (porción convección) $Q_c$ (54%), W	Carga de enfriamiento (porción radiación) $Q_r$ 15(46%), W	Carga de enfriamiento Total, Q en W
Pared Lateral Derecha	338.09	169.12	91.325	103.86	195.18
Pared frontal	71.83	31.31	16.91	20.65	37.56
Pared Lateral Izquierda	338.09	169.12	91.325	103.86	195.18
pared posterior	71.83	31.31	16.91	20.65	37.56
techo	354.92	95.875	57.525	78.305	135.83

**Fuente:** *Elaboración propia.*



### 3.10.5 CARGA DE ENFRIAMIENTO EN PISO

A diferencia de edificaciones convencionales, el piso del vagón ferroviario se encuentra elevado y expuesto al ambiente exterior, por lo que puede estar sujeto a la influencia de radiación solar reflejada desde el suelo. Se evalúa la transferencia de calor a través del piso considerando el concepto de temperatura sol-aire, adaptado para incluir el efecto de la radiación reflejada. Estará dada por la ecuación:

$$Q_{piso} = U_{piso} * A_{piso} (T_{sol-aire} - T_{int})$$

La radiación incidente sobre el piso se considera como una fracción de la radiación solar global horizontal, de acuerdo con la siguiente expresión:

$$E_r = 0.3 * E_t$$

$$E_r = 195.187 \text{ W/m}^2$$

La temperatura sol – aire en este caso será:

$$T_e = t_o + \alpha * E_r / h_o$$

Donde:

$t_e$  = temperatura sol - aire

$\alpha$  = absortividad superficial (0.7 superficies oscuras)

$h_o$  = coeficiente convectivo exterior de piso  $27.7 \text{ W/m}^2\text{K}$

$$T_e = 18 + 0.7 * \frac{191.90}{27.69}$$

$$T_e = 22.85 \text{ }^\circ\text{C}$$

En ese entender tendremos que:

$$Q_{piso} = U_{piso} * A_{piso} (T_{sol-aire} - T_{int})$$

$$Q_{piso} = 1.4 * 49.32 * (22.85 - 25)$$

$$Q_{piso} = -148.4 \text{ W}$$



El resultado negativo indica que el flujo de calor se produce desde el interior del vagón hacia el exterior, es decir, el piso actúa como una superficie de pérdida térmica.

En consecuencia, el piso no constituye una fuente de ganancia de calor hacia el espacio acondicionado, por lo que no contribuye a la carga de enfriamiento del sistema. Por esta razón, no se aplica el método RTS para esta superficie, dado que dicho método está orientado exclusivamente a la evaluación de ganancias térmicas

### **3.10.6 CARGA DE ENFRIAMIENTO DE VENTANAS Y ELEMENTOS ACRISTALADOS**

Para calcular la carga de enfriamiento de las ventanas y Vidrios utilizando el Método RTS.

Será necesario considerar que las ventanas del vagón son todas del mismo tipo (Vidrio Laminado de espesor de 6.0 mm, las dimensiones de las ventanas de la caja son de 1.1x0.7 m y las ventanas de puertas de 0.4x0.65 m.

Datos:

Área total de ventanas por lado (A): 7.45 m<sup>2</sup>

Irradiación superficial total (Et): 655.072 W/m<sup>2</sup> (obtenido previamente)

Ángulo de incidencia ( $\theta$ ): 54.7° (obtenido previamente)

Además, tendremos que definir los coeficientes de ganancias solares (SHGC) para vidrios laminados, en este caso el vidrio transparente, con espesor de 6mm, y el factor de corrección para el Ángulo de incidencia (IAC).

- Coeficiente de Ganancia Solar Térmica (SHGC):
  - SHGC( $\theta$ ) = 0.638 interpolando (ANEXO A.4)
  - <SHGC>D = 0.39 (ANEXOS A.4)
- Factor de Corrección de Ángulo de Incidencia (IAC):
  - IAC( $\theta, \Omega$ ) = 1 (si no existen dispositivos que generen sombra el valor es 1)
  - IACD = 1 (si no existen dispositivos que generen sombra el valor es 1)

La radiación solar directa y la radiación difusa contribuyen a la carga térmica del recinto



tanto de forma inmediata como retardada. Sin embargo, la radiación directa presenta un efecto predominantemente inmediato, mientras que la radiación difusa, al distribuirse de manera más uniforme sobre las superficies internas, tiene una mayor fracción asociada al almacenamiento en la masa térmica del recinto.

Habiendo definido los valores anteriormente mencionados, procedemos al cálculo de enfriamiento en las ventanas y elementos acristalados.

### 1. Ganancia de calor por radiación directa ( $q_b$ ):

$$q_b = A * E_{t,b} * SHGC(\theta) * IAC(\theta, \Omega)$$

$$q_b = 7.45 * 523.597 * 0.638 * 1$$

$$q_b = q_{b,15} = 2488.70 \text{ W}$$

### 2. Ganancia de calor por radiación difusa y reflejada ( $q_d$ ):

$$q_d = A * (E_{t,d} + E_{t,r}) * \langle SHGC \rangle_D * IACD$$

$$q_d = 7.45 * (82.902 + 48.572) * 0.39 * 1$$

$$q_d = 381.98 \text{ W}$$



Tabla 35

Calculo para carga de enfriamiento de ventanas según el método RTS.

N°	Hora	$\theta$	SHGC( $\theta$ )	IAC( $\theta, \Omega$ )=1	E <sub>tb</sub>	Y	E <sub>t,d</sub>	E <sub>t,r</sub>	q <sub>b,i</sub> (W)	q <sub>b,j</sub>	q <sub>c</sub> (W)	q <sub>d</sub> (W)	
0	0		52.32	0.64	1	553.87	0.93	85.37	44.30	2640.84	131.42	376.77	
1	1		47.29	0.67	1	614.61	0.99	90.52	44.82	3067.83	129.12	393.24	
2	2		38.58	0.70	1	708.35	1.08	98.98	45.12	3694.04	125.75	418.67	
3	3		29.03	0.69	1	792.28	1.17	107.07	45.95	4072.72	121.44	444.59	
4	4		21.03	0.71	1	845.77	1.23	112.48	46.30	4473.68	116.50	461.32	
5	5		20.12	0.72	1	850.81	1.24	113.00	47.96	4563.72	111.18	467.66	
6	6		24.26	0.71	1	826.12	1.21	110.47	48.35	4369.77	105.54	461.44	
7	7		32.48	0.69	1	764.43	1.14	104.33	48.68	3929.53	99.81	444.56	
8	8		40.03	0.70	1	693.82	1.07	97.63	49.56	3618.29	94.29	427.65	
9	9		49.45	0.65	1	589.08	0.97	88.33	52.37	2852.61	88.98	408.80	
10	10		59.16	0.61	1	464.52	0.86	78.26	54.63	2110.99	84.54	386.12	
11	11		61.36	0.60	1	434.31	0.83	75.99	56.01	1941.35	81.71	383.52	
12	12		65.56	0.59	1	374.90	0.78	71.69	53.52	1647.87	80.90	363.81	
13	13		72.53	0.59	1	272.10	0.71	64.84	50.32	1197.09	82.38	334.61	
14	14		57.50	0.63	1	486.84	0.88	79.99	49.50	2286.78	86.01	376.23	
15	15		54.70	0.64	1	523.60	0.91	82.90	48.57	2488.70	91.33	382.00	
16	16		35.35	0.68	1	739.06	1.11	101.88	47.93	3749.59	97.87	435.27	
17	17		26.23	0.71	1	812.81	1.19	109.12	47.51	4299.38	105.24	455.08	
18	18		21.51	0.71	1	843.01	1.23	112.19	47.03	4459.13	112.66	462.62	
19	19		20.64	0.71	1	847.93	1.23	112.70	46.89	4485.14	119.46	463.69	
20	20		26.50	0.70	1	810.91	1.19	108.93	46.52	4228.90	125.24	451.65	
21	21		33.59	0.68	1	754.81	1.13	103.39	46.02	3823.89	129.41	434.12	
22	22		43.02	0.66	1	662.48	1.04	94.76	45.59	3257.41	131.81	407.80	
23	23		50.42	0.65	1	577.34	0.96	87.33	45.27	2795.76	132.44	385.28	
0	0		52.32	0.64	1	553.87	0.93	85.37	44.30	2620.20	2882.61	131.42	376.77
1	1		47.29	0.67	1	614.61	0.99	90.52	44.82	3037.51	129.12	393.24	
2	2		38.58	0.70	1	708.35	1.08	98.98	45.12	3417.29	125.75	418.67	
3	3		29.03	0.69	1	792.28	1.17	107.07	45.95	3760.57	121.44	444.59	
4	4		21.03	0.71	1	845.77	1.23	112.48	46.30	4113.76	116.50	461.32	
5	5		20.12	0.72	1	850.81	1.24	113.00	47.96	4305.21	111.18	467.66	
6	6		24.26	0.71	1	826.12	1.21	110.47	48.35	4283.55	105.54	461.44	
7	7		32.48	0.69	1	764.43	1.14	104.33	48.68	4052.65	99.81	444.56	
8	8		40.03	0.70	1	693.82	1.07	97.63	49.56	3811.88	94.29	427.65	
9	9		49.45	0.65	1	589.08	0.97	88.33	52.37	3298.91	88.98	408.80	
10	10		59.16	0.61	1	464.52	0.86	78.26	54.63	2713.27	84.54	386.12	
11	11		61.36	0.60	1	434.31	0.83	75.99	56.01	2400.64	81.71	383.52	
12	12		65.56	0.59	1	374.90	0.78	71.69	53.52	2096.39	80.90	363.81	
13	13		72.53	0.59	1	272.10	0.71	64.84	50.32	1723.96	82.38	334.61	
14	14		57.50	0.63	1	486.84	0.88	79.99	49.50	2181.07	86.01	376.23	
15	15		54.70	0.64	1	523.60	0.91	82.90	48.57	2392.40	91.33	382.00	
16	16		35.35	0.68	1	739.06	1.11	101.88	47.93	3160.30	97.87	435.27	
17	17		26.23	0.71	1	812.81	1.19	109.12	47.51	3707.30	105.24	455.08	
18	18		21.51	0.71	1	843.01	1.23	112.19	47.03	4004.68	112.66	462.62	
19	19		20.64	0.71	1	847.93	1.23	112.70	46.89	4148.35	119.46	463.69	
20	20		26.50	0.70	1	810.91	1.19	108.93	46.52	4085.63	125.24	451.65	
21	21		33.59	0.68	1	754.81	1.13	103.39	46.02	3858.97	129.41	434.12	
22	22		43.02	0.66	1	662.48	1.04	94.76	45.59	3486.50	131.81	407.80	
23	23		50.42	0.65	1	577.34	0.96	87.33	45.27	3110.97	132.44	385.28	

Fuente: Elaboración propia.

La Carga de enfriamiento por radiación directa a una determinada hora se puede calcular mediante la siguiente expresión:

$$Q_{b,\theta} = r_0 * q_\theta + r_1 * q_{\theta-1} + r_2 * q_{\theta-2} + \dots + r_{23} * q_{\theta-23}$$

$$Q_{b,15} = 2392.39 \text{ W}$$



Del cálculo se obtiene que la carga de enfriamiento por radiación,  $Q_{b,15}$ , es de 2392.80 W a las 15:00 h.

La ganancia de calor por convección a las 15:00 hrs es de:

$$q_c = 91.33 \text{ W}$$

Adicionalmente, la radiación solar absorbida y almacenada en la masa térmica del recinto se libera posteriormente en forma de transferencia de calor por convección y radiación, contribuyendo a la carga térmica interna, tal como se presenta a continuación.

$$q_{d+conveccion} = q_d + q_c$$

$$q_{d+conveccion} = 381.98 + 91.33$$

$$q_{d+conveccion} = 473.31 \text{ W}$$

Porción de convección= 0.54

Porción de radiación= 0.46

La parte convectiva es instantánea, por lo tanto, esta se volverá carga de enfriamiento.

$$Q_{c, 15} = q_{d+conveccion} * 0.54 = 255.59 \text{ W}$$

### 3. Ganancia de calor por radiación con retardo (RTS):

La parte radiante se liberará con el paso del tiempo debido a su almacenamiento en la masa del recinto, para lo cual deberá aplicarse RTS.

$$q_{r, 15} = q_{d+conveccion} * 0.46 = 217.73 \text{ W}$$

Ahora, para que la porción de radiación se transforme en carga de enfriamiento:

**Tabla 36**

*Cálculo de porción de radiación para carga de enfriamiento de ventanas.*

	qd + qc (W)	46% (parte por radiación), W	54% (parte por convección),	rθ (para LST =15)	qr * r, (W)
0	508.19	233.77	274.42	0.00	0.00
1	522.36	240.28	282.07	0.01	2.40
2	544.43	250.44	293.99	0.01	2.50
3	566.02	260.37	305.65	0.01	2.60
4	577.82	265.80	312.02	0.01	2.66
5	578.83	266.26	312.57	0.01	2.66
6	566.97	260.81	306.17	0.01	2.61
7	544.37	250.41	293.96	0.01	2.50
8	521.94	240.09	281.85	0.02	4.80
9	497.78	228.98	268.80	0.03	6.87
10	470.67	216.51	254.16	0.04	8.66
11	465.22	214.00	251.22	0.06	12.84
12	444.70	204.56	240.14	0.10	20.46
13	416.99	191.81	225.17	0.18	34.53
14	462.23	212.63	249.61	0.50	106.31
15	473.33	217.73	255.60	0.00	0.00
16	533.15	245.25	287.90	0.00	0.00
17	560.33	257.75	302.58	0.00	0.00
18	575.28	264.63	310.65	0.00	0.00
19	583.14	268.25	314.90	0.00	0.00
20	576.89	265.37	311.52	0.00	0.00
21	563.53	259.22	304.31	0.00	0.00
22	539.61	248.22	291.39	0.00	0.00
23	517.72	238.15	279.57	0.00	0.00
				Qr,15	212.411818

*Fuente: Elaboración propia.*

$$Q_{r,15} = 212.41 \text{ W}$$

Por lo tanto, con los valores obtenidos de  $Q_{b,15}$ ,  $Q_{c,15}$  y  $Q_{r,15}$  calculamos la carga de enfriamiento total en ventanas.

$$Q_{\text{ventana},15} = Q_{v,15} = Q_{b,15} + Q_{c,15} + Q_{r,15}$$

$$Q_{\text{ventana},15} = 9753.98 \text{ Btu/h} = 2860.407 \text{ W}$$

**Tabla 37**

*Resumen carga de enfriamiento de los vidrios.*

RESUMEN CARGA DE ENFRIAMIENTO DE LOS VIDRIOS	
Ventanas	Carga de enfriamiento Total, Q en Watt
Pared Lateral 1	2860.40
Pared Lateral 2	2860.40

*Fuente: Elaboración propia.*



### 3.11 CÁLCULOS DE LA CARGA DE CALENTAMIENTO

Según ASHRAE Para el cálculo de las cargas calentamiento total  $Q_c$  total se puede calcularse mediante la ecuación:

$$Q_{c_{total}} = Q_{c,t}$$

$$Q_{c,t} = Q_{c,ventanas} + Q_{c,piso} + Q_{c,paredes} + Q_{c,techo} + Q_{c,infiltraciones}$$

$$Q_{c,x} = U * A * (t_{int} - t_{HDB})$$

Donde:

$Q_{c\_total}$ : Carga de calentamiento total (W)

$Q_{c,t}$ : Carga de calentamiento por transmisión (W)

$Q_{c,ventanas}$ : Carga de calentamiento por ventanas (W)

$Q_{c,paredes}$ : Carga de calentamiento por paredes (W)

$Q_{c,techo}$ : Carga de calentamiento por techo (W)

$Q_{c,infiltraciones}$ : Carga de calentamiento por infiltraciones (W)

U: Coeficiente global de transferencia de calor para cada elemento (W/m<sup>2</sup>K)

A: Área total de cada elemento (m<sup>2</sup>)

$t_{int}$ : Temperatura interior de diseño en invierno (°C)

$t_{HDB}$ : Temperatura de diseño de bulbo seco al 99,6% (°C)

**Tabla 38**

*Datos físicos para el cálculo de carga de calefacción.*

Elemento	Área total, m <sup>2</sup>	U, W/m <sup>2</sup> K
Paredes laterales	26.75	1.02
Techo	49.32	0.60
Vidrios laminados (6mm)	14.9	5.75
Paredes frontales y Posterior	4.782	0.99
Piso de Vagón	49.32	1.40

*Fuente: Elaboración propia.*

**Otros datos:**

Ancho: 2.8 m

Altura: 2.1 m

Largo: 18.0 m

Número de cambios por hora: 2 (asumiendo 2 cambios de aire total por hora)

Cx,o: 1.1 (a nivel del mar)

Elevación del punto de análisis: 4300 m (14107.612 ft)

Temperatura interior de diseño en invierno (t1): 22 °C (71.6 °F)

Temperatura de diseño de bulbo seco al 99,6% (t2): -14.6 °C (5.72 °F)

**Cálculos:****1. Volumen del Vagón (Vvagon):**

$$V_{vagon} = Ancho * Altura * Largo$$

$$V_{vagon} = 2.8 * 2.1 * 18.0$$

$$V_{vagon} = 3915.69 \text{ ft}^3 = 110.88 \text{ m}^3$$

**2. Caudal de aire de infiltración (CAI):**

$$CAI = \frac{N^{\circ} \text{ cambios por hora} * V_{vagon}}{60 \text{ min}}$$

$$CAI = \frac{2 * 3915.69 \text{ ft}^3}{60 \text{ min}}$$

$$CAI = 130.523 \text{ cfm} = 221.75 \text{ m}^3/\text{h}$$

**3. Factor de presión (P/Po):**

$$\frac{P}{P_o} = (1 - \text{elevación de la ciudad} * (6.8754 * 10^{-6}))^{5.2559}$$

$$P/P_o = (1 - 14107.612 * (6.8754 * 10^{-6}))^{5.2559}$$

$$P/P_o = 0.585$$

**4. Coeficiente de infiltración (Cs):**

$$C_s = C_{x,0} * \left(\frac{P}{P_0}\right)$$

$$C_s = 1.1 * 0.585$$

$$C_s = 0.643$$

**5. Carga de enfriamiento por infiltraciones (Qc, infiltraciones):**

$$Q_{c,infiltraciones} = C_s * CAI * (t_1 - t_2)$$

$$Q_{c,infiltraciones} = 0.6434 * 130.52 * (71.6 - (5.72))$$

$$Q_{c,infiltraciones} = 5532.79 \text{ Btu/hr} = 1622.52 \text{ W}$$

A continuación, se resume las cargas de calentamiento, cabe mencionar que cada elemento fue calculado mediante:

$$Q_{c,x} = U * A * (t_{int} - t_{HDB})$$

**Tabla 39**  
*Resumen de cargas de calentamiento.*

Elemento	Qc, Watt
Pared laterales derecha	1001.10
Pared laterales izquierda	1001.10
Techo	1083.62
Vidrios templados	3135.70
Pared Frontal	173.22
Pared Posterior	173.22
Piso de Vagón	2531.05
Infiltración	1622.52
<b>Carga de calentamiento global</b>	<b>10721.56</b>

*Fuente: Elaboración propia.*

**Resumen de cálculo de las cargas de calentamiento y enfriamiento****Tabla 40**

Resumen de cargas de calentamiento y enfriamiento.

RESUMEN GENERAL DE LAS CARGAS					
Cargas internas					
Área del espacio a climatizar =			49.32	m <sup>2</sup>	
		Enfriamiento por unidad	Enfriamiento sensible del cuarto (W)	Enfriamiento latente del cuarto (W)	Calentamiento sensible del cuarto (W)
	N°	W/persona			
Ocupantes	35.00	62.08	2172.63	1456.76	-
Iluminación	-	423.90	423.90	-	-
Equipos	-	490.00	490.00	-	-
Cargas involucradas					
Techo	Área del Techo (m <sup>2</sup> )	W-m <sup>2</sup>			
Área, m <sup>2</sup>	49.32	2.75	135.84	0.00	1083.62
Piso	Área del Piso (m <sup>2</sup> )	W-m <sup>2</sup>			
Área, m <sup>2</sup>	49.32	51.32	2531.06	0.00	2531.06
Paredes	Área de pared (m <sup>2</sup> )	W-m <sup>2</sup>			
Pared lateral derecha	26.75	7.30	195.19	0.00	1001.11
Pared frontal	4.78	7.85	37.56	0.00	173.22
Pared lateral izquierda	26.75	7.30	195.19	0.00	1001.11
Pared posterior	4.78	7.85	37.56	0.00	173.22
Vidrios	Área de ventanas (m <sup>2</sup> )	W-m <sup>2</sup>			
Ventanas a 45°	7.45	383.95	2860.41	0.00	1567.85
Ventanas a -135°	7.45	383.95	2860.41	0.00	1567.85
Cargas por infiltraciones de aire					
	Flujo de aire, m <sup>3</sup> /h	W*m <sup>3</sup> /h			
enfriamiento sensible	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
enfriamiento latente	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
calentamiento	221.76	7.32	0.00	0.00	1622.52
<b>Cargas Totales</b>			<b>11939.74</b>	<b>1456.76</b>	<b>10721.56</b>

Fuente: Elaboración propia.



## Capítulo IV. CALCULO DE LAS POTENCIAS DE ENFRIAMIENTO Y CALENTAMIENTO

### 4.1 PROCESOS DE ACONDICIONAMIENTO

El proceso de acondicionamiento de aire tiene como finalidad mantener las condiciones térmicas solicitadas dentro del recinto (vagón), mediante la extracción o incorporación de calor según sea lo solicitado. Este objetivo se logra principalmente mediante la incorporación de aire frío o caliente proveniente de una unidad de acondicionamiento, donde el aire es enfriado por el intercambio térmico con un fluido refrigerante, agua fría o una combinación de ambos. De manera análoga, el calentamiento del aire puede realizarse por contacto con un fluido caliente o mediante el uso de resistencias eléctricas.

En el presente estudio, el sistema de acondicionamiento que consideraremos corresponderá a una Unidad de Tratamiento de Aire (UTA), encargado de regular la temperatura y calidad del aire suministrado al interior del vagón.

Será necesario incorporar las siguientes definiciones:

#### A) CARGAS SENSIBLE Y LATENTES EFECTIVAS:

- **Carga sensible efectiva ( $Q_{s_e}$ ):** Es la suma de la carga sensible real ( $Q_s$ ) y la carga sensible del aire de ventilación que no ha sido tratado por la UTA.

$$Q_{s_e} = Q_s + m v_a * c p_m * (t_1 - t_2)$$

- **Carga latente efectiva ( $Q_{l_e}$ ):** Es la suma de la carga latente real ( $Q_l$ ) y la carga latente del aire de ventilación que no ha sido tratado por la UTA.

$$Q_{l_e} = Q_l + m v_a * h f g_m * (W_1 - W_2)$$

**B) FACTOR DE CALOR SENSIBLE EFECTIVO (FCSE):**

Es la relación entre la carga sensible efectiva y la carga total del espacio a acondicionar.

$$FCSE = \frac{Q_{s_e}}{Q_{s_e} + Q_{l_e}}$$

**C) TEMPERATURA DEL AIRE A LA ENTRADA DE LA UNIDAD DE TRATAMIENTO DE AIRE (UTA):**

La temperatura del aire a la entrada de la UTA ( $t_3$ ) se calcula como la mezcla adiabática del aire del local ( $t_2$ ) y el aire exterior ( $t_1$ ).

$$t_3 = \left(\frac{V_a}{v_a}\right) * (t_1 - t_2) + t_2$$

**D) POTENCIA DE ENFRIAMIENTO DE LA UNIDAD DE TRATAMIENTO DE AIRE (UTA):**

Se calcula mediante un balance térmico alrededor de la UTA.

$$NR = 0.34 * V_a * (h_3 - h_5)$$

Ahora, dentro del proceso de acondicionamiento, se tienen los siguientes Parámetros:

**1) CARGAS:**

- **Qs:** Carga sensible real (W). Es la energía necesaria para cambiar la temperatura del aire de retorno ( $t_2$ ) a la temperatura de suministro ( $t_4$ ).
- **Ql:** Carga latente real (W). Es la energía necesaria para eliminar la humedad del aire de retorno ( $W_2$ ) y llevarlo a la humedad de suministro ( $W_4$ ).
- **Qs\_e:** Carga sensible efectiva (W). Es la suma de la carga sensible real ( $Q_s$ ) y la carga sensible del aire de ventilación que no ha sido tratado por la UTA.
- **Ql\_e:** Carga latente efectiva (W). Es la suma de la carga latente real ( $Q_l$ ) y la carga latente del aire de ventilación que no ha sido tratado por la UTA.



## 2) TEMPERATURAS:

- **t1:** Temperatura del aire exterior ( $^{\circ}\text{C}$ ).
- **t2:** Temperatura del aire de retorno ( $^{\circ}\text{C}$ ).
- **t3:** Temperatura del aire a la entrada de la UTA ( $^{\circ}\text{C}$ ).
- **t4:** Temperatura del aire de suministro ( $^{\circ}\text{C}$ ).
- **t5:** Temperatura del aire a la salida de la UTA ( $^{\circ}\text{C}$ ).

## 3) HUMEDADES:

- **W1:** Humedad del aire exterior (kg de vapor de agua/kg de aire seco).
- **W2:** Humedad del aire de retorno (kg de vapor de agua/kg de aire seco).
- **W4:** Humedad del aire de suministro (kg de vapor de agua/kg de aire seco).

## 4) CAUDALES:

- **V<sub>a</sub>:** Caudal del aire de suministro ( $\text{m}^3/\text{h}$ ).
- **m<sub>v\_a</sub>:** Caudal másico del aire de ventilación (kg/h).

## 5) PROPIEDADES DEL AIRE:

- **C<sub>p\_m</sub>:** Calor específico a presión constante del aire húmedo (J/kgK).
- **h<sub>fg\_m</sub>:** Calor latente medio de vaporización del agua (kJ/kg).

## 6) OTROS:

- **F:** Factor de by-pass de la batería (usualmente 0,1).
- **FCSE:** Factor de calor sensible efectivo.
- **NR:** Potencia de enfriamiento de la UTA (W).
- **v<sub>a</sub>:** Volumen específico del aire estándar ( $\text{m}^3/\text{kgda}$ ).

### 4.1.1 PROCESO DE ACONDICIONAMIENTO EN VERANO

Para esto estableceremos las condiciones para el diseño, de modo que estas sean puntos de partida y llegada durante el proceso de acondicionamiento:

**a. CONDICIONES DE DISEÑO****Condiciones exteriores:**

- Temperatura ( $t_1$ ): 26.6 °C
- Humedad relativa ( $\phi_1$ ): 0.8
- Presión de vapor de saturación ( $P_{ws1}$ ): 3.48 kPa
- Presión de vapor ( $P_{w1}$ ): 2.78 kPa

**Condiciones interiores:**

- Temperatura ( $t_2$ ): 25 °C
- Humedad relativa ( $\phi_2$ ): 0.6
- Presión de vapor de saturación ( $P_{ws2}$ ): 3.16 kPa
- Presión de vapor ( $P_{w2}$ ): 1.9 kPa

**Tabla 41***Resumen de condiciones de diseño en verano.*

Punto	t, °C	$\phi$ (humedad relativa)	Pws	Pw= Pws $\phi$
condiciones exteriores	26.6	0.8	3.48	2.78
condiciones interiores de diseño	25	0.6	3.16	1.90

*Fuente: Elaboración propia.***b. CÁLCULO DE CARGAS****Tabla 42***Carga sensible de enfriamiento y carga latente de enfriamiento.*

Unidades	Carga sensible de enfriamiento Qs	Carga latente de enfriamiento Ql
Btu/h	40714.51	4967.57
W	11939.74	1456.76

*Fuente: Elaboración propia.*

Con los valores de carga sensible y latente de enfriamiento y las condiciones de diseño procedemos a calcular las cargas efectivas latente y sensible de enfriamiento:

**b.1 Cálculo del caudal de aire exterior de ventilación:**

Se considera un valor de 7.5 cfm por pasajero, dato obtenido para personas en reposo en ambientes cerrados según (ASHRAE, 2017) y para 35 personas, que es la capacidad del vagón de pasajeros, el caudal de aire exterior será:

$$V = 35 \text{ personas} * 7.5 \text{ cfm/persona}$$

$$V = 262.5 \text{ cfm}$$

Convirtiendo a m<sup>3</sup>/h:

$$V = 446.04 \text{ m}^3/\text{h}$$

Densidad del aire:

$$\rho_{\text{aire}} = 0.89 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Caudal másico de aire exterior:

$$\dot{m}_{va} = \rho_{\text{aire}} * V = 0.89 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0.1239 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 0.1102 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

**b.2 Cálculo de la carga sensible efectiva de enfriamiento:**

Calor específico del aire a presión constante:

$$C_{pm} = 1025 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Factor de by-pass de la batería:

$$f = 0.1$$

La Carga sensible efectiva de enfriamiento está dada por:

$$\dot{Q}_{se} = Q_s + \dot{m}_{va} * C_{pm} * f * (t_1 - t_2)$$

$$Q_{se} = 11939.74 + 0.1102 \text{kg/s} * 1025 \text{ J/kg K} * 0.1 * (26.6^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C})$$

$$Q_{se} = 11467.8158 \text{ J/s}$$

**b.3 Cálculo de la carga latente efectiva de enfriamiento:**

Calor latente medio de vaporización del agua:

$$hfgm = 2450 \frac{kJ}{kg}$$

previamente calcularemos la humedad absoluta a la entrada y la salida del equipo:

$$W1 = 0.622 * \frac{P_w}{p - P_w} = 0.622 * \frac{2.78}{67.4 - 2.78} = 0.027 \frac{kgw}{kga}$$

$$W2 = 0.622 * \frac{P_w}{p - P_w} = 0.622 * \frac{1.90}{67.4 - 1.90} = 0.018 \frac{kgw}{kga}$$

Con los valores de humedad absoluta a la entrada del equipo, el factor de by-pass y el calor latente medio de vaporización del agua, podemos calcular la carga latente efectiva de enfriamiento:

$$\dot{Q}_{le} = Ql + \dot{m}_{va} * hfgm * f * (W1 - W2)$$

$$\dot{Q}_{le} = 1456.76 + 0.1102 \frac{kg}{s} * 2450 \frac{kJ}{kg} * 0.1 * \left( 0.027 \frac{kgw}{kga} - 0.018 \frac{kgw}{kga} \right)$$

$$\dot{Q}_{le} = 1457.355 \frac{J}{s}$$

**b.4 Cálculo del factor de carga sensible efectivo:**

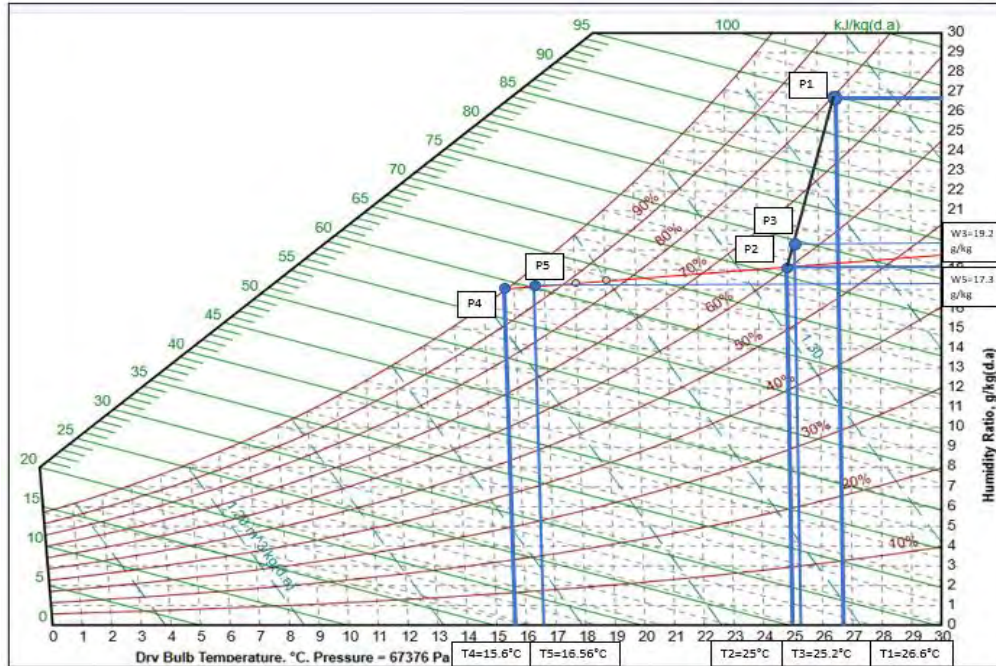
$$FCSE = \frac{\dot{Q}_{se}}{\dot{Q}_{le} + \dot{Q}_{se}}$$

$$FCSE = \frac{11467.81 \frac{J}{s}}{1457.355 \frac{J}{s} + 11467.81 \frac{J}{s}} = 0.887$$

### b.5 Cálculo de la temperatura de rocío de la UTA ( $t_4$ ):

Se obtiene de un diagrama psicrométrico:

*Figura 36*  
Carta psicrométrica cálculo de  $t_4$ .



*Fuente: Elaboración propia.*

De la carta psicrométrica obtenemos el valor de  $t_4$ :

$$t_4 = 15.6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

### b.6 Cálculo del caudal de suministro:

$$V = \frac{\dot{Q}_{se}}{0.34 * (t_2 - t_4)}$$
$$V = \frac{11467.8158 \frac{J}{s}}{0.34 * (25 \text{ } ^\circ\text{C} - 16.5 \text{ } ^\circ\text{C})} =$$
$$V = 2045.26 \frac{m^3}{h}$$

### b.7 Obtención de la temperatura a la entrada de la UTA:

La temperatura de entrada a la UTA es la temperatura de mezcla que se da al recircular el aire interior del vagón y el aire exterior. Este estará dado por la siguiente ecuación:



$$t3 = Vva * \frac{t1 - t2}{V} + t2$$

$$t3 = \left(446.04 \frac{m^3}{h}\right) * \frac{26.6^\circ C - 25^\circ C}{3588.177 \left(\frac{m^3}{h}\right)} + 25^\circ C$$

$$t3 = 25.20^\circ C$$

### b.8 Obtención de la temperatura de salida:

esta temperatura, también se le conoce como temperatura de sala, o a la temperatura a la que el aire sale de los difusores, o la temperatura medida en las rejillas de impulsión, esta se puede calcular mediante la siguiente equivalencia:

$$t5 = f * (t3 - t4) + t4$$

$$t5 = 0.1 * (25.20^\circ C - 15.6^\circ C) + 15.6^\circ C$$

$$t5 = 16.56^\circ C$$

### c. OBTENCIÓN DE LA POTENCIA DE ENFRIAMIENTO DEL EQUIPO:

De la carta psicrométrica se obtuvo:

$$W3 = 0.0192 \quad \text{obtenido de la carta psicométrica}$$

$$W5 = 0.0173 \quad \text{obtenido de la carta psicométrica}$$

Se calculan las entalpías:

$$h3 = 1.006 * T3 + W3 * (2501 + 1.86 * T3) = 74.269 \left(\frac{Kj}{kg_{da}}\right)$$

$$h5 = 1.006 * T5 + W5 * (2501 + 1.86 * T5) = 60.459 \left(\frac{Kj}{kg_{da}}\right)$$

y por ultimo la potencia de refrigeración estará dada por:

$$Nr = 0.34 * V * (h3 - h5)$$

$$Nr = 0.34 * 3588.177 \frac{m^3}{h} * \left(74.269 \frac{Kj}{kg_{da}} - 60.459 \frac{Kj}{kg_{da}}\right)$$

$$Nr = 16847.65 W$$



#### 4.1.2 PROCESO DE ACONDICIONAMIENTO EN INVIERNO

De igual manera que para el proceso de acondicionamiento en verano estableceremos las condiciones para el diseño, de modo que estas sean puntos de partida y llegada durante el proceso de acondicionamiento:

##### a. CONDICIONES DE DISEÑO

###### Condiciones exteriores:

- Temperatura ( $t_1$ ):  $-3.4\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Humedad relativa ( $\phi_1$ ): 0.8
- Presión de vapor de saturación ( $P_{ws1}$ ): 0.48 kPa
- Presión de vapor ( $P_{w1}$ ): 0.38 kPa

###### Condiciones interiores

- Temperatura ( $t_2$ ):  $22\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Humedad relativa ( $\phi_2$ ): 0.5
- Presión de vapor de saturación ( $P_{ws2}$ ): 2.64 kPa
- Presión de vapor ( $P_{w2}$ ): 1.58 kPa

**Tabla 43**

*Resumen de condiciones de diseño en invierno.*

Punto	$t, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\phi$ (humedad relativa)	$P_{ws}$	$P_w = P_{ws} \phi$
condiciones exteriores	-3.4	0.8	0.48	0.38
condiciones interiores de diseño	22	0.6	2.64	1.58

*Fuente: Elaboración propia.*



## b. CÁLCULO DE CARGAS

*Tabla 44*  
*Carga sensible de calentamiento.*

Unidades	Carga sensible de Calentamiento Qc
Btu/h	36560.54
W	10708.68

*Fuente: Elaboración propia.*

### b.1 Cálculo del flujo masico de aire de mezcla o suministrado:

Para esto previamente se había calculado el caudal de aire del exterior:

$$V = 0.1239 \text{ m}^3/\text{s}$$

Calor específico del aire a presión constante:

$$C_{pm} = 1025 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{K}}$$

Debido a recomendación y prácticas de diseño de equipos de aire acondicionado es típico asumir un valor de temperatura en el conducto principal de  $t_5=40\text{-}45^\circ\text{C}$ , eso no quiere decir que el aire específicamente que el aire llegue a esa temperatura al ocupante. En ese entender, Asumimos una Temperatura de suministro T5 de  $45^\circ\text{C}$

$$mda = \left( \frac{Q_s}{C_{pm} * (t_5 - t_2)} \right)$$

$$mda = 0.454 \text{ kg/s}$$

### b.2 Cálculo del flujo masico de aire de aire exterior:

$$mva = V * \rho$$

$$mva = 0.1239 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 0.89 \text{ kg/m}^3$$

$$mva = 0.1102 \text{ kg/s}$$

### b.3 Cálculo de temperatura de mezcla t3:

$$t_3 = \left( \left( \frac{m_{va}}{m_{da}} \right) * (T_2 - T_1) - T_2 \right) - 1$$

$$t_3 = \left( \left( \frac{0.1102}{0.454} \right) * (22 - (-3.4)) - 1 \right)$$

$$t_3 = 15.83^{\circ}\text{C}$$

### c. OBTENCION DE LA POTENCIA DE CALEFACCION DEL EQUIPO:

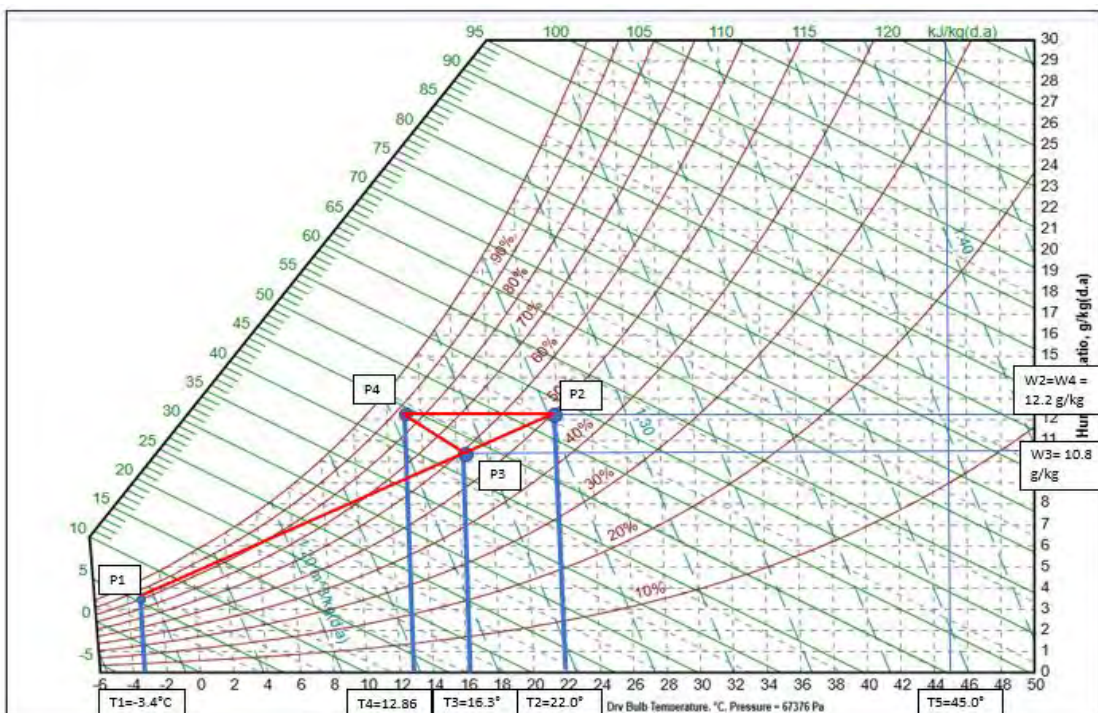
Se debe hallar W3, W4, de las tablas psicrométricas:

Así mismo, se verifica que  $W_2=W_4$  en vista que no existe humidificación ni deshumidificación dentro del equipo, solo calentamiento sensible.

Haciendo uso de la carta psicrométrica podemos determinar el valor de W4 y W3 de la siguiente manera:

*Figura 37*

*Carta psicrométrica para el cálculo de W4, W3.*



*Fuente: Elaboración propia.*



De la carta psicrométrica obtuvimos que:

$$W4=0.0122$$

$$W3=0.0108$$

Se procede a calcular las entalpías:

Datos:

$$C_{pa}=1.006$$

$$C_{pw}=1.86$$

$$h3 = 1.006 * T + W * (2501 + 1.86T)$$

$$h3 = 1.006 * 15.83 + 0.0108 * (2501 + 1.86(15.83))$$

$$h3 = 43.257 \text{ kJ/kgda}$$

la entalpia del vapor de agua asociado al aire húmedo, a 0°C esta dado por:

$$h_{fg0} = W4 * C_{pw}$$

$$h_{fg0} = 0.0122 * 2501 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{fg0} = 30.5122 \text{ kJ/kg}$$

Ahora se calcula la temperatura en la entrada del equipo t4:

$$t4 = h_3 - \frac{h_{fg0}}{C_{pa} + W_4 * C_{pw}}$$

$$t4 = 35.93250998K - \frac{30.5122}{1.006 + 0.0122 * 1.86} = 12.39^\circ\text{C}$$

Entonces, la potencia de calefacción estará dada por:

$$N_c = \dot{m}_{da} * C_{pm} (t_5 - t_4)$$

$$N_c = 0.454 * 1025 (45 - 12.39)$$

$$N_c = 15183.0212 \text{ W}$$



De los cálculos de potencia de enfriamiento y calentamiento para el vagón de tren, obtenemos la siguiente tabla de resumen:

*Tabla 45*  
*Resumen de las potencias de enfriamiento y calentamiento.*

<b>Modo</b>	<b>Potencia (W)</b>
Refrigeración	16847.66
Calefacción	15183.02

*Fuente: Elaboración propia.*

Una vez determinadas las potencias de refrigeración y calefacción en unidades del Sistema Internacional (SI), expresadas en watts (W), dichas potencias se convierten a unidades anglosajonas (Btu/h), dado que las capacidades nominales de los equipos de aire acondicionado y calefacción se especifican comercialmente en dichas unidades. Esta conversión se realiza exclusivamente con fines de selección del equipamiento:

*Tabla 46*  
*Resumen de las potencias de enfriamiento y calentamiento en unidades comerciales.*

<b>Modo</b>	<b>Potencia (Btu/h)</b>
Refrigeración	57450.529
Calefacción	51774.102

*Fuente: Elaboración propia.*

Dado que las capacidades comerciales de los equipos HVAC se presentan en valores normalizados, los valores obtenidos se aproximan al valor comercial inmediato superior. En consecuencia, se selecciona un equipo con capacidad nominal de **60 000 Btu/h (5 TR)**, tanto para el modo de refrigeración como para el modo de calefacción, teniendo un margen de seguridad adecuado para la operación del sistema en el vagón de tren.



## Capítulo V. SELECCIÓN DE EQUIPOS PARA EL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO

### 5.1 PROCESO DE SELECCIÓN DEL SISTEMA PARA AIRE ACONDICIONADO

#### 5.1.1 CONSIDERACIONES PARA LA SELECCIÓN DE LOS EQUIPOS

Al seleccionar el equipo de aire acondicionado para el vagón de tren, se deben tener en cuenta varios aspectos:

**Fuente de alimentación disponible:** El voltaje y la frecuencia de la energía eléctrica disponible en el tren, debido a que el tren en general está dotado de energía eléctrica mediante un grupo electrógeno, de la marca Cummins de 136 kW 220V-3F-60 Hz.

**Límites de Tamaño y peso:** El tamaño y peso del equipo es crucial, ya que este cuenta con espacio disponible solo en el techo, de modo que no se afecte la integridad estructural del vagón y la ergonomía y libre tensito del espacio ocupado.

**Tipo de vehículo:** Al ser una adaptación ya que el vehículo (vagón) ya existe y la implementación de este sistema deberá ser una modificación mas no un diseño nuevo conjuntamente con el vagón deberá verificarse sistemas que puedan adaptarse al diseño ya existente.

**Parámetros de operación:** La temperatura exterior, la humedad, los cambios de clima o piso altitudinal y la ocupación del tren influirán en la capacidad de enfriamiento o calefacción requerida.

### 5.2 COMPARATIVA Y SELECCIÓN DE EQUIPOS

Existen tres tipos principales de equipos de aire acondicionado:

**A. Equipo todo en uno, montado en techo de coche (Rooftop Units):**

**B. Equipo, partes distribuidas en techo de coche (Split Ducto):**

**C. Equipo, partes Distribuidas en techo e interior del vagón (Multi Split):**

Considerando que la implementación del sistema, será básicamente una adaptación de los sistemas de HVAC en una unidad rodante (VAGON) ya existente, del año 1978, y que no puede ser modificado en su integridad estructural, ni interferir con los espacios ocupados, tomaremos un sistema de puntuaciones, según la norma VDI 2225 para poder ponderar los aspectos evaluados y poder seleccionar la mejor propuesta como solución.

**Tabla 47**  
*Puntuaciones para selección de equipos.*

PUNTUACIONES	
Pts.	Significado
1	insatisfactorio
2	Tolerable
3	Adecuado
4	Bueno
5	Muy bueno

*Fuente: Elaboración propia.*

La Solución óptima deberá analizarse según estos 5 criterios de selección:

1. Costo.
2. Integración al Vagón.
3. Mantenimiento y Repuestos.
4. Robustez Ferroviaria.
5. Capacidad 60000 BTU/Hr.

**Tabla 48**  
*Selección de la solución según VDI 2225.*

CRITERIOS DE SELECCIÓN									
Alternativas		Solucion A		Solucion B		Solucion C		Solucion Ideal	
N	Criterio	P	WP	P	WP	P	WP	P	WP
1	Costo	2	0.22	4	0.44	3	0.33	9	1.00
2	Integración al vagón	4	0.44	3	0.33	2	0.22	9	1.00
3	Mantenimiento y repuestos	2	0.18	5	0.45	4	0.36	11	1.00
4	Robustez ferroviaria	5	0.45	3	0.27	3	0.27	11	1.00
5	Capacidad 60,000 BTU/h	4	0.29	5	0.36	5	0.36	14	1.00
		1.59		1.86		1.55		5.00	

*Fuente: Elaboración propia.*

Por lo tanto, la mejor propuesta o solución óptima es la solución B, con un 37% y mayoría frente a las otras.

**Tabla 49**  
*Solución óptima.*

Solución OPTIMA	
Alternativa	Ponderado
Solución A	32%
Solución B	37%
Solución C	31%

*Fuente: Elaboración propia.*

Se selecciona la solución B Equipo, partes distribuidas en el techo del coche con unidad tipo Split Ducto. A continuación, se muestran las características de sus componentes seleccionados.

**Tabla 50**

*Especificaciones técnicas de unidad evaporadora.*

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE UNIDAD EVAPORADORA	
Marca	Carrier
Modelo	FB4CNP061L
Capacidad	Frio – Calor 60 000 Btu/h
Caudal de Ventilador	2250 CFM
Tipo De Refrigerante	Puron R Refrigerant(R410A) TXV
Parámetros Eléctricos	220V-1F-60Hz
Potencia Eléctrica	0.8 kW

**Fuente:** Adaptado de ficha técnica FB4CNP061L - Carrier.



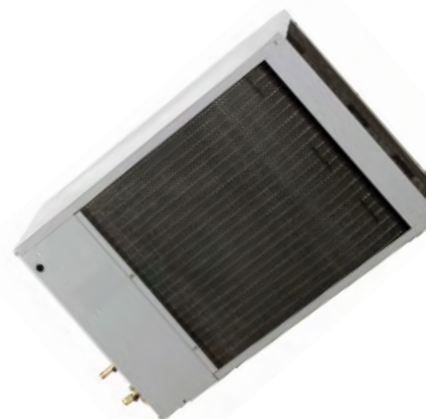
La unidad evaporadora, es un sistema compacto, que incorpora de fabrica un Ventilador centrífugo, el mismo que será el encargado de mover el aire a través de los ductos, mismos que se dimensionaran más adelante.

**Tabla 51**

*Especificaciones técnicas de unidad condensadora.*

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE UNIDAD CONDENSADORA	
Marca	Carrier
Modelo	38QRR060
Capacidad	Frio – Calor 60000 Btu/h
Parámetros Eléctricos	220V-3F-60Hz
Potencia Eléctrica	5.5 kW
Compresor	Compresor inc. Copeland
Tipo De Refrigerante	Puron R Refrigerant (R410A) TVX

**Fuente:** Adaptado de ficha técnica 38QRR060 - Carrier





El condensador, deberá ser un equipo integrado, con compresor reversible, con tarjeta electrónica integrada para su operación en modo frío y calor, válvula de 4 vías y accesorios.

### 5.3 JUSTIFICACIÓN DEL SISTEMA SELECCIONADO

El sistema de climatización seleccionado está conformado por un condensador modelo 38QRR060 con compresor incorporado y un evaporador modelo FBC4N061L frío-calor, ambos compatibles entre sí y diseñados para operar como un sistema integrado de expansión directa. La selección del sistema se realizó considerando criterios de capacidad térmica, integración al vagón (dimensiones y configuración geométrica), disponibilidad de equipos en el mercado, facilidad de mantenimiento y acceso a repuestos.

El sistema opera con el refrigerante R410A (Puron), el cual es ampliamente utilizado en aplicaciones HVAC y presenta clasificación de seguridad A1 (no inflamable y de baja toxicidad), lo que constituye una ventaja en términos de seguridad operativa, especialmente en aplicaciones de transporte.

Si bien el R410A presenta un potencial de calentamiento global elevado en comparación con refrigerantes más recientes, sin embargo, su uso se justifica en el presente diseño debido a su compatibilidad con los equipos seleccionados, su amplia disponibilidad en el mercado y la ausencia de riesgos asociados a inflamabilidad, a diferencia de alternativas como el R32.

*Tabla 52*  
*Características de Refrigerantes para sistemas de HVAC*

CARACTERÍSTICA	R410A	R32
Inflamabilidad	No inflamable (Mejor)	Inflamable (A2L)
Seguridad	Muy estable	Requiere más cuidado
Impacto Ambiental (GWP)	Alto (2088)	Bajo (675) (Mejor)
Eficiencia Energética	Buena	Superior (Mejor)
Disponibilidad en Mantenimiento	Mejor Disponibilidad	Menor Disponibilidad

Fuente: <https://ex-machinery.com/r410a-vs-r32-differences-phase-out-retrofit-2022/>



#### 5.4 CALCULO DEL COP (COEFICIENTE DE RENDIMIENTO)

El coeficiente de desempeño (COP) es un parámetro que permite evaluar la eficiencia energética del sistema de climatización, definiéndose como la relación entre la capacidad térmica útil y la potencia eléctrica consumida por el sistema:

$$COP = \frac{Q_L}{W}$$

Donde:

- $Q$  = capacidad térmica del sistema (kW).
- $W$  = potencia eléctrica consumida (kW).

Ahora la potencia eléctrica de sistema está dada por:

- Condensador (Compresor + Ventilador): 5.5 kW (Tabla 51).
- Evaporador (Ventilador): 0.8 kW (Tabla 50).

$$W_{electrica} = 5.5 \text{ kW} + 0.8 \text{ kW}$$

$$W_{electrica} = 6.3 \text{ kW}$$

Ahora se procede a calcular el coeficiente de rendimiento COP:

##### a. MODO REFRIGERACION:

$$COP_{frio} = \frac{16.85 \text{ kW}}{6.3 \text{ kW}}$$

$$COP_{frio} = 2.67$$

##### b. MODO CALEFACCION:

$$COP_{calor} = \frac{15.18 \text{ kW}}{6.3 \text{ kW}}$$

$$COP_{calor} = 2.41$$

Del análisis para el COP se puede evidenciar que los valores de 2.67 en refrigeración y 2.41 en calefacción, se encuentran dentro de los rangos típicos en sistemas de Hvac, oscilando en valores usuales de entre 2 y 4 según ASHRAE, para condiciones reales de operación.



También podemos observar también que el sistema será más eficiente en modo refrigeración, respecto a modo calefacción, en vista que entrega una mayor capacidad térmica por unidad de energía consumida.

### 5.5 CALCULO DE LA DEMANDA TOTAL DE ENERGÍA ELÉCTRICA PARA EL TREN

Habiéndose seleccionado estos equipos se tiene que:

$$P_{total, vagon} = P_{condensador} + P_{evaporador}$$

$$P_{total, vagon} = 5.5 \text{ kw} + 0.8 \text{ kw}$$

$$P_{total, vagon} = 6.3 \text{ kw}$$

Esto multiplicado por los 05 vagones que forman el convoy completo del tren Titicaca seria:

$$P_{tot \text{ tren HVAC}} = 5 \text{ vagones} \times 6.3 \text{ kw}$$

$$P_{tot \text{ tren HVAC}} = 31.5 \text{ kw}$$

Realizando la comparación con la potencia eléctrica disponible por el grupo electrógeno de 136.0 kW, tenemos una amplia diferencia. y las características eléctricas de los equipos, son compatibles con las características eléctricas del Grupo electrógeno generador 220v-3F-60hz.



## Capítulo VI. CALCULO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS DE SANITIZACION

### 6.1 CALCULO Y SELECCIÓN LAMPARAS UV-C

El cálculo y selección de lámparas UV-C en sistemas HVAC tiene como objetivo dotar al sistema un nivel adecuado de radiación germicida para la inactivación de microorganismos presentes en el aire, de igual manera también tiene la capacidad de sanitizar componentes expuestos a su radiación como serpentines, paredes de equipo o paredes del ducto. La radiación UV-C, típicamente en 254 nm, rompe el ADN/ARN de bacterias, hongos y virus, reduciendo su capacidad de replicación de esta manera se mejora la higiene y la calidad del aire del sistema, por otro lado con la experiencia en la pandemia del COVID 19, el MTC emitió una resolución ministerial “RM-869-2020MTC/01” indicando que vehículos de este tipo podrán operar siempre y cuando estén dotados de sistemas de Sanitización de aire como Exposición a lámparas UV-C. en ese entender se realiza el cálculo de dichas lámparas y para esto se deberá entender que el proceso de diseño consiste en determinar la intensidad y dosis de irradiación necesarias, considerando el caudal de aire, la geometría del ducto o cámara donde se instalarán las lámparas y la potencia efectiva de las luminarias UV-C. Asimismo, se evalúa la “vida útil” de las lámparas, la pérdida de intensidad con el tiempo y las medidas de seguridad requeridas para conseguir una operación confiable.

#### 6.1.1 CALCULO DE LAMPARAS UV-C

Según la Resolución Ministerial N° 0869-2020-MTC (Ministerio de Transportes Y comunicaciones, 2020) se establece la necesidad de implementar medidas orientadas a la mitigación de agentes patógenos, incluyendo virus del orden del SARS-CoV-2. En ese contexto, resulta necesario definir una dosis adecuada de radiación ultravioleta tipo C (UV-C) para la inactivación viral.

De acuerdo con Martínez-Antón et al. (2021), en su estudio *Determination of the*



*characteristic inactivation fluence for SARS-CoV-2 under UV-C radiation*, la fluencia de radiación UV-C requerida para lograr una inactivación del 99 % del virus SARS-CoV-2 es de 21.6 J/m<sup>2</sup>, equivalente a 2.16 mJ/cm<sup>2</sup>.

$$Dosis = 2.16 \text{ mJ/cm}^2$$

Por otro lado, tenemos que la dosis está dada por:

$$Dosis = I * t$$

Donde:

I: Intensidad de la lampara (mW/cm<sup>2</sup>).

Dosis: Exposición (mJ/cm<sup>2</sup>).

t: Tiempo (S).

Para calcular el tiempo, será necesario establecer el tamaño de la caja de mezcla que es donde irán insertos las lámparas UV.

**Tabla 53**

*Dimensiones generales de caja de mezcla de aire.*

ancho	A	0.564	m
altura	H	0.648	m
Área Sección	A sección	0.365472	m <sup>2</sup>
Longitud	L	0.32	m

*Fuente: Elaboración Propia.*

$$V = \frac{Q}{A}$$

$$V = \frac{0.9652 \text{ m}^3/\text{s}}{0.365472 \text{ m}^2}$$

$$V = 2.64 \text{ m/s}$$

Teniendo la velocidad podemos calcular el tiempo:

$$t = \frac{L}{V}$$

$$t = \frac{0.32 \text{ m}}{2.64 \text{ m/s}}$$

$$t = 0.121 \text{ s}$$

Reemplazando los valores tenemos:

$$I = \frac{2.16 \text{ mJ/cm}^2}{0.121 \text{ s}}$$

$$I = 17.827 \text{ mW/cm}^2$$

Conociendo la intensidad de radiación UV necesaria para inactivar el virus, se calcula la potencia total de la lámparas.

$$I = \frac{Pot}{A}$$

$$Pot = \frac{17.827 \text{ mW}}{\text{cm}^2} * 0.564 \text{ m}^2$$

$$Pot = 65154.707 \text{ mW} = 65.154 \text{ W}$$


Con la potencia total se calcula el número total de lámparas a instalarse.

**Figura 30**  
*Características de lámpara UV-C.*

### LÁMPARA UVC - 23 Watts

**Información Básica**

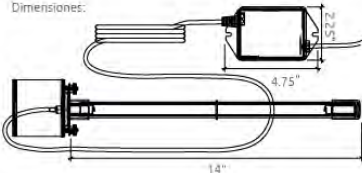
Modelo	DUS13080
Marca	ALLERX
Nombre	Lámpara UVC
Tecnología	Germicida UV
Función	- Germicida contra bacterias y virus, por radiación UV. - Elimina los malos olores, originado por el moho y bacterias.
Certificación	ETL
Instalación	- En serpentín de manejadora o fan coil. - En ducto de suministro de aire acondicionado.



**Especificaciones**

Modelo		DUS13080
Voltaje	V	24 VAC
Tamaño	long	14
Operatividad	Hrs.	9,000
Eliminación de bacterias	%	99.9
Eliminación de Virus	%	99.9
Eliminación de Malos Olores	%	99.9

Dimensiones:



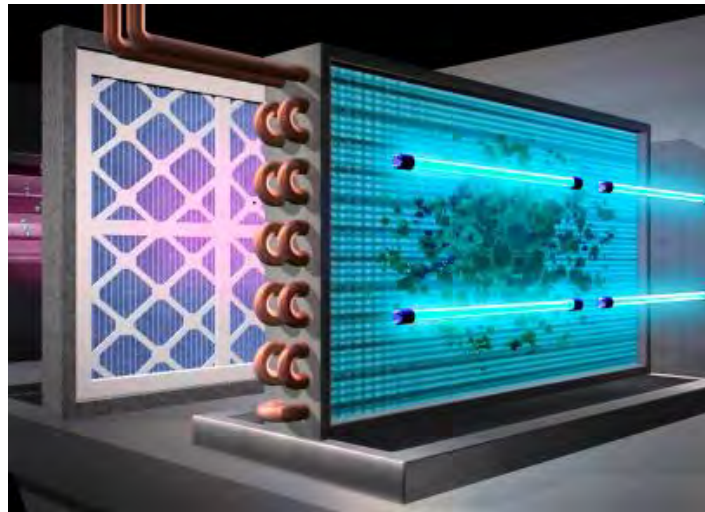
**Fuente:** Extraído de catálogo de lámparas UV-C ALLERX.

Según el catálogo del fabricante, tenemos lámparas de 23W de potencia por lo tanto para el requerimiento, serán necesarias la instalación de 03 lámparas de 23W.

$$\#lamps = 65.154 W / 23 W$$

$$\#lamps = 2.83 \Rightarrow 3 \text{ lamparas}$$

**Figura 38**  
Modelo referencial de montaje de lámparas UV-C.

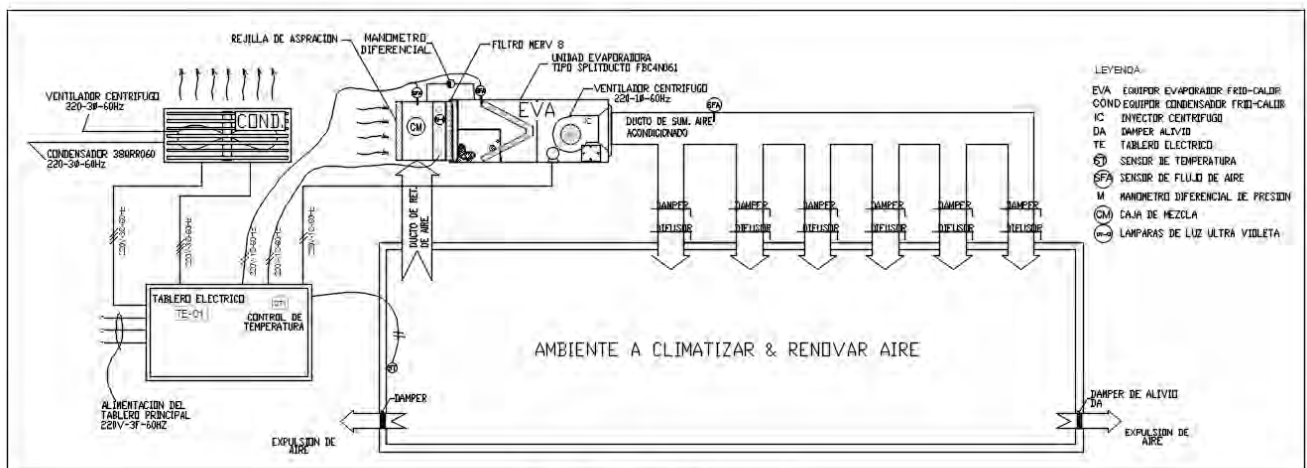


Fuente: Extraído de <https://www.hcsperu.com/aire-acondicionado-peru/fan-coil-uvc/>.

## 6.2 SISTEMA DE CONTROL

El sistema estará dado mediante el esquema presentado en la figura

**Figura 39**  
Sistema de control de flujo de aire acondicionado en el vagón de pasajeros del Tren Titicaca.



Fuente: Elaboración propia.



El sistema de aire acondicionado y sanitización propuesto, está controlado por un tablero eléctrico centralizado, este mismo estará encargado de controlar y proteger el funcionamiento de todos los componentes del sistema HVAC, así como del sistema de desinfección por luz ultravioleta.

En ese entender el tablero eléctrico TE-01 constituye el núcleo del sistema de control, es decir estará diseñado para recibir y procesar señales de los distintos sensores instalados en el sistema, y para controlar el accionamiento de los componentes eléctricos y mecánicos mediante dispositivos de potencia y control.

Este tablero estará compuesto de:

- Interruptores termomagnéticos (ITM) para protección contra sobre corrientes.
- Interruptor diferencial (ID) para protección contra fugas de corriente a tierra.
- Contactores y relés encargados del accionamiento del compresor, ventiladores y lámparas UV.
- Guardamotores térmicos para protección de los motores de los ventiladores del evaporador y condensador.
- Fuente de alimentación y fusibles de control para circuitos auxiliares.
- Botoneras de operación y parada de emergencia, para la seguridad en sobre cargas y caídas de tensión.

Sin embargo, el tablero deberá contar con una tarjeta electrónica de control, la cual compatibiliza con el termostato digital seleccionado, la cual convierte las señales analógicas de los sensores a formato digital, permitiendo su interpretación por el sistema de control y el termostato programable.

Así mismo el sistema utiliza un sensor de temperatura ambiente (ST) ubicado en el



conducto de retorno o en el área climatizada, el cual envía una señal analógica a la tarjeta de control. Con esta información, el termostato digital determinara la activación del modo refrigeración o calefacción, en otras palabras, la inversión de ciclo del sistema. Y la modulación de los ventiladores tanto del evaporador como del condensador.

Para permitir la inversión del ciclo térmico, el tablero accionara una válvula de 4 vías mediante un relé, lo cual hace posible el funcionamiento en modo calefacción y/o refrigeración cuando las condiciones climáticas lo requieren.

Y finalmente ya que el sistema utiliza ventiladores centrífugos conectados a motores monofásicos o trifásicos, cuyo encendido y protección se gestionan desde el tablero se ha dispuesto:

Sensores de flujo de aire en el conducto de descarga (SF), que verifican la operación del sistema y habilitan el encendido de las lámparas UV-C solo cuando exista flujo adecuado.

El manómetro diferencial conectado al filtro MERV 8 cumple la función de monitorear el estado de los filtros, mismo que deberán verificarse en cada mantenimiento, de modo que, a mayor presión, indicará que el filtro se estará saturando y determinando su reemplazo evitando de esa manera el exceso en las pérdidas de carga y generar alertas por obstrucción de flujo.



## **Capítulo VII. DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DE SISTEMA DUCTOS DE AIRE**

### **7.1 DISEÑO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCION DE AIRE EN EL VAGON**

Para el desarrollo el sistema de distribución de aire para el vagón, será necesario realizar el dimensionamiento detallado de los ductos y evaluar las pérdidas de presión que se generaran a lo largo de su recorrido.

Este análisis debe considerar tanto la longitud de cada tramo como los cambios de dirección, reducciones, ampliaciones y cualquier elemento que altere el flujo. Con esta información podremos optimizar la selección de diámetros, velocidades y accesorios, asegurando de esta manera que el aire acondicionado llegue a todos los sectores del vagón de manera eficiente, balanceada y uniforme, obteniendo así un control térmico estable y un funcionamiento óptimo del sistema.

### **7.2 DIMENSIONAMIENTO Y PERDIDA DE PRESIÓN EN DUCTOS DE VENTILACIÓN**

A diferencia de los sistemas tradicionales de ventilación, en este caso se verificará un sistema de aire acondicionado con recirculación de aire, y el aire renovado se elimina al exterior mediante diferencia de presión.

Según ASHRAE (2016), para alcanzar confort térmico y acústico en los espacios acondicionados, se recomienda que la velocidad del aire en los difusores no supere los 2.5 m/s, mientras que en los conductos principales no debe exceder los 10 m/s. Estos límites permiten minimizar la generación de ruido, vibraciones y corrientes de aire incómodas, constituyendo condiciones iniciales de diseño para el dimensionamiento del sistema de ductos.

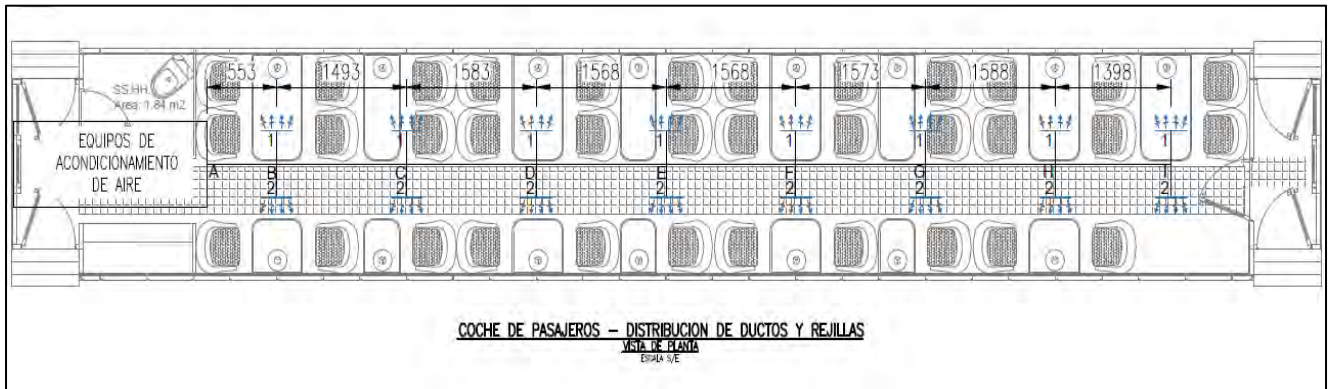
#### **7.2.1 SISTEMA DE INYECCION**

##### **7.2.1.1 DIMENSIONAMIENTO DE DUCTO DE INYECCION DE AIRE**

A diferencia de los sistemas tradicionales de ventilación, en este caso se verificará un sistema de aire acondicionado con recirculación de aire, y el aire renovado se elimina al exterior mediante diferencia de presión.

El objetivo de esta parte es correcto dimensionamiento de los ductos en la inyección y el cálculo de la caída de presión.

Para lo cual se distribuirá de la siguiente manera:

**Figura 40***Trazo de los ductos de inyección de aire.*

*Fuente:* Elaboración propia.

De la imagen anterior verifica que el tramo principal es el tramo principal o línea troncal A-I, en la que existen pequeñas bifurcaciones a cada lado a los que nombramos al lado derecho como 1 y al lado izquierdo como 2, teniendo así bifurcaciones B-1, B-2, C-1, C-2, D-1, D-2, E-1, E-2, F-1, F-2, G-1, G-2, H-1, H-2, I-1 e I-2. Teniendo de esta manera 16 ramales secundarios.

De esta configuración, podremos obtener la pérdida de presión en los ductos, analizando la ruta crítica, que básicamente estará dado por el tramo más largo y con más obstáculos, que del esquema anterior podremos identificar como el tramo A-I-1 o el tramo A-I-2 en vista que estos son simétricos.

Para el cálculo de las pérdidas de presión emplearemos las ecuaciones de Darcy-Colebrook.

$$\Delta f = \frac{1000fL}{D_h} * \frac{\rho v^2}{2}$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2\log \left( \frac{\varepsilon}{3.7D_h} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right)$$

$$Re = \frac{D_h V}{1000\nu}$$

Para efectuar este cálculo debemos considerar como datos el material de la plancha, la rugosidad, densidad del aire, viscosidad Cinemática:

**Tabla 54**  
 Datos para el dimensionamiento de ductos de aire.

Datos Para el Dimensionamiento de Ductos de aire			
plancha de acero galvanizado	t	0.08	mm
rugosidad	$\epsilon$	0.00015	m
densidad aire	$\rho$	0.82	kg/m <sup>3</sup>
Viscosidad Cinemática	$\mu$	0.00001684	kg/m s

*Fuente: Elaboración propia.*

Por otro lado, teniendo un caudal total de suministro de 2045.26 cfm y 16 rejillas por donde se inyectará el aire dentro del vagón, lo que nos da un caudal en cada rejilla de 127.82 cfm o 217.18 m<sup>3</sup>/h.

**Tabla 55**  
 Resumen de cálculo de pérdidas de presión en los tramos del ducto de inyección.

N°	Tramo	L (m)	Q (CFM)	Q (m <sup>3</sup> /s)	Velocidad (m/s)	Área m <sup>2</sup>	Alto (m)	Ancho (m)	R<8	Dh (m)	Re	f	Caída de Presión (Pa)
1	A-B	0.55	2045.26	0.97	9.00	0.107	0.20	0.54	2.68	0.29	127210.93	0.02	1.25
2	B-1	0.01	127.83	0.06	1.95	0.031	0.10	0.31	3.09	0.15	14299.09	0.03	0.00
3	B-2	0.01	127.83	0.06	1.95	0.031	0.10	0.31	3.09	0.15	14299.09	0.03	0.00
4	B-C	1.49	1789.60	0.84	7.90	0.107	0.20	0.53	2.67	0.29	111566.72	0.02	2.64
5	C-1	0.01	127.83	0.06	1.95	0.031	0.10	0.31	3.09	0.15	14299.09	0.03	0.00
6	C-2	0.01	127.83	0.06	1.95	0.031	0.10	0.31	3.09	0.15	14299.09	0.03	0.00
7	C-D	1.58	1533.95	0.72	7.50	0.097	0.20	0.48	2.41	0.28	102903.18	0.02	2.63
8	D-1	0.05	127.83	0.06	1.95	0.031	0.10	0.31	3.09	0.15	14299.09	0.03	0.01
9	D-2	0.05	127.83	0.06	1.95	0.031	0.10	0.31	3.09	0.15	14299.09	0.03	0.01
10	D-E	1.57	1278.29	0.60	7.00	0.086	0.20	0.43	2.15	0.27	92780.94	0.02	2.39
11	E-1	0.07	127.83	0.06	1.95	0.031	0.10	0.31	3.09	0.15	14299.09	0.03	0.02
12	E-2	0.07	127.83	0.06	1.95	0.031	0.10	0.31	3.09	0.15	14299.09	0.03	0.02
13	E-F	1.57	1022.63	0.48	7.00	0.069	0.20	0.34	1.72	0.25	85967.98	0.02	2.63
14	F-1	0.11	127.83	0.06	1.95	0.031	0.10	0.31	3.09	0.15	14299.09	0.03	0.03
15	F-2	0.11	127.83	0.06	1.95	0.031	0.10	0.31	3.09	0.15	14299.09	0.03	0.03
16	F-G	1.57	766.97	0.36	7.00	0.052	0.16	0.32	2.02	0.21	72688.60	0.02	3.25
17	G-1	0.12	127.83	0.06	1.95	0.031	0.10	0.31	3.09	0.15	14299.09	0.03	0.04
18	G-2	0.12	127.83	0.06	1.95	0.031	0.10	0.31	3.09	0.15	14299.09	0.03	0.04
19	G-H	1.59	511.32	0.24	6.50	0.037	0.12	0.31	2.58	0.17	54532.20	0.02	3.73
20	H-1	0.13	127.83	0.06	1.95	0.031	0.10	0.31	3.09	0.15	14299.09	0.03	0.04
21	H-2	0.13	127.83	0.06	1.95	0.031	0.10	0.31	3.09	0.15	14299.09	0.03	0.04
22	H-I	1.40	255.66	0.12	4.50	0.027	0.10	0.27	2.68	0.15	31802.73	0.03	2.06
23	I-1	0.15	127.83	0.06	1.95	0.031	0.10	0.31	3.09	0.15	14299.09	0.03	0.04
24	I-2	0.15	127.83	0.06	1.95	0.031	0.10	0.31	3.09	0.15	14299.09	0.03	0.04
<b>Ruta crítica A-B-C-D-E-F-G-H-I-1</b>													<b>20.62</b>

*Fuente: Elaboración propia*

Del cálculo tenemos que la pérdida acumulada es de 20.62 Pa, a continuación, se realiza el cálculo de pérdidas por accesorios, para lo cual se utilizara un factor de pérdida por cada accesorio según la siguiente ecuación:

$$\Delta P = K * \frac{\rho v^2}{2}$$

Así mismo, el valor del coeficiente de pérdida por accesorios K estará determinado por el tipo de accesorio que se esté empleando, en este caso tendremos:

- Codo 45°
- Reducciones (Reduction less).
- Bifurcaciones o ramales con paso recto (Through less).
- Cambio de sección

Presentando el siguiente resumen del cálculo:

**Tabla 56**

*Tabla resumen de cálculo de pérdida en accesorios en ductos de inyección.*

N°	Accesorio	Caudal (m3/s)	Velocidad (m/s)	K	Perdida por accesorios (Pa)
1	cambio de sección	0.965	9.00	0.10	3.31
2	codo 45°	0.965	9.00	0.25	8.27
3	codo 45°	0.965	9.00	0.25	8.27
4	bifurcación 1	0.965	9.00	0.08	2.65
5	bifurcación 2	0.844	7.90	0.08	2.04
6	bifurcación 3	0.723	7.50	0.08	1.84
7	bifurcación 4	0.603	7.00	0.08	1.60
8	bifurcación 5	0.482	7.00	0.08	1.60
9	bifurcación 6	0.361	7.00	0.15	3.00
10	bifurcación 7	0.241	6.50	0.15	2.59
11	bifurcación 8	0.120	4.50	0.15	1.24
14	reducción 1	0.844	7.90	0.001	0.040
15	reducción 2	0.723	7.50	0.048	1.116
16	reducción 3	0.603	7.00	0.053	1.072
17	reducción 4	0.482	7.00	0.100	2.002
18	reducción 5	0.361	7.00	0.125	2.502
19	reducción 6	0.241	6.50	0.141	2.434
20	reducción 7	0.120	4.50	0.153	1.273
<b>Perdida en Accesorios</b>					<b>46.85</b>

*Fuente: Elaboración propia.*

Obteniendo una pérdida en accesorios de 46.85 Pa.



Sumando las pérdidas en tramo recto y accesorios tenemos que la pérdida Total es de:

$$P_{t. \text{recto}} + P_{\text{accesorios}} = P_{\text{ductos}}$$

$$20.62 + 46.85 = P_{\text{ductos}}$$

$$P_{\text{ductos}} = 67.47 \text{ Pa}$$

Y se procede a calcular la pérdida de presión dinámica en el punto más alejado que sería en la rejilla I1 o I2

$$P_d = \rho \frac{V^2}{2}$$

$$P_d = 0.89 * \frac{1.95^2}{2}$$

$$P_d = 1.55 \text{ Pa}$$

Procedemos al cálculo de la Presión total en el ducto de inyección:

$$P_{\text{ductos}} + P_d = P_{\text{tot. inyeccion}}$$

$$P_{\text{tot. inyeccion}} = 67.47 \text{ Pa} + 1.55 \text{ Pa}$$

$$P(\text{tot. inyeccion calculo}) = 69.02 \text{ Pa}$$

### 7.2.1.2 SIMULACION COMPUTACIONAL PARA EL SISTEMA DE INYECCION

Sin embargo, las geometrías calculadas poseen la característica de ser poco usuales o no estandarizadas, esto debido a que el vagón cuenta con espacio muy limitado y las formas que presentan ciertos puntos como el cambio de sección, los codos, y las bifurcaciones con paso recto fueron estimadas o aproximadas, por lo tanto para poder tener una comparación del cálculo aplicado, se realizó una simulación CFD mediante ANSYS Fluent, para verificar las pérdidas de presión en el Ducto de inyección de aire.

#### a. CONDICIONES DE FRONTERA PARA EL ANÁLISIS

Para la simulación CFD del ducto de inyección de aire se definieron condiciones de frontera que se alinean con el funcionamiento real del sistema y orientadas a la determinación de la



caída total de presión y el cálculo de la velocidad en el mismo. En la entrada del ducto se estableció una condición de tipo *velocity inlet*, asignando una velocidad uniforme de 9 m/s y una temperatura de 289.5 K, representativa del aire suministrado por el equipo de climatización. La presión de entrada será la presión atmosférica.

Las dieciséis salidas de aire fueron modeladas como condiciones de tipo *pressure outlet*, con presión manométrica nula (0 Pa), considerando que el aire descargado fluye directamente al ambiente interior del vagón ósea a la presión atmosférica.

El fluido fue definido como aire en condiciones normales, y las paredes del ducto fueron modeladas como superficies sólidas (*wall*), asignándoles propiedades correspondientes a chapa galvanizada con rugosidad  $K_s=0.00015\text{m}$ , permitiendo la consideración de las pérdidas por fricción.

#### **ENTRADA (INLET):**

- **Tipo:** Velocity Inlet
- **Velocidad:** 9 m/s
- **Temperatura:** 289.5 K
- **Presión:** Atmosférica
- **Fluido:** Aire

#### **SALIDAS (OUTLETS):**

- **Tipo:** Pressure Outlet
- **Presión:** Atmosférica
- **Temperatura:** No especificada. (Flujo saliente).

#### **PAREDES DEL DUCTO (WALL DUCT):**

- **Tipo:** Wall
- **Material:** Acero Galvanizado
- **Conducción térmica:** Implicit.

- **Rugosidad:** 0.00015m. (Roughness Height).

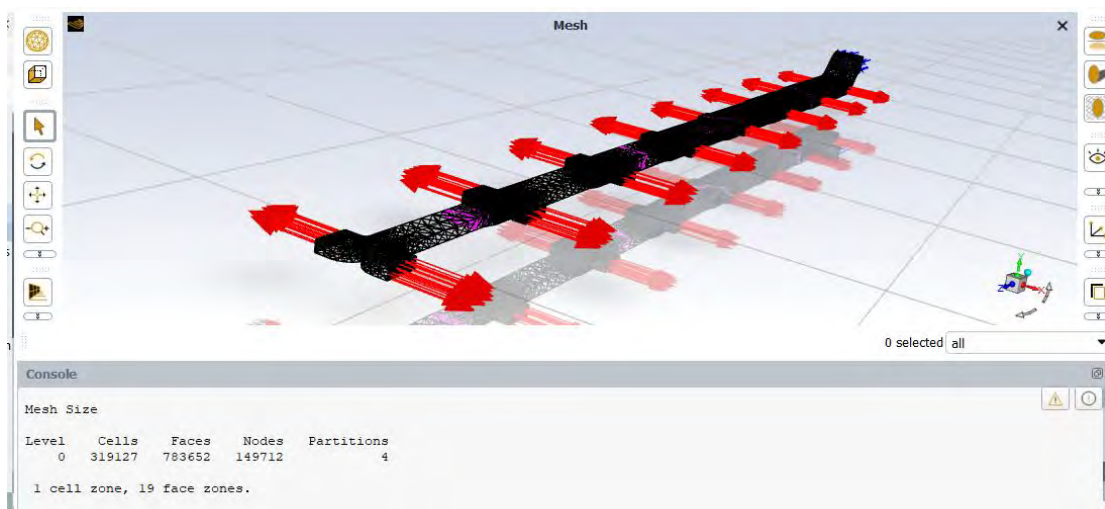
## b. MALLA Y CARACTERISTICAS

La simulación se realizó con una malla no estructurada de elementos tetraédricos, adecuada para representar la geometría compleja del ducto. La malla fue evaluada mediante ortogonalidad y aspect ratio, obteniéndose valores dentro de rangos aceptables, lo que generaría resultados precisos y confiables para el análisis CFD.

### DATOS DE LA MALLA:

- **Tipo de malla:** No estructurada
- **Tipo de elementos:** Tetraédricos
- **Número de celdas:** 319,127
- **Número de caras:** 783,652
- **Número de nodos:** 149,712
- **Zonas de celdas:** 1
- **Zonas de caras:** 19
- **Particiones (para cálculo paralelo):** 4
- **Ortogonalidad mínima:** 0.333
- **Aspect ratio máximo:** 10.97

*Figura 41*  
*Mallado del modelo para simulación.*

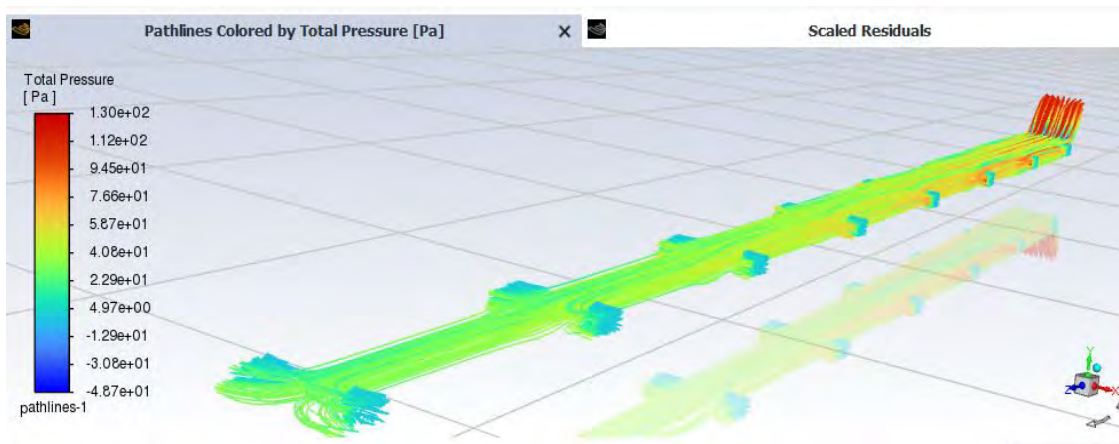


*Fuente:* Elaboración propia.

### c. ANALISIS DE RESULTADOS Y VALIDACION NUMERICA

realizando la simulación CFD verificamos que luego de 98 iteraciones, los residuos asociados a las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento y turbulencia se estabilizaron, indicando que la solución alcanzó un régimen estacionario. A partir de este punto, las variables de interés, en particular la pérdida de presión total del ducto, no presentaron variaciones significativas, por lo que la solución se consideró convergida.

**Figura 42**  
*Análisis de presiones en ducto de inyección - ANSYS Fluent.*



**Fuente:** Elaboración propia.

Del análisis efectuado se calcula la pérdida de presión entre en Inlet, que es la Boca del ducto en la unión con la Unidad de tratamiento de aire, y El Outlet que sería el punto de descarga más lejano. Obteniendo el siguiente resultado.

**Figura 43**  
*Presiones en los puntos de ingreso (Inlet) y salida (Outlet).*

Console	
Mass-Weighted Average Total Pressure	[Pa]
-----	-----
inlet	85.28692
Mass-Weighted Average Total Pressure	[Pa]
-----	-----
outlet-16	25.21574

**Fuente:** Extraído de la simulación CFD del software ANSYS Fluent.

Del análisis realizado verificamos que las presiones en la entrada son de 85.28692 Pa y en la salida 25.21574 Pa, en ese entender la diferencia sería la presión total calculada por el software:

$$P_{tot,inyeccion(CFD)} = P(outlet) - P(inlet - 16,8)$$

$$P_{tot,inyeccion(CFD)} = 85.28692 - 25.21574$$

$$P_{tot,inyeccion(CFD)} = 60.071 Pa$$

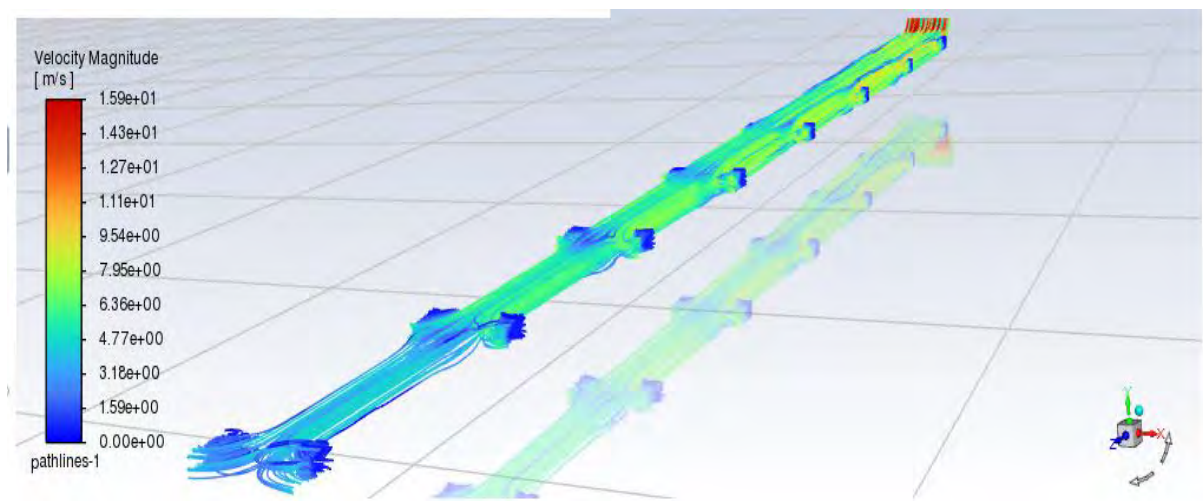
En ese sentido, las presiones en el tramo analizado tanto mediante el cálculo analítico y simulación CFD, son muy cercanas, por lo tanto, asumiremos en el cálculo el valor más alto. Teniendo 69.02 Pa como la presión del ducto de inyección.

$$P_{tot,inyeccion} = 69.02 Pa$$

En cuanto al análisis de velocidades en los puntos de interés, se realiza la verificación obteniendo las velocidades de la siguiente manera:

**Figura 44**

*Análisis de velocidades en los puntos de salida (CFD).*



**Fuente:** Extraído de la simulación CFD del software ANSYS Fluent.

Se puede observar que las velocidades en los puntos de expulsión, son del orden de los 1.6-2.0 m/s, de modo que estos valores, son aceptables en la inyección de aire, respecto a lo



recomendado por ASHRAE que es de 2.5 m/s como máximo, no llegando a ser molestos, y contribuyen al confort en el interior del vagón de tren.

### 7.2.1.2 SELECCIÓN DE REJILLAS DE INYECCION DE AIRE

Las rejillas de inyección, son los elementos del sistema de ventilación que se encargan de dirigir e impulsar el aire hacia en ambiente o espacio habitado. Para seleccionar las rejillas o difusores, deberemos tener en cuenta lo siguiente:

Datos:

Qsum = 127.82 cfm o 217.18 m3/h (caudal de suministro).

Nº de Rejillas: 16 Und.

Ubicación: Pared de Góndola (Vertical).

Tamaños: 300x100mm

Verificando tablas de fabricantes la marca KOOLAIR cuenta nos ofrece diversos modelos para este tipo de dispositivos, y según nuestros requerimientos podemos ver que se cuentan con modelos que satisfacen nuestras necesidades, a continuación, se muestra el dispositivo seleccionado.

**Tabla 57**  
Tabla de tamaños de rejillas KoolAir.

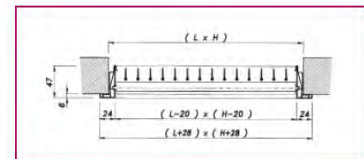
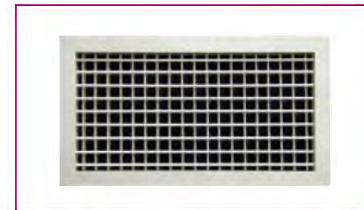
Q	Dm (mm)	200x100		250x100		300x100 200x150		250x150		300x150		350x150 250x200		600x100 400x150 300x200		500x150 350x200		600x150 450x200 350x250 300x300		600x200 500x250 400x300		1000x150 750x200 600x250 500x300		1200x150 900x200 750x250 600x300		1100x200 900x250 750x300		1200x250 1000x300		
		α(°)	0	30	0	30	0	30	0	30	0	30	0	30	0	30	0	30	0	30	0	30	0	30	0	30	0	30	0	30
100	27,8	V <sub>x</sub> (m/s) X (m) p <sub>t</sub> (Pa) NR (dB)	2,8 2,2 3,2 10	2,8 1,8 3,9 12	2,2 1,9 2,0 5	2,2 1,6 2,4 7	1,9 1,8 1,4 1,7	1,9 1,4 1,7	1,5 1,6 0,9	1,5 1,3 1,1	1,2 1,5 0,6	1,2 1,2 0,7	1,1 1,3 0,4	1,1 1,1 0,5	0,9 1,2 0,3	0,9 1,0 0,2	0,7 1,1 0,2	0,7 0,9 0,1	0,6 1,0 0,1	0,6 0,8										
150	41,7	V <sub>x</sub> (m/s) X (m) p <sub>t</sub> (Pa) NR (dB)	4,3 3,3 7,2 20	4,3 2,6 8,7 22	3,3 2,9 4,4 15	3,3 2,3 5,3 17	2,8 2,1 3,2 12	2,8 2,1 3,8 14	2,3 2,1 2,5 8	2,3 1,9 4,4 10	2,3 1,9 1,7 6	2,3 1,7 1,0	2,3 2,2 1,2	1,9 1,5 0,7	1,9 1,5 0,5	1,6 1,2 0,3	1,6 1,2 0,4	0,8 0,6 0,2	0,8 0,4											
200	56,6	V <sub>x</sub> (m/s) X (m) p <sub>t</sub> (Pa) NR (dB)	5,7 4,4 12,9 27	5,7 3,5 15,4 29	4,4 3,9 7,9 22	4,4 3,1 9,5 24	3,8 3,6 5,6 19	3,8 2,9 6,2 21	3,0 2,6 3,7 15	3,0 2,6 4,4 17	2,5 2,2 3,4 11	2,5 2,2 1,8 8	2,5 2,2 1,3 5	2,1 1,8 2,2 10	2,1 1,8 1,6 7	2,1 1,6 0,9	2,1 1,6 0,5	1,2 0,8 0,3	1,2 0,8	0,8 0,3										
250	69,4	V <sub>x</sub> (m/s) X (m) p <sub>t</sub> (Pa) NR (dB)	7,1 5,5 20,1 33	7,1 4,4 24,1 35	5,6 4,9 10,3 28	5,6 3,9 12,8 30	4,7 4,5 6,1 24	4,7 3,6 6,8 26	3,8 3,2 5,2 20	3,8 3,2 5,9 22	3,1 2,9 3,8 16	3,1 2,6 4,6 18	2,7 2,2 2,8 13	2,7 2,2 3,4 15	2,2 2,2 2,0 10	2,2 2,0 1,3 12	1,8 1,5 0,9	1,8 1,5 1,0	1,5 1,1 0,4	1,1 0,8										
300	83,3	V <sub>x</sub> (m/s) X (m) p <sub>t</sub> (Pa) NR (dB)	8,5 6,6 28,9 41	8,5 5,3 34,7 43	8,7 6,8 17,8 36	8,7 5,8 21,3 38	5,8 5,4 11,7 33	5,8 4,7 12,2 35	4,6 4,3 8,3 29	4,6 3,9 10,0 31	3,7 3,6 5,5 25	3,7 3,2 6,6 27	3,2 2,7 3,8 21	3,2 2,7 4,0 23	2,7 2,2 2,9 18	2,7 2,2 1,9 15	2,2 2,2 1,3 12	2,2 1,8 0,9	1,8 1,5 0,6	1,3 0,8										
350	97,2	V <sub>x</sub> (m/s) X (m) p <sub>t</sub> (Pa) NR (dB)	9,9 7,7 39,4 41	9,9 6,2 47,2 43	7,8 6,8 24,2 36	7,8 6,8 29,0 38	6,6 6,3 17,3 33	6,6 5,5 20,7 35	5,3 5,0 11,3 29	5,3 4,5 13,5 31	4,3 4,1 7,5 25	4,3 3,7 9,0 27	4,3 3,7 5,5 21	4,3 3,7 6,6 23	3,1 2,6 4,0 18	3,1 2,6 2,3 15	2,6 2,2 1,7 12	2,6 2,2 1,0	2,1 1,5 0,6	1,5 1,1										
400	111,1	V <sub>x</sub> (m/s) X (m) p <sub>t</sub> (Pa) NR (dB)	11,3 8,8 51,4 44	11,3 7,0 61,7 46	8,9 7,8 31,6 39	8,9 7,8 37,9 41	7,5 7,2 22,5 36	7,5 6,2 27,1 38	6,1 5,7 14,7 32	6,1 5,1 17,7 34	5,0 4,7 9,8 28	5,0 4,7 11,8 30	4,2 3,8 7,2 25	4,2 3,8 8,6 27	3,1 2,8 5,2 22	3,1 2,8 4,1 17	2,6 2,2 3,4 13	2,6 2,2 1,7	2,1 1,5 0,9	1,5 1,1										

Fuente: Tomado de catálogo de rejillas KoolAir.

De las tablas de rejillas disponibles en el mercado se selecciona:

**Figura 45***Especificaciones técnicas de rejilla difusor de 2 vías.*

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE DIFUSORES	
Marca	KOOL AIR
Modelo	SERIE 20.1 DOBLE DEFLEXION
Dimensiones	300x100 mm
Dámper de regulación	Incluido
Caudal	250 m <sup>3</sup> /h
Perdida de Presión	6.8 Pa
Velocidad	4.7 m/s

*Fuente: Elaboración propia.*

De la rejilla seleccionada, tenemos una pérdida de presión de 6.8 Pa.

$$P_{\text{difusor}} = 6.8 \text{ Pa}$$

### 7.2.1.3 SELECCIÓN DE FILTROS DE AIRE

Para un vagón de tren, el objetivo principal del sistema HVAC es controlar temperatura, renovar aire y reducir la carga de partículas comunes. Por lo tanto, el nivel de sanitización que se requiere es moderado, No se requiera la misma calidad de aire que un ambiente médico o quirúrgico. Los filtros MERV 8 son adecuados para este tipo de aplicación por varias razones:

- Retienen partículas típicas del entorno ferroviario como son aerosoles, polvo, partículas de desgaste, fibras y polen.
- Generaran menores caídas de presión versus los filtros de mayor eficiencia, lo que reduce el consumo energético y la exigencia sobre ventiladores.
- Son más económicos, fáciles de reemplazar y con suficiente protección en general para el equipo HVAC.
- Cumplen con los estándares comúnmente utilizados en transporte, ya que no se busca filtración de grado HEPA ni hospitalaria.

Además del filtrado, el sistema contará con lámparas de radiación UV-C, las que estarán instaladas dentro de la cámara de mezcla/retorno.

**Tabla 58**

Tabla de selección de filtros Merv 8.

## 2" 3M™ MERV 8 Electrostatic Filters

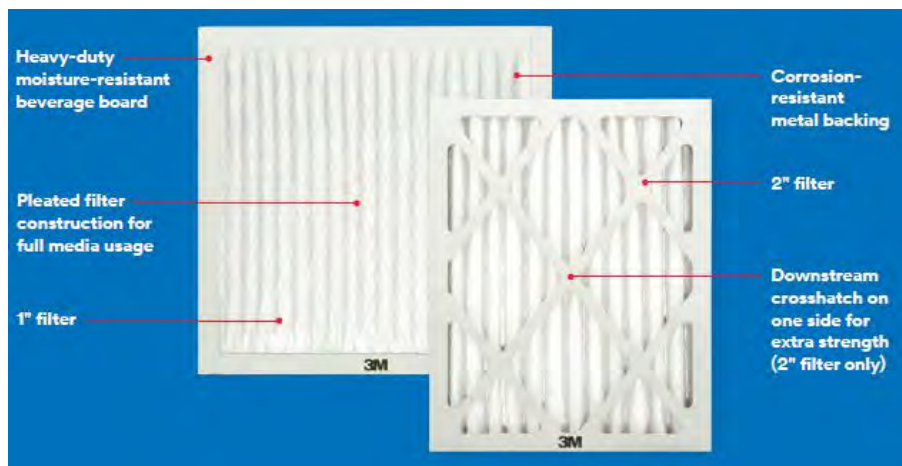
Size	Actual Size (inches)			Actual Size (centimeters)			295 fpm		500 fpm		Media Area (sq. ft.)
	Width	Length	Thickness	Width	Length	Thickness	cfm	Initial Resistance (inches WC)	cfm	Initial Resistance (inches WC)	
16x20x2	15 1/2	19 1/2	1 3/4	39.3	49.5	4.4	655	0.12	1110	0.31	8.1
16x25x2	15 1/2	24 1/2	1 3/4	39.3	62.2	4.4	820	0.12	1390	0.30	10.1
20x20x2	19 1/2	19 1/2	1 3/4	49.5	49.5	4.4	820	0.12	1390	0.30	10.1
20x25x2	19 1/2	24 1/2	1 3/4	49.5	62.2	4.4	1025	0.12	1735	0.29	12.7
24x24x2	23 3/8	23 3/8	1 3/4	59.3	59.3	4.4	1180	0.12	2125	0.29	14.6
12x24x2	11 3/8	23 3/8	1 3/4	28.8	59.3	4.4	590	0.13	1000	0.32	7.3
16x24x2	15 3/8	23 3/8	1 3/4	39.0	59.3	4.4	785	0.12	1335	0.30	9.7
20x24x2	19 3/8	23 3/8	1 3/4	49.2	59.3	4.4	985	0.12	1665	0.29	12.2

Fuente: 3M catalogo filtros Merv 8 USA.

De la fig. 37 seleccionamos un filtro de 24x24x2" con una caída de presión de 0.29 inWC equivalente a 72.21 Pa.

**Figura 46**

Filtro Merv 8.



Fuente: 3M catalogo filtros Merv 8 USA.

$$P_{\text{filtro merv 8}} = 72.21 \text{ Pa}$$

### 7.2.2 SISTEMA DE RETORNO

#### a. DIMENSIONAMIENTO DE DUCTO DE RETORNO

Para el cálculo del sistema de retorno por temas de espacio y la longitud del recorrido desde la rejilla de retorno hasta el equipo, se ve por conveniente el uso de tubería flexible de aluminio. Procediendo al cálculo se tiene lo siguiente:

**Tabla 59***Resumen de cálculo de ducto de retorno.*

N°	Tramo	L (m)	Q (CFM)	Q (m3/s)	Velocidad (m/s)	Área m2	D (m)	D (in)	Re	f	Caída de Presión (Pa)
1	A-B	0.8	1782.7	0.841	10.5	0.080	0.319	12.575	175559.21	0.03764	4.58

*Fuente: Elaboración propia.*

Del cálculo se tiene una caída de presión de 4.58 Pa.

$$P_{ducto\ retorno} = 4.58\ Pa$$

Del cálculo de pérdidas por accesorios en el ducto de retorno, se tiene el cambio de sección de la rejilla hasta la caja de mezcla, el cálculo se da de la siguiente manera.

$$\Delta P = K * \frac{\rho v^2}{2}$$

**Tabla 60***Cálculo de pérdida de presión en accesorios retorno.*

N°	Accesorio	Caudal (m3/s)	Velocidad (m/s)	K	perdida por accesorios (Pa)
1	cambio de sección	1782.7	10.50	0.15	7.26

*Fuente: Elaboración propia.*

Obteniendo una pérdida en accesorios de 7.26 Pa.

Sumando las pérdidas en tramo recto y accesorios tenemos que la pérdida Total es de:

$$P_{ducto\ retorno} + P_{accesorios} = P_{ductos}$$

$$4.58 + 7.26 = P_{ductos}$$

$$P_{ductos} = 11.84\ Pa$$

### 7.2.2.1 SELECCIÓN DE REJILLA DE RETORNO

La rejilla de retorno es un elemento del sistema de ventilación y acondicionamiento de aire que se encarga de permitir el ingreso del aire del recinto hacia el sistema HVAC, para su recirculación, filtración y reinsertión al recinto. Está compuesta por un marco y lamas fijas u orientadas de forma que facilitan el flujo de aire, reducen el ingreso de objetos y ayudan

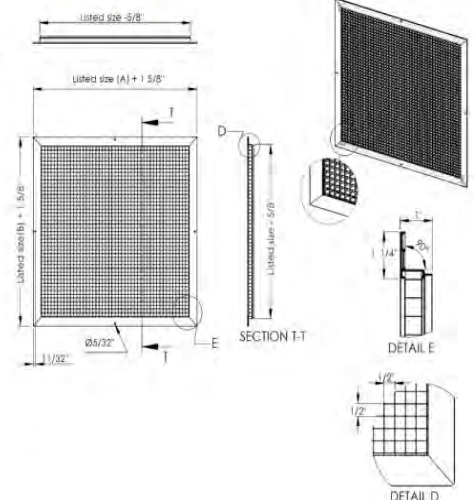
a controlar el aspecto estético del sistema.

**Tabla 61**  
Catálogo de rejillas de retorno.

LISTED SIZE	EFFECT FREE AREA (SQ.FT)	300 FPM	400 FPM	500 FPM	600 FPM	700 FPM	800 FPM	900 FPM	1000 FPM	1200 FPM	1400 FPM
8 X 4	0,200	60	80	100	120	140	160	180	200	240	280
10 X 6	0,375	113	150	189	225	263	300	338	375	450	525
12 X 6	0,450	135	180	225	270	315	360	405	450	540	630
14 X 6	0,525	158	210	263	315	368	420	473	525	630	735
12 X 8	0,600	180	240	300	360	420	480	540	600	720	840
18 X 6	0,675	203	270	338	405	473	540	608	675	810	945
14 X 8	0,700	20	280	350	420	490	560	630	700	840	980
16 X 8	0,800	240	320	400	480	560	640	720	800	960	1120
12 X 10	0,750	225	300	375	450	525	600	750	900	1050	1250
12 X 12	0,900	270	360	450	540	630	720	900	1080	1260	1550
20 X 10	1,250	375	500	625	750	875	1000	1125	1250	1500	1750
18 X 12	1,350	405	540	675	810	945	1080	1215	1350	1620	1890
24 X 12	1,800	540	720	900	1080	1260	1440	1620	1800	2160	2520
30 X 12	2,250	675	900	1125	1350	1575	1800	2025	2250	2700	3150
24 X 18	2,700	810	1080	1350	1620	1890	2160	2430	2700	3240	3780
30 X 18	3,375	1013	1350	1688	2025	2363	2700	3038	3375	4050	4725
48 X 12	3,600	1080	1440	1800	2160	2530	2890	3240	3600	4320	5040
30 X 24	4,500	1350	1800	2250	2700	3150	3600	4050	4500	5400	6300
36 X 24	5,400	1620	2160	2700	3240	3780	4320	4860	5400	6480	7560
36 X 30	6,750	2050	2700	3375	4050	4725	5400	6075	6750	8100	9450
48 X 24	7,200	2160	2880	3600	4320	5040	5760	6480	7200	8640	10080
48 X 36	10,800	3240	4320	5400	6480	7560	8640	9720	10800	12960	15120
STATIC PRESSURE NEGATIVE H2O		0,01	0,019	0,034	0,056	0,079	0,111	0,143	0,184	0,277	0,391
N.C.		20 - 25	25 - 30	30 - 35	35 - 40	40 - 45					

CARACTERÍSTICAS L-RA-G / L-RA-G OB

**SUBMITTAL  
MODELO L-RA-G**



Fuente: Tomado de Catalogo de Rejillas KoolAir.

De la rejilla de retorno seleccionada, tenemos una Perdida de presión de 0.079 inWC o 17.43 Pa.

$$Prejilla\ retorno = 17.43\ Pa$$

### 7.2.2.2 SELECCIÓN DE REJILLA O DAMPER DE SOBRE PRESION

Las rejillas de sobrepresión en el vagón de tren permitirán la descarga controlada del aire excedente generado por el sistema de ventilación y acondicionamiento, el objetivo será de mantener un nivel de presión interior ligeramente superior al ambiente exterior. Esta sobrepresión evita la infiltración de polvo, humo o contaminantes desde el exterior y contribuye al confort y la calidad del aire dentro del vagón.

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}$$

Donde:

Q=caudal de rejilla

$\Delta P$ =Diferencia de presión

$C_d$ =Factor de área

$A$ =área

$P$ =densidad de aire.

$$A = Lxb$$

$$A = 170.45 \times 107.95$$

$$A = 0.0184 \text{ m}^2$$

$$Q = 0.5 * 0.0184 \sqrt{\frac{2(10)}{0.89}}$$

$$Q = 0.0436 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 92.409 \text{ cfm}$$

Del cálculo de caudal de aire exterior suministrado tenemos  $V = 262.5 \text{ cfm}$  y que cada dámper de regulación es de  $92.409 \text{ cfm}$ , por lo tanto:

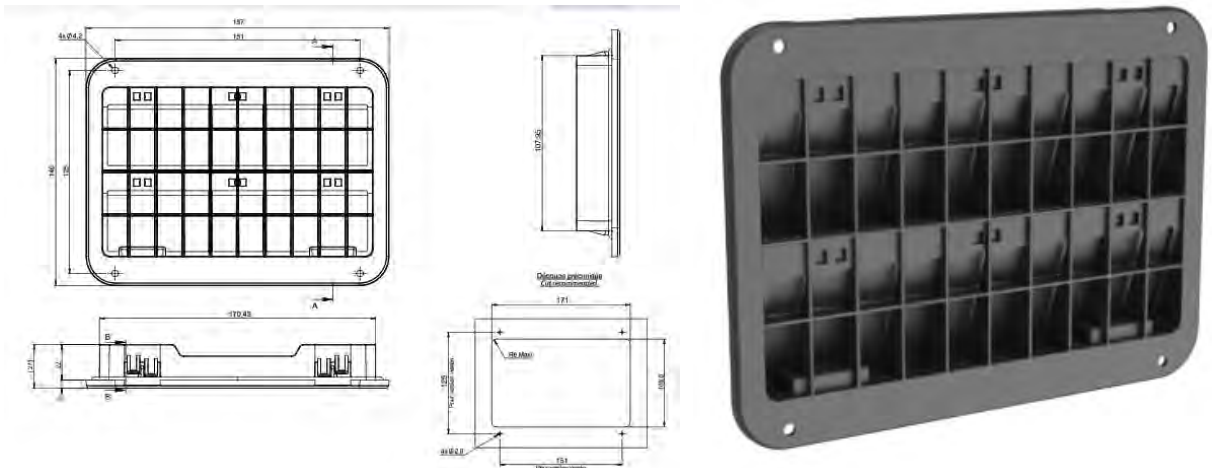
$$\text{Nro de rejillas} = V/\text{Dámper}$$

$$\text{Nro de rejillas} = 262.5 \text{ cfm}/92.409 \text{ cfm}$$

$$\text{Nro de rejillas} = 3.69 \Rightarrow 4 \text{ Rejillas}$$

**Figura 47**

*Rejilla-dámper de sobre presión.*



**Fuente:** Tomado de catálogo de clapet de surpression Siroco,

La caída de Presión en este dispositivo es de  $10 \text{ Pa}$ .

$$P_{\text{damper sobre presión}} = 10 \text{ Pa}$$

De la selección, tenemos que la pérdida de presión en el elemento es de 10Pa, y Habiendo calculado y seleccionado los componentes del sistema de distribución de aire del Vagón de pasajeros, verificamos que la pérdida de presión total estará dada por todas las pérdidas sumadas en el trayecto del fluido teniendo la siguiente sumatoria:

$$P_{tot\ sistema} = P_{tot,inyeccion} + P_{difusor} + P_{filtro} + P_{tot\ ret} + P_{rej,retorno} + P_{damper}$$

$$P_{tot} = 69.02Pa + 6.8Pa + 72.21Pa + 11.84Pa + 17.43Pa + 10Pa$$

$$P_{tot} = 187.30 Pa$$

### 7.3 SELECCIÓN DEL VENTILADOR

El equipo evaporador seleccionado posee un ventilador incorporado, el mismo que posee una caída de presión de hasta 1 inWC o su equivalente 250 Pa Aproximadamente. Mismo que resulta superior a lo solicitado por el diseño.

**Tabla 62**  
Valores de operación de ventilador incorporado en UTA.

**PERFORMANCE DATA**

**FB4C AIRFLOW PERFORMANCE (CFM)**

MODEL & SIZE	BLOWER SPEED	0.25 inWc	0.35 inWc	0.50 inWc	0.65 inWc	0.80 inWc	0.95 inWc
FB4C 018	Tap 5	767	739	702	669	620	565
	Tap 4	614	569	534	486	436	398
	Tap 3	701	660	616	581	537	499
	Tap 2	614	569	534	486	436	398
	Tap 1	410	350	304	261	228	203
FB4C 024 & 025	Tap 5	969	936	892	835	763	676
	Tap 4	826	795	766	743	706	660
	Tap 3	826	795	766	743	706	660
	Tap 2	701	660	616	581	537	499
	Tap 1	617	592	552	507	472	420
FB4C 030	Tap 5	1108	1090	1065	1034	1009	974
	Tap 4	1026	1000	969	938	899	865
	Tap 3	1026	1000	969	938	899	865
	Tap 2	909	873	842	799	762	724
	Tap 1	825	795	757	722	674	634
FB4C 036	Tap 5	1301	1276	1245	1218	1176	1121
	Tap 4	1227	1191	1169	1143	1105	1074
	Tap 3	1227	1191	1169	1143	1105	1074
	Tap 2	1087	1062	1030	1001	966	930
	Tap 1	1026	1000	969	938	899	865
FB4C 042	Tap 5	1560	1544	1507	1464	1424	1358
	Tap 4	1419	1397	1358	1320	1279	1239
	Tap 3	1419	1397	1358	1320	1279	1239
	Tap 2	1249	1220	1184	1142	1093	1052
	Tap 1	1242	1205	1158	1110	1069	1026
FB4C 048	Tap 5	1743	1712	1679	1642	1610	1574
	Tap 4	1669	1634	1589	1564	1531	1499
	Tap 3	1669	1634	1589	1564	1531	1499
	Tap 2	1452	1413	1377	1339	1308	1271
	Tap 1	1300	1256	1221	1182	1142	1101
FB4C 060	Tap 5	1897	1867	1836	1808	1774	1736
	Tap 4	1817	1785	1757	1724	1693	1655
	Tap 3	1817	1785	1757	1724	1693	1655
	Tap 2	1657	1621	1589	1557	1518	1474
	Tap 1	1443	1412	1377	1332	1286	1243
FB4C 061	Tap 5	2330	2305	2280	2245	2190	2145
	Tap 4	2081	1995	1940	1903	1884	1813
	Tap 3	2011	1965	1920	1893	1854	1792
	Tap 2	1865	1832	1793	1756	1707	1653
	Tap 1	1662	1618	1571	1527	1478	1428

■ - Airflow above 450 cfm/ton.

Fuente: Tomado de hoja técnica FB4C 061 Carrier.

Del cuadro tenemos que la caída de presión para el modelo seleccionado el FB4C 061 a



una velocidad de operación de Tap-5 ofrece un caudal de 2145 cfm con una caída de presión de 0.95 inWC o equivalente a 237.5 Pa, y nuestro requerimiento de caudal es de 2045.26 cfm y la caída de presión del sistema es de 187.30 Pa, por lo tanto, el ventilador integrado es suficiente para satisfacer nuestro requerimiento de caudal y presión.

#### **7.4 VERIFICACIÓN DE LA DISTRIBUCIÓN DE AIRE AL INTERIOR DEL VAGÓN**

Un punto importante a comprobar es la correcta distribución del aire dentro del recinto a climatizar, por lo tanto, se realizó una simulación CFD mediante el software ANSYS Fluent.

##### **a. CONDICIONES DE FRONTERA PARA EL ANÁLISIS**

Para la simulación CFD del comportamiento térmico del aire al interior del vagón se definieron condiciones de frontera representativas de la operación del sistema de aire acondicionado, con el objetivo de analizar la distribución de temperatura del aire en el volumen interior y evaluar su uniformidad térmica.

El ingreso de aire al vagón se modeló a través de las salidas del ducto de inyección, las cuales fueron definidas como condiciones de tipo velocity inlet, imponiendo únicamente la temperatura del aire suministrado, establecida en 16.5°C, correspondiente al aire impulsado por el equipo de climatización. La presión de referencia considerada fue la presión atmosférica.

Las rejillas de retorno de aire fueron modeladas como condiciones de tipo pressure outlet, con presión manométrica nula (0 Pa), permitiendo la salida libre del aire del dominio sin imponer condiciones térmicas adicionales.

El volumen interior del vagón fue definido como un dominio fluido de aire, activándose la ecuación de energía para considerar la transferencia de calor. Las superficies internas del



vagón (paredes laterales, techo y piso) se modelaron como paredes sólidas (wall), a las cuales se les asignó una temperatura constante, representativa de las condiciones térmicas externas del vagón. No se consideraron pasajeros ni fuentes internas de calor, dado que el análisis se enfoca exclusivamente en la evaluación de la uniformidad de la temperatura del aire en el interior del vagón.

#### **ENTRADAS DE AIRE:**

- **Tipo:** Velocity Inlet
- **Velocidad:** 2.0 m/s
- **Temperatura:** 16.5 °C
- **Presión:** Atmosférica

#### **SALIDAS DE AIRE:**

- **Tipo:** Pressure Outlet
- **Presión:** 0 Pa

#### **DOMINIO:**

- **Fluido:** Aire
- **Modelo térmico:** Energy equation activada

#### **PAREDES:**

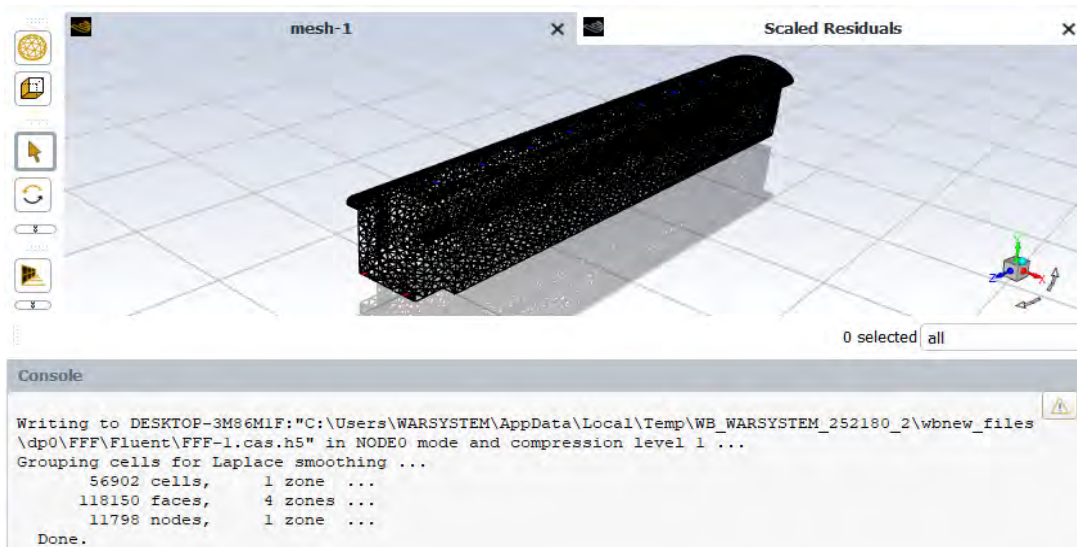
- **Tipo:** Wall
- **Condición térmica:** Temperatura constante

#### **b. MALLA Y CARACTERISTICAS**

El dominio computacional correspondiente al ducto de inyección y al volumen interior del vagón fue discretizado mediante una **malla no estructurada**, compuesta principalmente por **elementos tetraédricos**, lo que permitió una adecuada representación de la geometría y de las variaciones del flujo.

El tamaño de la malla fue seleccionado de manera que genere precisión numérica y costo computacional. La calidad de la malla fue evaluada mediante los criterios de calidad ortogonal (*orthogonal quality*) y relación de aspecto (*aspect ratio*), obteniéndose valores dentro de rangos aceptables para simulaciones CFD de flujos internos. Estos resultados permiten considerar la malla como adecuada para el análisis térmico realizado.

**Figura 48**  
*Malla del modelo para simulación de distribución de temperatura.*



*Fuente:* Extraído de la simulación CFD del software ANSYS Fluent.

## DATOS DE LA MALLA:

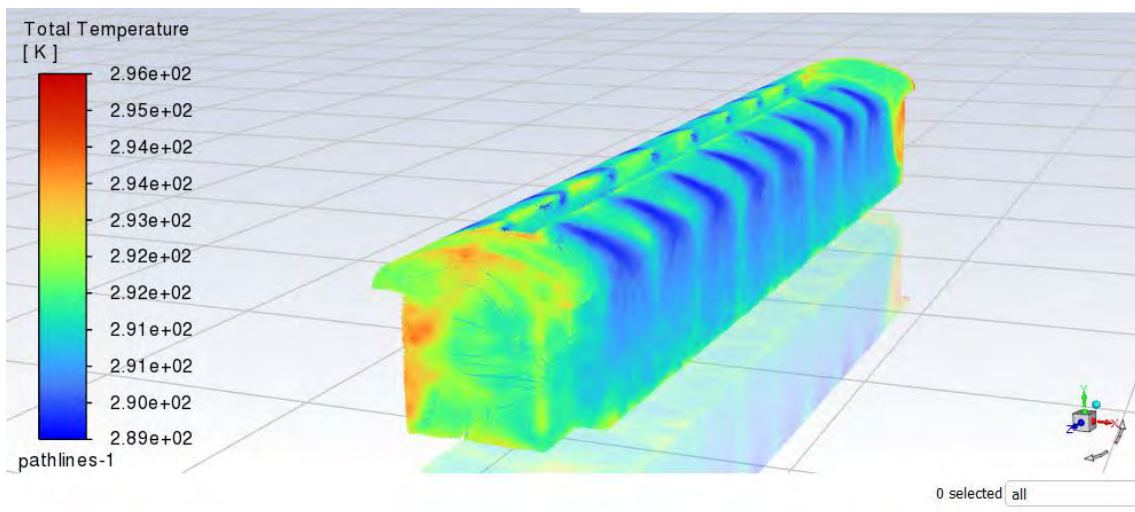
- **Tipo de malla:** No estructurada
- **Tipo de elementos:** Tetraédricos
- **Número de celdas:** 56 902
- **Número de caras:** 118 150
- **Número de nodos:** 11 798
- **Zonas de celdas:** 1
- **Zonas de caras:** 4
- **Particiones (cálculo paralelo):** 4
- **Calidad ortogonal mínima:** 0.357
- **Relación de aspecto máxima:** 26.5

### c. ANALISIS DE RESULTADOS

realizando la simulación CFD verificamos que luego de 77 iteraciones, los residuos asociados a las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento y turbulencia se estabilizaron, indicando que la solución alcanzó un régimen estacionario. A partir de este punto, las variables de interés, en particular la pérdida de presión total del ducto, no presentaron variaciones significativas, por lo que la solución se consideró convergida.

**Figura 49**

*Resultado de simulación CFD de distribución de temperaturas en el vagón.*



*Fuente: Extraído de la simulación CFD del software ANSYS Fluent.*

De la simulación podemos observar que el espacio ocupado presenta una distribución uniforme de temperatura dentro del vagón, a las condiciones de temperatura, velocidad y caudal obtenidos del cálculo. Con temperaturas casi homogéneas dentro del espacio ocupado alrededor de los 291 K y 295 K, o equivalente a 17.9 °C y 21.9 °C, respectivamente.

Esta uniformidad térmica dentro del área ocupada evidencia que la disposición de la red de distribución de aire es adecuada para el caso de estudio, permitiendo alcanzar condiciones de confort térmico aceptables en el interior del vagón de tren.

## 7.5 PRESUPUESTO DEL PROYECTO

Se presentará el presupuesto de la ejecución del proyecto, para este capítulo se utilizó el software S10 especializado en costos y presupuestos, de esta manera se podrá realizar el análisis de costos unitarios, las partidas y así la obtención del presupuesto final del proyecto.

**Tabla 63**  
*Presupuesto del proyecto.*

Presupuesto										
Presupuesto	0102004	IMPLEMENTACION DE SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO EN VAGON DE PASAJEROS DEL TREN TITICACA								
Subpresupuesto	001	IMPLEMENTACION DE SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO Y SANITIZACION TREN TITICACA								
Cliente	UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO							Costo al	13/08/2007	
Lugar	CUSCO - CUSCO - WANCHAQ									
Item	Descripción	Und.	Metrado	Precio \$/	Mano de Obra	Material	Equipo	Subcontrato	Parcial \$/	
01	IMPLEMENTACION DE SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO				4,113.55	11,309.06	23,067.99	1,852.50	40,343.09	
01.01	TRABAJOS PRELIMINARES					833.12	59.00	6.73	898.85	
01.01.01	DESMONTAJE DE GONDOLA	glb	1.00	343.29	336.56		6.73		343.29	
01.01.02	TRAZADO DEL SISTEMA HVAC	glb	1.00	555.56	496.56	59.00			555.56	
01.02	SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO				1,030.07	2,917.00	22,158.34		26,105.41	
01.02.01	SUMINISTRO E INSTALACION DE UNIDAD CONDENSADORA	und	1.00	13,507.62	209.92	93.50	13,204.20		13,507.62	
01.02.02	SUMINISTRO E INSTALACION DE UNIDAD EVAPORADORA	und	1.00	8,928.29	336.56	85.00	8,506.73		8,928.29	
01.02.03	SUMINISTRO E INSTALACION DE TERMOSTATO DIGITAL	und	1.00	586.01	104.96	45.00	436.05		586.01	
01.02.04	TUBERIA FLEXIBLE DE COBRE VAPOR LINE	glb	1.00	1,717.66	336.56	1,371.00	10.10		1,717.66	
01.02.05	TUBERIA FLEXIBLE DE COBRE LIQUID LINE	glb	1.00	1,365.83	42.07	1,322.50	1.26		1,365.83	
01.03	SISTEMA DE DISTRIBUCION Y CIRCULACION DE AIRE				1,006.24	3,160.20	226.36	1,852.50	6,245.30	
01.03.01	REVILLA DE TOMA DE AIRE	und	1.00	795.13	52.48	731.00	11.65		795.13	
01.03.02	DUCTO FLEXIBLE PARA TOMA DE AIRE	m2	1.00	97.00	52.48	33.40	11.12		97.00	
01.03.03	DUCTOS DE ACERO GALVANIZADO Y DISTRIBUCION DE AIRE	kg	1.00	3,679.69	586.40	1,180.80	59.99	1,852.50	3,679.69	
01.03.04	SUMINISTRO E INSTALACION DE DIFUSORES DE DISTRIBUCION DE AIRE	und	1.00	1,127.52	209.92	853.50	64.10		1,127.52	
01.03.05	SUMINISTRO E INSTALACION DE REVILLA DE RETORNO	und	1.00	256.98	52.48	164.75	39.75		256.98	
01.03.06	SUMINISTRO E INSTALACION DE REVILLAS DE EXPULSION O DAMPER DE SOBRE PRESION	und	1.00	288.98	52.48	196.75	39.75		288.98	
01.04	SISTEMA DE MEZCLA, DESINFECCION Y FILTRADO DE AIRE				209.92	1,103.25	410.90		1,724.07	
01.04.01	FABRICACION Y MONTAJE DE CAJA DE MEZCLA Y PORTAFILTROS EN ACERO GALVANIZADO	und	1.00	354.56	104.96	213.90	35.70		354.56	
01.04.02	SUMINISTRO E INSTALACION DE FILTRO MERV 8	und	1.00	599.73	52.48	183.70	363.55		599.73	
01.04.03	SUMINISTRO E INSTALACION DE LAMPARAS UV-C	und	1.00	769.78	52.48	705.65	11.65		769.78	
01.05	ESTRUCTURAS				629.33	2,193.60	133.09		2,956.02	
01.05.01	FABRICACION Y MONTAJE DE SOPORTES DE EVAPORADOR	und	1.00	462.84	130.77	303.75	28.32		462.84	
01.05.02	FABRICACION Y MONTAJE DE SOPORTES DE CONDENSADOR	und	1.00	362.13	36.65	299.05	26.43		362.13	
01.05.03	FABRICACION Y MONTAJE DE COBERTURA DE ACERO DE EQUIPOS	glb	1.00	1,116.21	42.07	1,030.00	44.14		1,116.21	
01.05.04	MODIFICACION Y MONTAJE DE COBERTURA INTERIOR (GONDOLA)	glb	1.00	1,014.84	419.84	560.80	34.20		1,014.84	
01.06	COMPLEMENTARIOS				404.87	1,876.00	132.57		2,413.44	
01.06.01	INSTALACION ELÉCTRICA DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO	glb	1.00	1,836.29	336.56	1,473.00	26.73		1,836.29	
01.06.02	CARGA DE REFRIGERANTE	glb	1.00	444.24	26.24	403.00	15.00		444.24	
01.06.03	PRUEBAS, BALANCEO Y ARRANQUE DEL SISTEMA.	glb	1.00	132.91	42.07	90.84			132.91	
	COSTO DIRECTO								40,343.09	
	SON : CUARENTA MIL TRESCIENTOS CUARENTITRES Y 09/100 SOLES									

Fuente: Resumen Presupuesto S10 – Elaboración propia.

El análisis de costos unitarios se puede encontrar en los ANEXOS B.3.

El presupuesto total del proyecto será de S/ 40343.09 (CUARENTA MIL TRESCIENTOS CUARENTA Y TRES CON 09/100 SOLES).



## CONCLUSIONES

- Se diseñó satisfactoriamente un sistema de aire acondicionado y sanitización de aire para los vagones de pasajeros del tren Titicaca, logrando condiciones adecuadas de confort térmico y purificación del aire interior durante la operación del servicio. El diseño se desarrolló a partir del cálculo de cargas térmicas mediante la metodología Radiant Time Series (RTS) de ASHRAE, el análisis psicrométrico para la determinación de las potencias reales de refrigeración y calefacción, la selección técnica de los equipos de climatización, el diseño de la dúcteria de distribución de aire y el cálculo de los equipos de sanitización mediante lámparas UV-C.
- Mediante el método Radiant Time Series (RTS) de ASHRAE, se determinó las cargas térmicas del vagón en operación, teniendo carga de enfriamiento sensible de 11939.74 W (40714.51 Btu/h), carga de enfriamiento latente de 1456.76 W (4967.57 Btu/h), y carga de calentamiento sensible 10721.56 W (36560.54 Btu/h), Estos datos pueden apreciarse en la tabla 39 (Resumen General de Cargas).
- Mediante el análisis Psicrométrico, se logró calcular, la potencia de los equipos necesaria para mantener condiciones de confort térmico durante la operación del Tren, habiéndose obtenido una potencia de Refrigeración de 16847.66 W (57450.50 Btu/h) y una potencia de calefacción de 15183.02 W (51774.10 Btu/h).
- Con las potencias calculadas y basado en las limitaciones del vagón y los criterios de selección de la norma VDI 2225 se seleccionó una unidad condensadora (Frio – Calor) de la marca Carrier modelo 38QRR060 (60000 Btu/h) y una unidad manejadora de aire (Frio – Calor) de la marca Carrier modelo FBC4N061 (60000 Btu/h), mismas que son paquetes compactos, compatibles entre sí y con accesorios y equipos como compresor, válvula de expansión, válvula de 4 vías serpientes, y



ventiladores incorporados.

- Se realizó el diseño del sistema de distribución de aire (dúcteria) considerando criterios de velocidades y pérdidas de presión establecidos en ASHRAE Standard 62.1 y ASHRAE Handbook-Fundamentals, obteniendo velocidades en los difusores en el orden de 1.95 m/s, y con una pérdida de presión total de 187.30 Pa, valores compatibles con los rangos recomendados para el confort en sistemas HVAC (ASHRAE, 2017).
- El sistema propuesto combina filtración mecánica mediante filtros de tipo MERV 8, adecuado para ambientes habitados, y lámparas UV-C, ambos instalados en la cámara de mezcla, mediante un filtrado del orden de 1.0 a 3.0  $\mu\text{m}$  (eficiencia media) y una dosis de radiación de diseño 2.16  $\text{mJ}/\text{cm}^2$ , equivalente al 99 % de inactivación para el SARS-CoV2, cumpliendo con lo requerido en la RM-869-2020MTC/01. Esta solución reduce carga microbiana, hongos y virus con un consumo eléctrico mínimo, representando una alternativa eficiente para sistemas ferroviarios.
- El diseño del sistema de aire acondicionado en su integridad, (diseño de ductos, montaje de manejador, instalación del condensador) es viable dentro de las restricciones eléctricas, físicas y funcionales del vagón de pasajeros del tren Titicaca, en vista que los vagones de pasajeros del tren Titicaca, ya existen, es así que el diseño del sistema se integra con los vagones de modo que no afecta, ni sugiere cambios en la parte estructural, eléctrica, ni funcional del mismo, demandando solamente modificaciones estéticas menores al interior y exterior del vagón.



## RECOMENDACIONES

- Se recomienda tomar de referencia el presente trabajo de investigación para futuros estudios relacionados al cálculo de cargas térmicas en vehículos y/o edificaciones. La metodología del RTS (Radiant Time Series) aplicada, ha demostrado ser efectiva y bastante realista debido a que considera de manera adecuada el retardo térmico y la inercia térmica de los materiales. Por lo tanto, esto nos permite obtener resultados más precisos, sin requerir de procedimientos matemáticos complejos y/o extensos, por lo que constituye una herramienta bastante práctica y confiable para estudiantes y profesionales del área de la ingeniería mecánica.
- Se recomienda complementar el cálculo manual de la carga térmica mediante la utilización de herramientas de simulación computacional, softwares especializados u otros softwares de modelado energético. La aplicación de estas plataformas permitirá validar los resultados obtenidos y realizar análisis más detallados acerca del comportamiento térmico del sistema, considerando variaciones horarias, efectos dinámicos y condiciones reales de operación. De este modo, se podría reforzar la precisión del diseño y lograr una mayor confiabilidad en la selección de los equipos de climatización.
- Realizar mantenimiento preventivo periódico del sistema HVAC y del sistema de sanitización. De modo que se asegure un desempeño óptimo de los sistemas, y para esto, se recomienda aplicar un plan de mantenimiento que incluya: Cambio de filtros MERV-8 cada 2-4 meses (según horas de operación), limpieza de serpentines, verificación de niveles de refrigerante, medición semestral de irradiancia UV-C para compensar la disminución de potencia de las lámparas (10–20 % por año).



- Se recomienda que a partir de este trabajo de investigación, la empresa Perú Rail S.A y demás operadores ferroviarios, evalúen la implementación de sistemas de aire acondicionado y sanitización, en los vagones de pasajeros que aún no cuenten con estos sistemas, la aplicación de este diseño permitirá elevar los estándares de confort térmico y calidad de aire para los usuarios, mejorando su experiencia durante el viaje, y fortaleciendo la competitividad del servicio ferroviario prestado en el país.
- Se recomienda realizar el análisis de vibraciones para los equipos seleccionados, estructuras de soporte, y estructura existente del vagón, considerando las condiciones dinámicas del conjunto. Ya que este estudio permitiría evaluar posibles resonancias, esfuerzos adicionales y efectos sobre la integridad estructural del vagón durante su operación. La realización de este análisis complementaria de manera segura y confiable el comportamiento global del vagón.
- Se recomienda Como trabajo futuro, la implementación de un sistema de control automático para el sistema de climatización del vagón, con el fin de que se pueda regular de manera automática la temperatura interior, en modo frío y en modo calor, así como la humedad relativa y el caudal de aire suministrado por el ventilador. Este sistema permitiría que la operación del equipo se adapte de forma continua a las variaciones de las condiciones ambientales exteriores, especialmente aquellas asociadas a los cambios de piso altitudinal a lo largo de la ruta.



## BIBLIOGRAFIA

- ASHRAE. (2017). *ASHRAE Handbook—Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- ASHRAE. (2016). *ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- ASHRAE. (2013). *ANSI/ASHRAE Standard 62.1: Ventilation for acceptable indoor air quality*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- ASHRAE. (2009). *ANSI/ASHRAE Standard 55: Thermal environmental conditions for human occupancy*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- Kowalski, W. (2009). *Ultraviolet germicidal irradiation handbook*. Springer.
- Xu, Z. (2014). *Fundamentals of air cleaning technology and its application in clean rooms*. Springer.
- Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (2012). *Fundamentos de transferencia de calor* (4.<sup>a</sup> ed.). McGraw-Hill.
- Marks, L. S. (1992). *Manual del ingeniero mecánico* (8.<sup>a</sup> ed.). McGraw-Hill.
- Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2012). *Termodinámica*. McGraw-Hill.
- Çengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2011). *Transferencia de calor y masa*. McGraw-Hill.
- Çengel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2006). *Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones*. McGraw-Hill.
- Moran, M. J., & Shapiro, H. N. (2004). *Fundamentals of engineering thermodynamics* (5th ed.). John Wiley & Sons.
- International Organization for Standardization. (2022). *ISO 19659: Railway applications—Heating, ventilation and air conditioning systems in railways*. ISO.
- SMACNA. (2005). *HVAC duct construction standards*. Sheet Metal and Air Conditioning Contractors' National Association.



- Carrier Corporation. (2009). *Manual de aire acondicionado*. Marcombo.
- Pita, E. (1996). *Acondicionamiento de aire*. Editorial Continental.
- Ministerio de Transportes y Comunicaciones. (2020). *Resolución Ministerial N.º 0869-2020-MTC*.  
Gobierno del Perú.
- Ayala Guerrero, C., & Montenegro Guerrero, E. (2010). *Diseño del sistema de aire acondicionado para un bus tipo de turismo* [Tesis de pregrado, Escuela Politécnica Nacional].
- Casabianca, G. (2019, 1 de octubre). *¿Existe una definición técnica de confort térmico?*  
Argentina.gob.ar. <https://www.argentina.gob.ar/noticias/existe-una-definicion-tecnica-de-confort-termico>
- Centro de Estudios Empresariales de la Cámara de Comercio de Cusco. (2021). *Informe sector turismo Cusco 2021*. <https://www.camaracusco.org>
- Domingo, M. (2015). *Apuntes de termodinámica*. Universidad Politécnica de Madrid.  
<https://oa.upm.es/38735>
- Estado Peruano. (2022, 27 de septiembre). *¿Por qué es importante el turismo en el desarrollo del Perú?* <https://www.gob.pe/institucion/pronabec/noticias/654641>
- Fernández Yagües, J. (s.f.). *Principio cero de la termodinámica*. Fisicalab.  
<https://www.fisicalab.com/apartado/principio-cero-termo>
- Khan Academy. (s.f.). *Calor y temperatura*. <https://es.khanacademy.org>
- Environmental Protection Agency. (s.f.). *Particulate matter (PM) basics*. <https://www.epa.gov/pm-pollution>
- NASA POWER Project. (s.f.). *NASA POWER Data Access Viewer (DAV)*. NASA Earthdata.  
<https://power.larc.nasa.gov/data-access-viewer/>
- SENAMHI. (s.f.). *Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología del Perú (Senamhi)*. Gobierno del Perú. <https://www.senamhi.gob.pe/>



- Martínez-Antón, J. C., Brun, A., Vázquez, D., Muriel, A., de la Fuente, A., Pérez, L., & Gómez, E. (2021). *Determination of the characteristic inactivation fluence for SARS-CoV-2 under UV-C radiation*. Scientific Reports, 11, 1–9. <https://doi.org/10.1038/s41598-021-85425-w>
- Ministerio de Transportes y Comunicaciones. (2020). *Resolución Ministerial N.º 0869-2020-MTC*. Gobierno del Perú.
- European Committee for Standardization. (2016). *EN 13129-1:2016 Railway applications — Air conditioning for main line rolling stock — Part 1: Comfort parameters*. CEN.
- Srivastava, S., Dua, G., & Govindu, S. (2024). *Heat load and cooling capacity calculation of air conditioning system of rolling stock considering the environmental condition of India*. ResearchGate.
- International Union of Railways (UIC). (2004). *UIC Leaflet 553: Heating, ventilation and air conditioning in coaches*. UIC.



## ANEXOS



**ANEXO A.1 – DATOS DE NASA POWER VIEWER**

### Dia mas caluroso del año 2024 – NASA POWER VIEWER.

ESTACION LA RAYA (CUSCO-PUNO)							
NASA/POWER Source Native Resolution Hourly Data							
Dates (month/day/year): 01/01/2024 through 09/15/2025 in LST							
Location: Latitude -14.4824 Longitude -70.9888							
Elevation from MERRA-2: Average for 0.5 x 0.625 degree lat/lon region = 4304.77 meters							
The value for missing source data that cannot be computed or is outside of the sources availability range: -999							
Parameter(s):							
AÑO	MES	DIA	HORA	IRRADIANCIA (WH/m2)	TEMPERATURA (°C)	TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO (°C)	HUMEDAD RELATIVA (%)
2024	11	7	0	0	4.69	1.58	65.03
2024	11	7	1	0	3.97	1.32	69.36
2024	11	7	2	0	3.14	1.04	75.06
2024	11	7	3	0	2.4	0.67	79.1
2024	11	7	4	0	1.54	0.09	82.28
2024	11	7	5	1.99	1.04	-0.4	82.24
2024	11	7	6	11.26	4.06	0.71	62.84
2024	11	7	7	23.81	9.03	1.39	54.52
2024	11	7	8	36.97	12.72	1.89	41.32
2024	11	7	9	46.41	15.58	2.4	25.15
2024	11	7	10	53	17.92	3.08	21.73
2024	11	7	11	55.57	19.77	3.77	19.93
2024	11	7	12	46.88	21.03	4.3	18.98
2024	11	7	13	38.39	21.64	4.52	18.45
2024	11	7	14	26.54	21.57	4.36	18.25
2024	11	7	15	16.02	20.76	3.86	18.54
2024	11	7	16	6.92	19.18	3.16	29.72
2024	11	7	17	0.92	15.81	3.3	37.21
2024	11	7	18	0	11.04	3.37	34.21
2024	11	7	19	0	9.29	3.14	42.68
2024	11	7	20	0	7.66	2.75	50.88
2024	11	7	21	0	6.5	2.42	57.04
2024	11	7	22	0	5.39	2.02	72.78
2024	11	7	23	0	4.37	1.69	78.98

**Dia mas frio del año 2024 – NASA POWER VIEWER.**

ESTACION LA RAYA (CUSCO-PUNO)							
NASA/POWER Source Native Resolution Hourly Data							
Dates (month/day/year): 01/01/2024 through 09/15/2025 in LST							
Location: Latitude -14.4824 Longitude -70.9888							
Elevation from MERRA-2: Average for 0.5 x 0.625 degree lat/lon region = 4304.77 meters							
The value for missing source data that cannot be computed or is outside of the sources availability range: -999							
Parameter(s):							
AÑO	MES	DIA	HORA	IRRADIANCIA (WH/m2)	TEMPERATURA (°C)	TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO (°C)	HUMEDAD RELATIVA (%)
2024	7	20	0	0	-4.62	-5.46	90.32
2024	7	20	1	0	-5	-5.79	91.54
2024	7	20	2	0	-5.28	-6.07	91.73
2024	7	20	3	0	-5.43	-6.26	91.66
2024	7	20	4	0	-5.59	-6.48	91.15
2024	7	20	5	0	-5.71	-6.73	89.79
2024	7	20	6	2.37	-4.59	-6.38	79.28
2024	7	20	7	14.99	-0.38	-5.01	49.29
2024	7	20	8	30.65	3.65	-4.1	29.53
2024	7	20	9	43.78	6.65	-2.74	23.15
2024	7	20	10	51.86	8.94	-1.17	21.42
2024	7	20	11	56.24	10.54	0.17	21.14
2024	7	20	12	55.27	11.52	1.08	21.3
2024	7	20	13	48.88	11.81	1.61	22.35
2024	7	20	14	38.24	11.28	1.74	24.74
2024	7	20	15	23.87	9.98	1.4	28.49
2024	7	20	16	8.94	7.84	0.68	34.86
2024	7	20	17	0.53	3.05	-1.01	54.67
2024	7	20	18	0	0.8	-1.87	66.96
2024	7	20	19	0	-0.38	-2.2	76.39
2024	7	20	20	0	-1.48	-2.44	87.5
2024	7	20	21	0	-2.41	-2.66	98.28
2024	7	20	22	0	-3.02	-2.83	100
2024	7	20	23	0	-3.52	-3.02	100



**ANEXO A.2 – DATOS DE SENAMHI**

## Día mas caluroso del año 2024:

Estación : GRANJA KAYRA

Departamento : CUSCO

Provincia : CUSCO

Distrito :

SAN  
JERONIMO

Latitud : 13°33'24.29"

Longitud : 71°52'30.61"

Altitud :

3214 msnm.

Tipo : MAP - Meteorológica Código : 100044

AÑO / MES / DÍA	TEMPERATURA (°C)		HUMEDAD RELATIVA (%)	PRECIPITACIÓN (mm/día) TOTAL
	MAX	MIN		
01/10/2024	24.2	9.2	63	14.2
02/10/2024	25.6	7	72.1	0
03/10/2024	32	7.4	82	0
04/10/2024	25.2	8	66.9	0
05/10/2024	24.6	6.4	69.7	0
06/10/2024	26.1	6	82.9	0
07/10/2024	25.2	6.6	74.3	0
08/10/2024	26.4	6.8	74.6	0.7
09/10/2024	25.4	5.5	74	0
10/10/2024	25.6	10.5	68.4	0
11/10/2024	26.2	9	69.3	0
12/10/2024	24.8	9	72.8	0
13/10/2024	25.6	6.5	68.9	0
14/10/2024	23	5.5	70.7	0
15/10/2024	24.8	3.2	64.2	0
16/10/2024	25.6	4.5	70.6	0
17/10/2024	24.2	4	64.7	0
18/10/2024	22.8	5	70.9	0
19/10/2024	24.2	5	74.4	0
20/10/2024	22	6	66.3	0
21/10/2024	25.2	4.8	69.8	0
22/10/2024	24.6	3.5	66.1	0
23/10/2024	25.6	7.5	67.6	0.3
24/10/2024	24.6	7	72.1	1.3
25/10/2024	21.4	9	73	0.6
26/10/2024	21.2	7.8	72.2	0
27/10/2024	23.2	6.5	77.3	0
28/10/2024	21.5	8	82	4.7
29/10/2024	26.8	9.5	79.9	0
30/10/2024	26.5	6.5	74.9	0
31/10/2024	26.2	5.5	60.1	0

## Día más frío del año 2024:

Estación : GRANJA KAYRA

Departamento : CUSCO Provincia : CUSCO Distrito : SAN JERONIMO  
Latitud : 13°33'24.29" Longitud : 71°52'30.61" Altitud : 3214 msnm.  
Tipo : MAP - Meteorológica Código : 100044

AÑO / MES / DÍA	TEMPERATURA (°C)		HUMEDAD RELATIVA (%)	PRECIPITACIÓN (mm/día) TOTAL
	MAX	MIN		
01/06/2023	22.6	-3.5	66.7	0
02/06/2023	21.8	-4	69.2	0
03/06/2023	22.4	-3.2	73.7	0
04/06/2023	23	-3	72.4	0
05/06/2023	23.4	-1.5	64.4	0
06/06/2023	21.6	-1.2	78.5	0
07/06/2023	22.8	-0.5	75.4	0
08/06/2023	22.6	-1	64.4	0
09/06/2023	22.6	-1	77.5	0
10/06/2023	23.2	-1	70.4	0
11/06/2023	21.6	0	74.6	0
12/06/2023	21.8	-0.5	75.4	0
13/06/2023	18.2	0	75.5	0
14/06/2023	21.6	-0.5	73.7	0
15/06/2023	21.5	0	73.8	0
16/06/2023	21.4	-1	77.4	0
17/06/2023	22.4	-0.5	72.3	0
18/06/2023	22	-2.4	67.4	0
19/06/2023	23.2	-3.2	67.3	0
20/06/2023	22.4	-2.5	75.1	0
21/06/2023	22.4	-2.5	68.3	0
22/06/2023	21.6	-1.5	78.4	0
23/06/2023	22.6	-2	73.7	0
24/06/2023	22.8	-2.4	69.9	0
25/06/2023	23.2	-5	67.8	0
26/06/2023	23.2	-3.5	71.9	0
27/06/2023	22.6	-3.5	74.6	0
28/06/2023	21.8	-1.5	70.7	0
29/06/2023	20.2	-2.2	75.7	0
30/06/2023	21.4	-1.5	71.5	0



**ANEXO A.3 – ASHRAE CLIMATIC DESIGN CONDITIONS**

2025 ASHRAE Handbook - Fundamentals (SI)

CUSCO, PERU (WMO: 846860)

Lat: 13.536S Lon: 71.939W Elev: 3310 StdP: 67.39 Time zone: -5.00 (W05) Period: 1999-2023 Grade: A WBAN: 99999

Annual Heating, Humidification, and Ventilation Design Conditions

Coldest Month	Heating DB		Humidification DP/MCDB and HR						Coldest month WS/MCDB				MCWS/PCWD to 99.6% DB		WSF
	99.6%	99%	99.6%			99%			0.4%		1%		MCWS	PCWD	
			DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	WS	MCDB	WS	MCDB			
7	0.3	1.3	-14.0	1.7	15.9	-10.8	2.2	15.5	7.9	17.4	7.0	17.4	0.2	280	0.488

Annual Cooling, Dehumidification, and Enthalpy Design Conditions

Hottest Month	Hottest Month DB Range	Cooling DB/MCWB						Evaporation WB/MCDB						MCWS/PCWD to 0.4% DB	
		0.4%		1%		2%		0.4%		1%		2%		MCWS	PCWD
		DB	MCWB	DB	MCWB	DB	MCWB	WB	MCDB	WB	MCDB	WB	MCDB		
11	13.1	23.3	8.9	22.4	8.9	21.7	8.8	12.1	19.6	11.5	18.8	11.2	18.5	3.5	10

Dehumidification DP/MCDB and HR									Enthalpy/MCDB						Extreme Max WB
0.4%			1%			2%			0.4%		1%		2%		
DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	Enth	MCDB	Enth	MCDB	Enth	MCDB	
9.3	11.0	13.1	8.9	10.7	12.9	8.4	10.4	12.6	44.6	19.5	43.3	18.8	42.2	18.5	14.8

Extreme Annual Design Conditions

Extreme Annual WS			Extreme Annual Temperature				n-Year Return Period Values of Extreme Temperature								
1%	2.5%	5%	Mean		Standard deviation		n=5 years		n=10 years		n=20 years		n=50 years		
			Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	
7.2	6.3	5.4	DB	-2.2	25.2	1.0	1.0	-2.9	26.0	-3.5	26.6	-4.0	27.1	-4.7	27.9
			WB	-5.0	13.1	1.6	0.6	-6.2	13.5	-7.1	13.8	-8.0	14.2	-9.1	14.6

Monthly Climatic Design Conditions

		Annual	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	
		Temperatures, Degree-Days	DBAvg	13.0	13.7	13.6	13.7	13.2	12.0	11.0	10.7	11.8	13.1	14.0	14.7
DBStd	1.72		1.20	1.17	1.12	1.08	1.12	1.13	1.27	1.39	1.38	1.38	1.19	1.16	
HDD10.0	13		0	0	0	0	1	3	7	2	0	0	0	0	
HDD18.3	1961		143	132	145	154	195	219	236	202	156	133	110	135	
CDD10.0	1094		115	101	113	96	64	34	29	58	94	126	140	123	
CDD18.3	0		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
Wind	WSAvg	1.7	1.7	1.7	1.6	1.5	1.4	1.4	1.6	1.8	2.0	2.0	2.1	1.9	
	Precipitation	PrecAvg	697	159	124	112	35	6	3	4	6	16	46	70	117
		PrecMax	1013	371	199	190	155	17	22	36	21	41	108	148	212
		PrecMin	423	12	62	46	0	0	0	0	0	2	13	16	
		PrecStd	142	63	42	43	29	5	5	9	6	11	26	37	50
Monthly Design Dry Bulb and Mean Coincident Wet Bulb Temperatures	0.4%	DB	22.4	22.0	22.2	22.4	22.4	22.2	22.5	23.3	23.5	24.3	24.3	23.1	
		MCWB	10.8	10.9	10.7	9.5	8.3	7.4	6.9	7.3	8.4	9.2	9.4	9.6	
	2%	DB	20.8	20.4	20.8	21.2	21.3	21.1	21.4	22.0	22.3	22.7	23.0	21.5	
		MCWB	10.5	10.8	10.6	9.6	8.4	7.3	6.7	7.1	8.4	9.1	9.5	10.1	
	5%	DB	19.5	19.3	19.5	20.2	20.5	20.2	20.3	20.9	21.2	21.5	21.8	20.2	
		MCWB	10.4	10.6	10.4	9.7	8.4	7.1	6.6	7.0	8.3	9.2	9.7	10.2	
10%	DB	18.3	18.0	18.3	19.0	19.4	19.2	19.1	19.7	19.9	20.1	20.4	18.9		
	MCWB	10.2	10.5	10.3	9.7	8.4	7.2	6.7	7.3	8.4	9.2	9.7	10.1		
Monthly Design Wet Bulb and Mean Coincident Dry Bulb Temperatures	0.4%	WB	12.4	12.4	12.3	11.9	11.3	10.3	9.8	10.2	11.0	11.5	12.2	12.3	
		MCDB	19.8	19.5	19.7	19.5	19.6	18.8	18.4	19.6	20.6	20.6	21.1	19.9	
	2%	WB	11.5	11.7	11.5	11.2	10.4	9.4	8.9	9.3	10.2	10.7	11.3	11.4	
		MCDB	18.5	18.5	18.5	18.9	18.7	17.9	17.7	18.5	19.3	19.4	19.9	18.9	
	5%	WB	11.1	11.2	11.2	10.5	9.8	8.7	8.2	8.6	9.5	10.2	10.7	11.0	
		MCDB	17.9	17.8	17.9	18.0	18.0	17.4	16.9	17.7	18.2	18.7	19.1	18.3	
10%	WB	10.5	10.8	10.6	10.2	9.2	8.1	7.5	8.1	9.0	9.7	10.3	10.4		
	MCDB	16.8	16.9	17.0	17.5	17.3	16.8	16.2	17.2	17.6	17.8	18.4	17.2		
Mean Daily Temperature Range	5% DB	MDBR	10.6	10.2	10.9	13.1	16.0	17.5	17.8	17.1	15.1	13.4	13.1	11.4	
		MCDBR	12.2	12.0	12.5	14.8	17.6	19.0	19.8	19.0	16.8	15.6	15.1	13.4	
	5% WB	MCWBR	4.5	4.6	4.8	5.7	7.1	7.8	8.0	7.4	6.0	5.1	4.9	4.8	
		MCWBR	10.9	10.6	11.1	13.0	15.1	16.6	16.8	16.5	14.8	13.4	13.2	11.5	
Clear Sky Solar Irradiance	taub	taub	0.312	0.307	0.304	0.306	0.303	0.293	0.290	0.331	0.390	0.352	0.353	0.323	
		taud	2.499	2.526	2.534	2.515	2.498	2.508	2.497	2.359	2.194	2.326	2.329	2.445	
	Ebn at noon	Ebn at noon	1026	1023	1007	972	943	937	948	933	908	966	978	1014	
		Edn at noon	115	111	107	103	98	94	97	119	148	134	135	121	
All-Sky Solar Radiation	RadAvg	4.71	4.57	4.66	4.80	4.86	4.86	5.01	5.33	5.14	5.25	5.38	4.77		
	RadStd	0.25	0.26	0.24	0.33	0.33	0.28	0.25	0.25	0.40	0.33	0.41	0.28		

Historical Trends

Station	Trend	DBAvg	Heating		Cooling			Degree-Days			
			99% DB	99% DP	1% DB	1% WB	1% DP	HDD10.0	HDD18.3	CDD10.0	CDD18.3
	Trend	+0.17	N/S	-2.50	+0.44	-0.25	-0.37	-5	-93	+75	N/A
	Variability	0.3	0.6	3.7	0.5	0.4	0.4	11	99	92	N/A
Regional Trend ( _neighbors)		N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A

CDDn Cooling degree-days base n°C, °C-day  
 CDHn Cooling degree-hours base n°C, °C-hour

Lat Latitude, °  
 Long Longitude, °

Period Years used to calculate the design conditions  
 Sd Standard deviation of daily average temperature, °C

DB	Dry bulb temperature, °C	MCDB	Mean coincident dry bulb temperature, °C	StdP	Standard pressure at station elevation, kPa
DP	Dew point temperature, °C	MCDBR	Mean coincident dry bulb temp. range, °C	taub	Clear sky optical depth for beam irradiance
Ebn,noon	Clear sky beam normal and diffuse horizontal irradiances at solar noon, W/m2	MCDP	Mean coincident dew point temperature, °C	taud	Clear sky optical depth for diffuse irradiance
Edh,noon		MCWB	Mean coincident wet bulb temperature, °C	Tavg	Average temperature, °C
Elev	Elevation, m	MCWBR	Mean coincident wet bulb temp. range, °C	Time Zone	Hours ahead or behind UTC
Enth	Enthalpy, kJ/kg	MCWS	Mean coincident wind speed, m/s	WB	Wet bulb temperature, °C
HDDn	Heating degree-days base n°C, °C-day	MDBR	Mean dry bulb temp. range, °C	Hours 8/4 & 12.8/20.6	Number of hours between 8 a.m. and 4 p.m with DB between 12.8 and 20.6 °C
PCWD	Prevailing coincident wind direction, °, 0 = North, 90 = East	WS	Wind speed, m/s	HR	Humidity ratio, g of moisture per kg of dry air



## **ANEXO A.4 – PROPIEDADES GENERALES DE VIDRIOS**

**Table 10 Visible Transmittance  $T_v$ , Solar Heat Gain Coefficient (SHGC), Solar Transmittance  $T$ , Front Reflectance  $R^f$ , Back Reflectance  $R^b$ , and Layer Absorptance  $\mathcal{A}_n^f$  for Glazing and Window Systems**

Glazing System			Center Glazing $T_v$	Center-of-Glazing Properties								Total Window SHGC at Normal Incidence				Total Window $T_v$ at Normal Incidence			
				Incidence Angles								Aluminum		Other Frames		Aluminum		Other Frames	
				Normal 0.00	40.00	50.00	60.00	70.00	80.00	Hemis., Diffuse	Operable	Fixed	Operable	Fixed	Operable	Fixed	Operable	Fixed	
ID	Glass Thick., in.			SHGC	$T$	$R^f$	$R^b$	$\mathcal{A}_1^f$											
<i>Uncoated Single Glazing</i>																			
1a	1/8	CLR	0.90	SHGC	0.86	0.84	0.82	0.78	0.67	0.42	0.78	0.78	0.79	0.70	0.76	0.80	0.81	0.72	0.79
				$T$	0.83	0.82	0.80	0.75	0.64	0.39	0.75								
				$R^f$	0.08	0.08	0.10	0.14	0.25	0.51	0.14								
				$R^b$	0.08	0.08	0.10	0.14	0.25	0.51	0.14								
				$\mathcal{A}_1^f$	0.09	0.10	0.10	0.11	0.11	0.11	0.10								
1b	1/4	CLR	0.88	SHGC	0.81	0.80	0.78	0.73	0.62	0.39	0.73	0.74	0.74	0.66	0.72	0.78	0.79	0.70	0.77
				$T$	0.77	0.75	0.73	0.68	0.58	0.35	0.69								
				$R^f$	0.07	0.08	0.09	0.13	0.24	0.48	0.13								
				$R^b$	0.07	0.08	0.09	0.13	0.24	0.48	0.13								
				$\mathcal{A}_1^f$	0.16	0.17	0.18	0.19	0.19	0.17	0.17								
1c	1/8	BRZ	0.68	SHGC	0.73	0.71	0.68	0.64	0.55	0.34	0.65	0.67	0.67	0.59	0.65	0.61	0.61	0.54	0.60
				$T$	0.65	0.62	0.59	0.55	0.46	0.27	0.56								
				$R^f$	0.06	0.07	0.08	0.12	0.22	0.45	0.12								
				$R^b$	0.06	0.07	0.08	0.12	0.22	0.45	0.12								
				$\mathcal{A}_1^f$	0.29	0.31	0.32	0.33	0.33	0.29	0.31								
1d	1/4	BRZ	0.54	SHGC	0.62	0.59	0.57	0.53	0.45	0.29	0.54	0.57	0.57	0.50	0.55	0.48	0.49	0.43	0.48
				$T$	0.49	0.45	0.43	0.39	0.32	0.18	0.41								
				$R^f$	0.05	0.06	0.07	0.11	0.19	0.42	0.10								
				$R^b$	0.05	0.06	0.07	0.11	0.19	0.42	0.10								
				$\mathcal{A}_1^f$	0.46	0.49	0.50	0.51	0.49	0.41	0.48								
1e	1/8	GRN	0.82	SHGC	0.70	0.68	0.66	0.62	0.53	0.33	0.63	0.64	0.64	0.57	0.62	0.73	0.74	0.66	0.72
				$T$	0.61	0.58	0.56	0.52	0.43	0.25	0.53								
				$R^f$	0.06	0.07	0.08	0.12	0.21	0.45	0.11								
				$R^b$	0.06	0.07	0.08	0.12	0.21	0.45	0.11								
				$\mathcal{A}_1^f$	0.33	0.35	0.36	0.37	0.36	0.31	0.35								
1f	1/4	GRN	0.76	SHGC	0.60	0.58	0.56	0.52	0.45	0.29	0.54	0.55	0.55	0.49	0.53	0.68	0.68	0.61	0.67
				$T$	0.47	0.44	0.42	0.38	0.32	0.18	0.40								
				$R^f$	0.05	0.06	0.07	0.11	0.20	0.42	0.10								
				$R^b$	0.05	0.06	0.07	0.11	0.20	0.42	0.10								
				$\mathcal{A}_1^f$	0.47	0.50	0.51	0.51	0.49	0.40	0.49								
1g	1/8	GRY	0.62	SHGC	0.70	0.68	0.66	0.61	0.53	0.33	0.63	0.64	0.64	0.57	0.62	0.55	0.56	0.50	0.55
				$T$	0.61	0.58	0.56	0.51	0.42	0.24	0.53								
				$R^f$	0.06	0.07	0.08	0.12	0.21	0.44	0.11								
				$R^b$	0.06	0.07	0.08	0.12	0.21	0.44	0.11								
				$\mathcal{A}_1^f$	0.33	0.36	0.37	0.37	0.37	0.32	0.35								
1h	1/4	GRY	0.46	SHGC	0.70	0.68	0.66	0.61	0.53	0.33	0.63	0.54	0.54	0.48	0.52	0.41	0.41	0.37	0.40
				$T$	0.46	0.42	0.40	0.36	0.29	0.16	0.38								
				$R^f$	0.05	0.06	0.07	0.10	0.19	0.41	0.10								
				$R^b$	0.05	0.06	0.07	0.10	0.19	0.41	0.10								
				$\mathcal{A}_1^f$	0.49	0.52	0.54	0.54	0.52	0.43	0.51								
1i	1/4	BLUGRN	0.75	SHGC	0.62	0.59	0.57	0.54	0.46	0.30	0.55	0.57	0.57	0.50	0.55	0.67	0.68	0.60	0.66
				$T$	0.49	0.46	0.44	0.40	0.33	0.19	0.42								
				$R^f$	0.06	0.06	0.07	0.11	0.20	0.43	0.11								
				$R^b$	0.06	0.06	0.07	0.11	0.20	0.43	0.11								
				$\mathcal{A}_1^f$	0.45	0.48	0.49	0.49	0.47	0.38	0.48								
<i>Reflective Single Glazing</i>																			
1j	1/4	SS on CLR 8%	0.08	SHGC	0.19	0.19	0.19	0.18	0.16	0.10	0.18	0.18	0.18	0.16	0.17	0.07	0.07	0.06	0.07
				$T$	0.06	0.06	0.06	0.05	0.04	0.03	0.05								
				$R^f$	0.33	0.34	0.35	0.37	0.44	0.61	0.36								
				$R^b$	0.50	0.50	0.51	0.53	0.58	0.71	0.52								
				$\mathcal{A}_1^f$	0.61	0.61	0.60	0.58	0.52	0.37	0.57								
1k	1/4	SS on CLR 14%	0.14	SHGC	0.25	0.25	0.24	0.23	0.20	0.13	0.23	0.24	0.24	0.21	0.22	0.12	0.13	0.11	0.12
				$T$	0.11	0.10	0.10	0.09	0.07	0.04	0.09								
				$R^f$	0.26	0.27	0.28	0.31	0.38	0.57	0.30								
				$R^b$	0.44	0.44	0.45	0.47	0.52	0.67	0.46								
				$\mathcal{A}_1^f$	0.63	0.63	0.62	0.60	0.55	0.39	0.60								

Licensed for single user. © 2017 ASHRAE, Inc.



**ANEXO A.5 – FICHA TECNICA DEL EQUIPO EVAPORADOR**

**FB4C**  
**Base Series Fan Coil**  
**Sizes 018 thru 061**



## Product Data

### AIR HANDLER TECHNOLOGY AT ITS FINEST



The FB4C fan coil has the proven technology of Carrier fan coil units with Puron® refrigerant as well as vertical and horizontal applications. The design features contoured condensate pans with rugged drain connections, ensuring that little water is left in the unit at the end of the cooling duty cycle. The lack of standing condensate and corrosion free pans improves IAQ and product life, features homeowners appreciate.

Standard features include grooved tubing and louvered fins. Coil circuiting has also been updated to make the most of all Carrier heat pumps and air conditioners. Units come with solid state fan controls, 1-inch (25mm) thick insulation with R-value of 4.2, multi-speed motors, and fully-wettable coils. Units can accommodate factory- and/or field-installed heaters from 3 to 30 kW.

It also should be noted that the unique cabinet design of these fan coils meet stringent regulations for cabinet air leakage - a requirement of 2% cabinet leakage rate when tested at 1.0 inches of static pressure.

The FB4C fan coil design is loaded with popular features. These fan coils utilize the latest in electronic commutation motor (ECM) technology through the use of high efficiency, multi-tap ECM motors allowing reliable air delivery with increased static pressure. It comes in a pre-painted (taupe metallic) galvanized steel casing and a factory-supplied power plug for ease of installation. The FB4C unit is shipped with a factory-installed Teflon-ring piston FB4CNF(018-048) or a Puron refrigerant TXV FB4CNP (018-061).

A10082



## PHYSICAL DATA

ORDERING NO.	NOMINAL COOLING CAPACITY (Btuh)	DIMENSIONS			SHIPPING WEIGHT
		Height	Width	Depth	
FB4CN(F,P)018L	18,000	42 – 11/16 in. 1084mm	14 – 5/16 in. 363mm	22 – 1/16 in. 560mm	112 lb 51 kg
FB4CNF024L	24,000	42 – 11/16 in. 1084mm	14 – 5/16 in. 363mm	22 – 1/16 in. 560mm	112 lb 51 kg
FB4CNP025L	24,000	49 – 5/8 in. 1260mm	17 – 5/8 in. 447mm	22 – 1/16 in. 560mm	122 lb 55 kg
FB4CN(F,P)030L	30,000	49 – 5/8 in. 1260mm	17 – 5/8 in. 447mm	22 – 1/16 in. 560mm	122 lb 55 kg
FB4CN(F,P)036L	36,000	49 – 5/8 in. 1260mm	17 – 5/8 in. 447mm	22 – 1/16 in. 560mm	122 lb 55 kg
FB4CN(F,P)042L	42,000	49 – 5/8 in. 1260mm	21 – 1/8 in. 536mm	22 – 1/16 in. 560mm	157 lb 71 kg
FB4CN(F,P)048L	48,000	49 – 5/8 in. 1260mm	21 – 1/8 in. 536mm	22 – 1/16 in. 560mm	157 lb 71 kg
FB4CNP060L	60,000	53 – 7/16 in. 1357mm	21 – 1/8 in. 536mm	22 – 1/16 in. 560mm	175 lb 79 kg
FB4CNP061L	60,000	59 – 3/16 in. 1503mm	24 – 11/16 in. 447mm	22 – 1/16 in. 560mm	201 lb 91 kg

## SPECIFICATIONS

FB4C	18	24	25	30	36	42	48	60	61
<b>EVAPORATOR COIL</b>									
Face Area (sq. ft)	2.23		2.97	2.97		4.45		5.93	7.42
Configuration	Slope					A			
FB4CNF Metering Device (Teflon – ring piston) Puron Refrigerant	EA52PT049	EA52PT055	N/A	EA52PT061	EA52PT067	EA52PT076	EA52PT080	N/A	N/A
FB4CNP Metering Device Puron Refrigerant	TXV	TXV	TXV	TXV	TXV	TXV	TXV	TXV	TXV
<b>FILTER*</b>									
21 – 1/2 – in (546 mm) X	13 – in (330 mm)		16 – 3/8 – in (417 mm)	16 – 3/8 – in (417 mm)		19 – 7/8 – in (505 mm)		23 – 5/16 – in (585 mm)	
<b>BLOWER ASSEMBLY</b>									
Motor Type (ECM)	Multi – tap ECM								
Motor HP	1/3	1/3	1/3	1/3	1/2	1/2	3/4	3/4	3/4
CFM	600	800	1000	1200	1400	1600	1750	2000	2250

\*Filter must be field – supplied for FB4C units.

## PERFORMANCE DATA

### FB4C AIRFLOW PERFORMANCE (CFM)

MODEL & SIZE	BLOWER SPEED	0.25 inWc	0.35 inWc	0.50 inWc	0.65 inWc	0.80 inWc	0.95 inWc
FB4C 018	Tap 5	767	739	702	669	620	565
	Tap 4	614	569	534	486	436	398
	Tap 3	701	660	616	581	537	499
	Tap 2	614	569	534	486	436	398
	Tap 1	410	350	304	261	228	203
FB4C 024 & 025	Tap 5	969	936	892	835	763	676
	Tap 4	826	795	766	743	706	660
	Tap 3	826	795	766	743	706	660
	Tap 2	701	660	616	581	537	499
	Tap 1	617	592	552	507	472	420
FB4C 030	Tap 5	1108	1090	1065	1034	1009	974
	Tap 4	1026	1000	969	938	899	865
	Tap 3	1026	1000	969	938	899	865
	Tap 2	909	873	842	799	762	724
	Tap 1	825	795	757	722	674	634
FB4C 036	Tap 5	1301	1276	1245	1218	1176	1121
	Tap 4	1227	1191	1169	1143	1105	1074
	Tap 3	1227	1191	1169	1143	1105	1074
	Tap 2	1087	1062	1030	1001	966	930
	Tap 1	1026	1000	969	938	899	865
FB4C 042	Tap 5	1560	1544	1507	1464	1424	1358
	Tap 4	1419	1397	1358	1320	1279	1239
	Tap 3	1419	1397	1358	1320	1279	1239
	Tap 2	1249	1220	1184	1142	1093	1052
	Tap 1	1242	1205	1158	1110	1069	1026
FB4C 048	Tap 5	1743	1712	1679	1642	1610	1574
	Tap 4	1669	1634	1599	1564	1531	1499
	Tap 3	1669	1634	1599	1564	1531	1499
	Tap 2	1452	1413	1377	1339	1308	1271
	Tap 1	1300	1256	1221	1182	1142	1101
FB4C 060	Tap 5	1897	1867	1836	1808	1774	1736
	Tap 4	1817	1785	1757	1724	1693	1655
	Tap 3	1817	1785	1757	1724	1693	1655
	Tap 2	1657	1621	1589	1557	1518	1474
	Tap 1	1443	1412	1377	1332	1286	1243
FB4C 061	Tap 5	2330	2305	2280	2245	2190	2145
	Tap 4	2081	1995	1940	1903	1884	1813
	Tap 3	2011	1965	1920	1893	1854	1792
	Tap 2	1865	1832	1793	1756	1707	1653
	Tap 1	1662	1618	1571	1527	1478	1428

■ – Airflow above 450 cfm/ton.



**ANEXO A.6 – FICHA TECNICA DEL EQUIPO CONDENSADOR**

**38QRR**  
**Performance™ Series Heat Pump**  
**with Puron® Refrigerant**  
**1 – 1/2 to 5 Nominal Tons**



## Product Data



Performance  
SERIES

Carrier Heat Pumps with Puron® refrigerant provide a collection of features unmatched by any other family of equipment. The 38QRR has been designed utilizing Carrier's Puron refrigerant. This environmentally sound refrigerant allows you to make a responsible decision in the protection of the earth's ozone layer.

This product has been designed and manufactured to meet Energy Star® criteria for energy efficiency when matched with appropriate coil components. Refer to the combination ratings in the Product Data for system combinations that meet Energy Star® guidelines.

**NOTE: Ratings contained in this document are subject to change at any time. Always refer to the AHRI directory ([www.ahridirectory.org](http://www.ahridirectory.org)) for the most up-to-date ratings information.**

### INDUSTRY LEADING FEATURES / BENEFITS

#### Energy Efficiency

- 13 - 15.5 SEER/10.5 - 13.5 EER/7.7 - 9.0 HSPF

#### Sound

- Levels as low as 68 dBA

#### Design Features

- New aesthetics
- Small footprint
- WeatherArmor™ cabinet
  - All steel cabinet construction
  - Baked on powder paint
  - Mesh coil guard

#### Reliability, Quality and Toughness

- Scroll compressor
- Factory-supplied filter drier
- High pressure switch
- Low pressure switch
- Accumulator
- Line lengths up to 250' (76.2 m)
- Low ambient operation (down to -20°F/-28.9°C)  
(with low ambient accessories)

# MODEL NUMBER NOMENCLATURE

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
N	N	A	A	A/N	N	N	N	A/N	A/N	A/N	N	N
3	8	Q	R	R	0	1	8	A	0	0	3	0

Product Series	QRR = Horizontal Discharge Heat Pump	Cooling Capacity	Variations	Open	Open	Voltage	Minor Series
38=AC/HP			A=Standard	0=Not Defined	0=Not Defined	3=208/230-1 5=208/230-3 6=460/3	0, 1, 2...

38QRR



Use of the AHRI Certified TM Mark indicates a manufacturer's participation in the program. For verification of certification for individual products, go to [www.ahridirectory.org](http://www.ahridirectory.org).



ISO 9001  
QMI-SAI Global



This product has been designed and manufactured to meet Energy Star® criteria for energy efficiency when matched with appropriate coil components. However, proper refrigerant charge and proper air flow are critical to achieve rated capacity and efficiency. Installation of this product should follow all manufacturing refrigerant charging and air flow instructions. **Failure to confirm proper charge and air flow may reduce energy efficiency and shorten equipment life.**

## PHYSICAL DATA

UNIT 38QRR	018	024	030	036	048	060
<b>NOMINAL CAPACITY Tons (kg)</b>	1.5 (1360.8)	2.0 (1814.4)	2.5 (2268.0)	3.0 (2721.6)	4.0 (3628.8)	5.0 (4536.0)
<b>OPERATING WEIGHT lb (kg)</b>	167 (75.75)	176 (79.83)	187 (84.82)	232 (105.23)	278 (126.10)	306 (138.80)
<b>REFRIGERANT TYPE</b>	R-410A					
<b>METERING DEVICE</b>	TXV					
<b>CHARGE lb (kg)</b>	6.8 (3.08)	7.0 (3.18)	12.0 (5.44)	12.5 (5.67)	12.2 (5.53)	12.8 (5.81)
<b>COMPRESSOR</b>	Scroll					
Type	Scroll					
Oil Charge (POE – oz)	25.0	25.0	25.0	25.0	42.0	42.0
Crankcase Heater (watts)	—	—	40	40	40	40
<b>OUTDOOR FAN</b>						
Rpm/Cfm	840/1720	840/1720	850/3900	850/3900	850/3900	850/3900
Diameter in. (mm)	18 (457)	18 (457)	24 (610)	24 (610)	24 (610)	24 (610)
No. Blades	3	3	3	3	3	3
Motor (hp)	1/8	1/8	1/4	1/4	1/4	1/4
<b>OUTDOOR COIL</b>						
Face Area (sq ft)	5.8	7.3	12.1	12.1	14.1	14.1
No. Rows	3	3	2	3	3	3
FPI	20	20	20	20	20	20
<b>HIGH PRESSURE SWITCH</b>						
Cut-In (psig) Cutout (psig)	420 ± 25 650 ± 10	420 ± 25 650 ± 10	420 ± 25 650 ± 10	420 ± 25 650 ± 10	420 ± 25 650 ± 10	420 ± 25 650 ± 10
<b>LOW PRESSURE SWITCH</b>						
Low Cutout (psig)	20 ± 5	20 ± 5	20 ± 5	20 ± 5	20 ± 5	20 ± 5
Low Cut-in (psig)	45 ± 25	45 ± 25	45 ± 25	45 ± 25	45 ± 25	45 ± 25
<b>REFRIGERANT LINES</b>						
Connection Type	Sweat					
Max. Liquid Line (in.) OD	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
Rated Vapor Line* (in.) OD	5/8	5/8	3/4	3/4	7/8	7/8‡
<b>CONTROLS</b>						
Fusible Plug °F (°C)	210 (98.9)					
Control Voltage†	24 vac					
System Voltage	208/230 v	208/230 v	208/230 v	208/230 v, Single and 3 Phase, 460 v, 3 Phase		
<b>FINISH</b>	Gray					

\* Units are rated with 25 ft (7.6 m) of lineset length. See *Vapor Line Sizing and Cooling Capacity Loss* table when using other sizes and lengths of lineset.

† 24 v and a minimum of 40 va is provided in the fan coil unit.

‡ Valve connection size is 7/8 inch. Recommended line size is 1 – 1/8 inches.

FPI – Fins Per Inch

POE – Polyol Ester

# VAPOR LINE SIZING AND COOLING CAPACITY LOSS

**LONG LINE APPLICATION:** An application is considered "Long line" when the total equivalent tubing length exceeds 80 ft. (24.38 m) or when there is more than 20 ft. (6.09 m) vertical separation between indoor and outdoor units. These applications require additional accessories and system modifications for reliable system operation. The maximum allowable total equivalent length is up to 250 ft. (76.2 m). The maximum

vertical separation is 200 ft. (60.96 m) when outdoor unit is above indoor unit, and up to 80 ft. (24.38 m) when the outdoor unit is below the indoor unit. Refer to Accessory Usage Guideline below for required accessories. See Longline Application Guideline for required piping and system modifications. Also, refer to the table below for the vapor tube diameters based on the total length to minimize the cooling capacity loss.

Unit Nominal Size (Btuh)	Maximum Liquid Line Diameters (In.) OD	Vapor Line Diameters (In.) OD	Cooling Capacity Loss (%) Total Equivalent Line Length ft. (m)								
			Standard Application		Long Line Application Requires Accessories						
			26-50 (7.9-15.2)	51-80 (15.5-24.4)	81-100 (24.7-30.5)	101-125 (30.8-38.1)	126-150 (38.4-45.7)	151-175 (46.0-50.3)	176-200 (53.6-60.0)	201-225 (61.3-68.6)	226-250 (68.9-76.2)
18,000 1-Stage Puron HP	3/8	1/2	1	2	3	4	6	7	8	9	10
		5/8	0	0	1	1	1	2	2	3	3
24,000 1-Stage Puron HP		5/8	0	1	1	2	3	3	4	4	5
		3/4	0	0	0	0	1	1	1	1	1
30,000 1-Stage Puron HP		5/8	1	2	3	3	4	5	6	7	8
		3/4	0	0	1	1	1	2	2	2	3
		7/8	0	0	0	0	1	1	1	1	1
36,000 1-Stage Puron HP		5/8	1	2	4	5	6	7	9	10	11
		3/4	0	0	1	1	2	2	3	3	4
		7/8	0	0	0	0	1	1	1	1	2
48,000 1-Stage Puron HP		3/4	0	1	2	3	4	5	5	6	7
		7/8	0	0	1	1	2	2	2	3	3
60,000 1-Stage Puron HP		3/4	1	2	4	5	6	7	9	10	11
		7/8	0	1	2	2	3	4	4	5	5
		1-1/8	0	0	0	1	1	1	1	1	1

Applications in this area are long line. Accessories are required as shown recommended on Long Line Application Guidelines  
 Applications in this area may have height restrictions that limit allowable total equivalent length, when outdoor unit is below indoor unit. See Long Line Application Guidelines

**3BQRR**

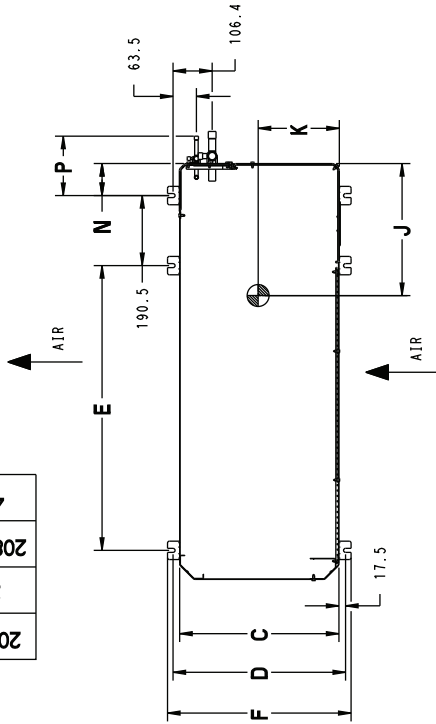
# DIMENSIONS - SI

UNIT	SERIES	ELECTRICAL CHARACTERISTICS	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	P	OPERATING WEIGHT(KG)	SHIPPING WEIGHT(KG)	SHIPPING DIMENSIONS (L x W x H)
360RR018	0	X	0	0	0	638.2	938.2	369.9	406.4	595.3	436.6	435.0	285.8	15.9	74.6	152.4	75.9	83.2	1090.2 X 457.7 X 714.3
360RR024	0	X	0	0	790.6	938.2	369.9	406.4	595.3	436.6	587.4	587.4	295.3	15.9	74.6	152.4	80.0	88.2	1090.2 X 457.7 X 866.7
360RR030	0	X	0	0	944.6	1131.9	433.4	468.3	714.7	498.5	741.4	741.4	403.2	19.0	87.3	165.1	85.0	95.4	1282.7 X 520.7 X 1020.7
360RR036	0	X	0	X	944.6	1131.9	433.4	468.3	714.7	498.5	741.4	741.4	403.2	19.0	87.3	165.1	115.9	115.9	1282.7 X 520.7 X 1020.7
360RR048	0	X	0	X	1097.0	1131.9	433.4	468.3	714.7	498.5	833.8	833.8	419.4	22.2	87.3	165.1	126.4	137.7	1282.7 X 520.7 X 1173.1
360RR060	0	X	0	X	1097.0	1131.9	433.4	468.3	714.7	498.5	833.8	833.8	419.4	22.2	87.3	165.1	139.0	150.4	1282.7 X 520.7 X 1173.1

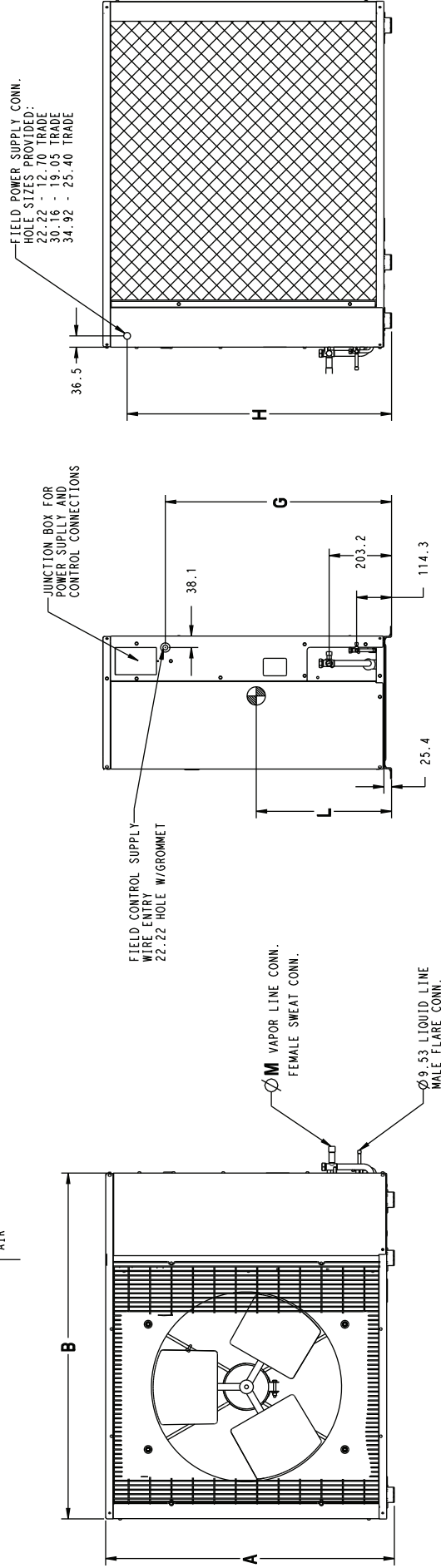
X = YES  
O = NO

460-3-60
208/230-3-60
230-1-60
208-230-1-60

- REQUIRED CLEARANCES: WITH COIL FACING WALL: ALLOW 152.4 MIN CLEARANCE ON COIL SIDE AND COIL END AND 914.4 MIN CLEARANCE ON COMPRESSOR END AND FAN SIDE. WITH FAN FACING WALL: ALLOW 203.2 MIN CLEARANCE ON FAN SIDE AND COIL END AND 914.4 MIN CLEARANCE ON COMPRESSOR END AND COIL SIDE. WITH MULTI UNIT APPLICATION: ARRANGE UNITS SO DISCHARGE OF ONE DOES NOT ENTER INLET OF ANOTHER.
- MINIMUM OUTDOOR OPERATING AMBIENT IN COOLING MODE IS 12.8°C, MAX. 51.7°C.
- SERIES DESIGNATION IS THE 13TH POSITION OF THE UNIT MODEL NUMBER.
- CENTER OF GRAVITY
- ALL DIMENSIONS ARE IN "MM" UNLESS NOTED.



UNIT SIZE	MINIMUM MOUNTING PAD DIMENSIONS
18.24	584.2 X 1066.8
30, 36, 48, 60	609.6 X 1270.0

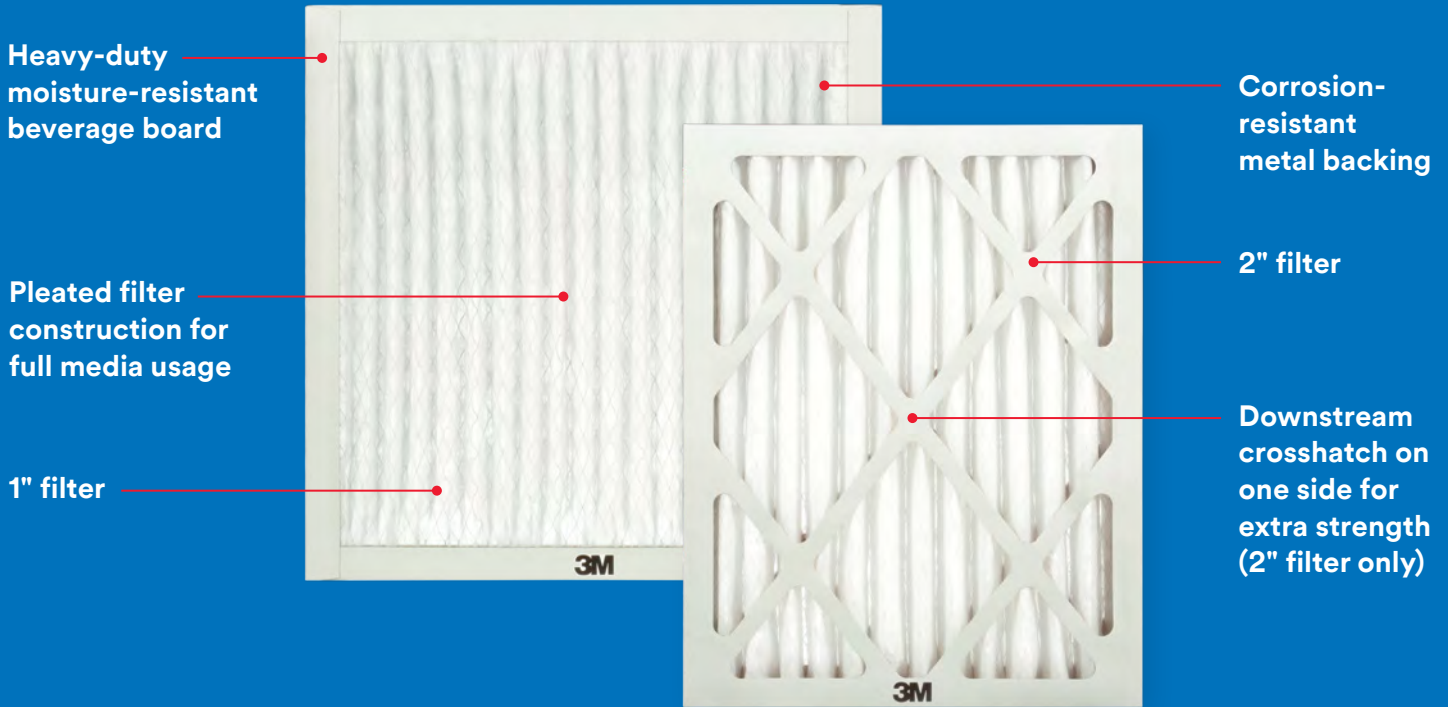




**ANEXO A.7 – FICHA TECNICA DEL FILTRO MERV 8**

# 3M™ MERV 8 Electrostatic Filters

3M™ Air Filters deliver performance and efficiency that's easy on HVAC systems, with low initial pressure drop and good airflow. 3M's proprietary electrostatic filter media helps protect equipment from accumulating lint, dust, mold spores, pollen and pet dander.



## Application

3M™ MERV 8 Electrostatic Filters are designed for general air filtration in all types of residential cooling, heating and ventilation systems. They are suitable for installation in front-access holding frames and side-access housings. These filters are a better-performing upgrade from fiberglass and non-electrostatic filters.

## Design and Construction

Media — proprietary electrostatic filter media designed and developed by 3M

Media Support — corrosion-resistant expanded metal wire

Pleat Design — pleated filter construction for full media usage

Frame — heavy-duty, moisture-resistant beverage board

## Features

- ▶ Upgrade from fiberglass and mechanical MERV 8 filters
- ▶ Easy on HVAC systems, with low initial pressure drop and good airflow
- ▶ Proprietary electrostatic filter media designed and developed by 3M to meet high quality standards
- ▶ Filters are tested annually for performance in hundreds of real homes
- ▶ Electrostatic filter media helps protect equipment from unwanted particles



# 1" 3M™ MERV 8 Electrostatic Filters

Size	Actual Size (inches)			Actual Size (centimeters)			295 fpm		500 fpm		Media Area (sq. ft.)
	Width	Length	Thickness	Width	Length	Thickness	cfm	Initial Resistance (inches WC)	cfm	Initial Resistance (inches WC)	
16x20x1	15 11/16	19 11/16	13/16	39.8	50.0	2.0	655	0.22	1110	0.47	4.1
16x25x1	15 11/16	24 11/16	13/16	39.8	62.7	2.0	820	0.22	1390	0.46	5.2
20x20x1	19 11/16	19 11/16	13/16	50.0	50.0	2.0	820	0.22	1390	0.46	5.2
20x25x1	19 11/16	24 11/16	13/16	50.0	62.7	2.0	1025	0.21	1735	0.45	6.5
14x25x1	13 13/16	24 13/16	13/16	35.0	63.0	2.0	715	0.22	1215	0.47	4.5
14x20x1	13 13/16	19 13/16	13/16	35.0	50.3	2.0	575	0.23	970	0.48	3.6
12x12x1	11 13/16	11 13/16	13/16	30.0	30.0	2.0	295	0.25	500	0.54	1.9
14x14x1	13 13/16	13 13/16	13/16	35.0	35.0	2.0	400	0.24	680	0.51	2.5
24x24x1	23 13/16	23 13/16	21/32	60.4	60.4	1.6	1180	0.21	2125	0.44	7.4
18x18x1	17 13/16	17 13/16	13/16	45.2	45.2	2.0	665	0.22	1125	0.47	4.2
12x20x1	11 13/16	19 13/16	13/16	30.0	50.3	2.0	490	0.23	835	0.5	3.1
14x30x1	13 13/16	23 13/16	13/16	35.0	60.4	2.0	860	0.22	1460	0.47	5.4
16x24x1	13 13/16	29 13/16	13/16	35.0	75.7	2.0	785	0.22	1335	0.46	5.0
14x24x1	15 13/16	23 13/16	13/16	40.1	60.4	2.0	690	0.22	1165	0.47	4.3
18x20x1	17 13/16	19 13/16	13/16	45.2	50.3	2.0	740	0.22	1250	0.46	4.7
20x22x1	19 13/16	21 11/16	13/16	50.3	55.0	2.0	900	0.21	1530	0.45	5.7
25x30x1	24 11/16	29 11/16	21/32	62.7	75.4	1.6	1535	0.2	2605	0.43	9.7

# 2" 3M™ MERV 8 Electrostatic Filters

Size	Actual Size (inches)			Actual Size (centimeters)			295 fpm		500 fpm		Media Area (sq. ft.)
	Width	Length	Thickness	Width	Length	Thickness	cfm	Initial Resistance (inches WC)	cfm	Initial Resistance (inches WC)	
16x20x2	15 1/2	19 1/2	13/4	39.3	49.5	4.4	655	0.12	1110	0.31	8.1
16x25x2	15 1/2	24 1/2	13/4	39.3	62.2	4.4	820	0.12	1390	0.30	10.1
20x20x2	19 1/2	19 1/2	13/4	49.5	49.5	4.4	820	0.12	1390	0.30	10.1
20x25x2	19 1/2	24 1/2	13/4	49.5	62.2	4.4	1025	0.12	1735	0.29	12.7
24x24x2	23 3/8	23 3/8	13/4	59.3	59.3	4.4	1180	0.12	2125	0.29	14.6
12x24x2	11 3/8	23 3/8	13/4	28.8	59.3	4.4	590	0.13	1000	0.32	7.3
16x24x2	15 3/8	23 3/8	13/4	39.0	59.3	4.4	785	0.12	1335	0.30	9.7
20x24x2	19 3/8	23 3/8	13/4	49.2	59.3	4.4	985	0.12	1665	0.29	12.2





**ANEXO A.8 – FICHA TECNICA DE LAMPARA UV-C**



## LÁMPARA UVC GERMICIDA



# *Lucha Contra los Gérmenes*

ELIMINA VIRUS, BACTERIAS Y MALOS OLORES



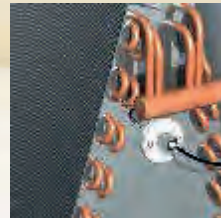
Energéticamente eficiente, bajo voltaje.



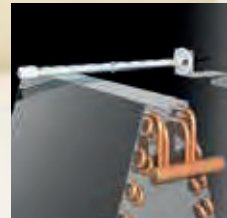
Lámpara protectora, protección contra la humedad.



Lámpara ajustable Shield™ desvía los rayos UV luz.



La brida de lámpara permite instalación en la placa delta de bobina A.



Magnético personalizado permite Colocación ilimitada de la lámpara.

# LÁMPARA UVC - 23 Watts

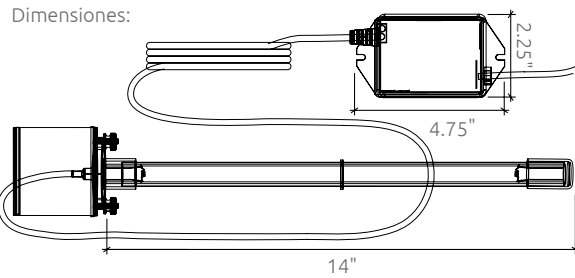
## Información Básica

Modelo	DUS13080
Marca	ALLERX
Nombre	Lámpara UVC
Tecnología	Germicida UV
Función	- Germicida contra bacterias y virus, por radiación UV. - Elimina los malos olores, originado por el moho y bacterias.
Certificación	ETL
Instalación	- En serpentín de manejadora o fan coil. - En ducto de suministro de aire acondicionado.



## Especificaciones

Modelo		DUS13080
Voltaje	V	24 VAC
Tamaño	long	14
Operatividad	Hrs.	9,000
Eliminación de bacterias	%	99.9
Eliminación de Virus	%	99.9
Eliminación de Malos Olores	%	99.9



## Instalación en sistema de aire acondicionado



Energéticamente eficiente, bajo voltaje, electrónico el lastre funciona solo 24 voltios y es humedad sellado para HVAC aplicaciones.



Lámpara protectora, transparente bota hace lámpara reemplazo fácil mientras proporcionando protección contra la humedad



Lámpara ajustable Shield™ desvía los rayos UV luz lejos de Material sensible a los rayos UV y enfoca la luz ultravioleta donde más se necesita. (Opcional)



Brida de lámpara personalizada permite que la lámpara sea instalado directamente en Placa delta de bobina A para Exposición óptima a los rayos UV.

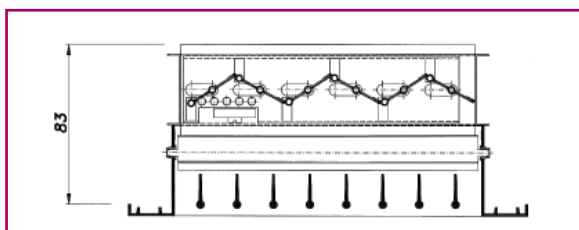
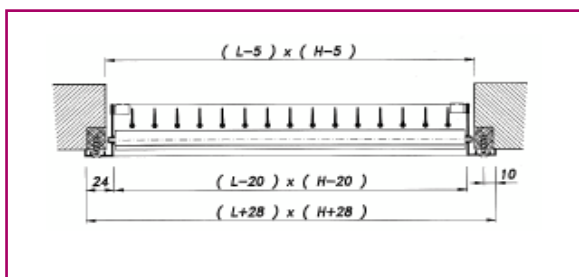
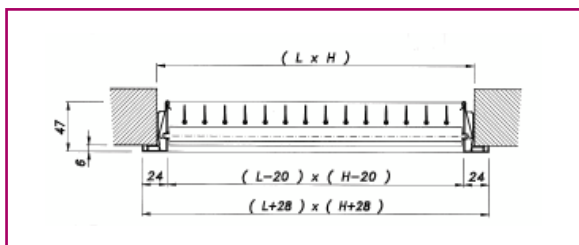
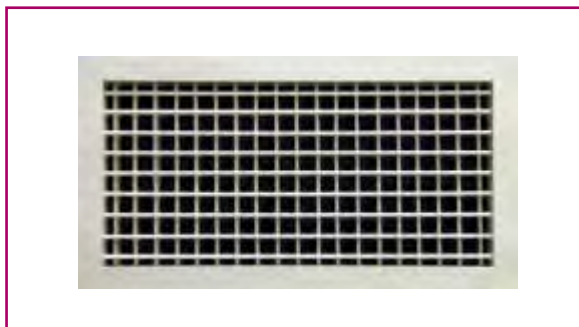


Magnético personalizado soporte permite colocación ilimitada de lámpara cerca de la bobina de enfriamiento o superficie.



**ANEXO A.9 – FICHA TECNICA REJILLAS DIFUSORES**

# Rejillas de doble deflexión (impulsión)



<b>21</b>	Serie, rejilla de aluminio Serie, rejilla de chapa de acero
<b>DV</b>	Doble deflexión, la 1ª con aletas horizontales y la 2ª verticales Doble deflexión, la 1ª con aletas verticales y la 2ª horizontales
<b>O</b>	Sin indicar nada, no va incorporada Compuerta de regulación modelo 29-O
<b>MM Con MM Para MM</b>	Sin indicar nada, la rejilla dispone de taladros para atornillar Marco metálico La rejilla se suministra con marco metálico La rejilla se suministra sin marco metálico, pero prevista para el montaje en el mismo
<b>L x H</b>	Longitud en mm (sentido horizontal) x altura en mm (sentido vertical)

## Descripción

Modelo 20-DH. Rejillas de aluminio, aletas orientables.  
Modelo 21-DH. Rejillas de chapa de acero, aletas orientables.

## Acabados

Aluminio anodizado en su color.  
Chapa de acero pintada en blanco RAL 9010.  
Acabados especiales bajo demanda.

## Dimensiones sobre marco de montaje

En el montaje de rejillas sobre marco metálico, la dimensión de hueco se corresponde con la dimensión nominal de las rejillas. Así, una rejilla de 500 x 300 mm, precisará un hueco de las mismas dimensiones.

## Dimensiones sobre paramento para atornillar

En el montaje sobre paramento para atornillar, para calcular la dimensión del hueco libre, deberá disminuirse 5 mm, tanto en largo como en alto, la dimensión nominal de la rejilla. Así para una rejilla de 500 x 300 mm, el hueco deberá ser de 495 x 295 mm.

## Doble deflexión con compuerta de regulación

Accionamiento de la regulación por el frontal mediante un destornillador.

## Dimensiones de aleta

La longitud máxima de aleta es de 490 mm, en que caso de que la aleta supere dicha dimensión se irán añadiendo los refuerzos que sean necesarios, para que la aleta nunca supere la medida anteriormente mencionada.

## Identificación

En todas las descripciones de dimensión de rejillas, se entenderá siempre que la primera dimensión es la longitud y la segunda la altura. L x H es la dimensión de hueco libre. Cuando la rejilla no incorpora marco metálico y es preparada para atornillar, la dimensión del hueco será L-5 mm. x H-5 mm.

## Tabla de selección (DOBLE DEFLEXIÓN)

Q (m³/h) (l/s)	Dim. (mm)	α (°)	200x100		250x100		300x100 200x150		250x150		300x150		350x150 250x200		600x100 400x150 300x200		500x150 350x200		600x150 450x200 350x250 300x300		600x200 500x250 400x300		1000x150 750x200 600x250 500x300		1200x150 900x200 750x250 600x300		1100x200 900x250 750x300		1200x250 1000x300					
			0,0098	0,0125	0,0148	0,0183	0,0224	0,0262	0,0309	0,0381	0,0474	0,0660	0,0801	0,0970	0,1210	0,1670																		
100	27,8	V <sub>k</sub> (m/s) X (m) p <sub>t</sub> (Pa) NR (dB)	2,8 2,8 2,2 1,8 3,2 3,9 10 12	2,2 2,2 1,9 1,6 2,0 2,4 5 7	1,9 1,9 1,8 1,4 1,4 1,7	1,5 1,5 1,6 1,3 0,9 1,1	1,2 1,2 1,5 1,2 0,6 0,7	1,1 1,1 1,3 1,1 0,4 0,5	0,9 0,9 1,2 1,0 0,3 0,4	0,7 0,7 1,1 0,9 0,2 0,3	0,6 0,6 1,0 0,8 0,1 0,2																							
150	41,7	V <sub>k</sub> (m/s) X (m) p <sub>t</sub> (Pa) NR (dB)	4,3 4,3 3,3 2,6 7,2 8,7 20 22	3,3 3,3 2,9 2,3 4,4 5,3 15 17	2,8 2,8 2,7 2,1 3,2 3,8 12 14	2,3 2,3 2,4 1,9 2,1 2,5 8 10	1,9 1,9 2,2 1,7 1,4 1,7 4 6	1,6 1,6 2,0 1,6 1,0 1,2	1,3 1,3 1,9 1,5 0,7 0,9	1,1 1,1 1,7 1,3 0,5 0,6	0,9 0,9 1,5 1,2 0,3 0,4	0,6 0,6 1,3 1,0 0,2 0,2																						
200	55,6	V <sub>k</sub> (m/s) X (m) p <sub>t</sub> (Pa) NR (dB)	5,7 5,7 4,4 3,5 12,9 15,4 27 29	4,4 4,4 3,9 3,1 7,9 9,5 22 24	3,8 3,8 3,6 2,9 5,6 6,2 19 21	3,0 3,0 3,2 2,6 3,7 4,4 15 17	2,5 2,5 2,9 2,3 2,5 3,0 11 13	2,1 2,1 2,7 2,2 1,8 2,2 8 10	1,8 1,8 2,5 2,0 1,3 1,6 5 7	1,5 1,5 2,2 1,8 0,9 1,0	1,2 1,2 2,0 1,6 0,5 0,7	0,8 0,8 1,7 1,4 0,3 0,3																						
250	69,4	V <sub>k</sub> (m/s) X (m) p <sub>t</sub> (Pa) NR (dB)	7,1 7,1 5,5 4,4 20,1 24,1 33 35	5,6 5,6 4,9 3,9 10,3 12,8 28 30	4,7 4,7 4,5 3,6 6,1 6,8 24 26	3,8 3,8 4,0 3,2 5,2 5,9 20 22	3,1 3,1 3,6 2,9 3,8 4,6 16 18	2,7 2,7 3,4 2,7 2,8 3,4 13 15	2,2 2,2 3,1 2,5 2,0 2,4 10 12	1,8 1,8 2,8 2,2 1,3 1,6 6 8	1,5 1,5 2,5 2,0 0,9 1,0	1,1 1,1 2,1 1,7 0,4 0,5																						
300	83,3	V <sub>k</sub> (m/s) X (m) p <sub>t</sub> (Pa) NR (dB)	8,5 8,5 6,6 5,3 28,9 34,7 37 39	6,7 6,7 5,8 4,7 17,8 21,3 32 34	5,6 5,6 5,4 4,3 11,7 12,2 29 31	4,6 4,6 4,8 3,9 8,3 10,0 25 27	3,7 3,7 4,4 3,5 5,5 6,6 21 23	3,2 3,2 4,0 3,2 4,0 4,9 18 20	2,7 2,7 3,7 3,0 2,9 3,5 15 17	2,2 2,2 3,7 3,0 1,9 2,3 10 12	1,8 1,8 3,0 2,4 1,2 1,5 6 8	1,3 1,3 2,5 2,0 0,6 0,8																						
350	97,2	V <sub>k</sub> (m/s) X (m) p <sub>t</sub> (Pa) NR (dB)	9,9 9,9 7,7 6,2 39,4 47,2 41 43	7,8 7,8 6,8 5,5 24,2 29,0 36 38	6,6 6,6 6,3 5,0 17,3 20,7 33 35	5,3 5,3 5,6 4,5 11,3 13,5 29 31	4,3 4,3 5,1 4,1 7,5 9,0 25 27	3,7 3,7 4,7 3,8 5,6 6,6 21 23	3,1 3,1 4,7 3,8 4,0 4,8 18 20	2,6 2,6 3,9 3,1 2,6 3,1 14 16	2,1 2,1 3,5 2,8 1,7 2,0 10 12	1,5 1,5 2,7 2,2 0,9 1,0																						
400	111,1	V <sub>k</sub> (m/s) X (m) p <sub>t</sub> (Pa) NR (dB)	11,3 11,3 8,8 7,0 51,4 61,7 44 46	8,9 8,9 7,8 6,2 31,6 37,9 39 41	7,5 7,5 7,2 5,7 22,5 27,1 36 38	6,1 6,1 6,4 5,1 14,7 17,7 32 34	5,0 5,0 5,8 4,7 9,8 11,8 28 30	4,2 4,2 5,4 4,3 7,2 8,6 25 27	3,6 3,6 5,0 4,0 4,3 5,2 22 24	2,9 2,9 4,5 3,6 3,4 4,1 17 19	2,3 2,3 4,0 3,2 2,2 2,6 13 15	1,7 1,7 3,4 2,7 1,1 1,4 9 9																						
450	125,0	V <sub>k</sub> (m/s) X (m) p <sub>t</sub> (Pa) NR (dB)		10,0 10,0 8,8 7,0 40,0 48,0 42 44	8,4 8,4 8,1 6,4 28,5 34,2 39 41	6,8 6,8 7,2 5,8 18,7 22,4 35 37	5,6 5,6 6,5 5,2 12,5 14,9 31 33	4,8 4,8 6,1 4,8 9,1 10,9 28 30	4,0 4,0 5,6 4,5 6,5 7,9 24 26	3,3 3,3 5,0 4,0 4,3 5,2 20 22	2,6 2,6 4,5 3,6 2,8 3,3 16 18	1,9 1,9 3,8 3,1 1,4 1,7 10 12																						
500	138,9	V <sub>k</sub> (m/s) X (m) p <sub>t</sub> (Pa) NR (dB)		11,1 11,1 9,7 7,8 49,4 59,3	9,4 9,4 8,0 6,4 35,2 42,3 41 43	7,6 7,6 8,0 6,4 23,0 27,6 43 45	6,2 6,2 7,3 5,8 15,4 18,5 33 35	5,3 5,3 6,7 5,4 11,2 13,5 30 32	4,5 4,5 6,2 5,0 8,1 9,7 27 29	3,6 3,6 5,6 4,5 5,3 6,4 23 25	2,9 2,9 5,0 4,0 3,4 4,1 19 21	2,1 2,1 4,2 3,4 1,8 2,1 12 14																						
550	152,8	V <sub>k</sub> (m/s) X (m) p <sub>t</sub> (Pa) NR (dB)			10,3 10,3 9,8 7,9 42,6 51,1 44 46	8,3 8,3 8,9 7,1 27,9 33,5 39 41	6,8 6,8 7,4 6,4 22,0 26,6 38 40	5,8 5,8 8,0 6,4 13,6 16,3 32 34	4,9 4,9 6,8 5,4 9,8 11,7 29 31	4,0 4,0 6,1 4,9 6,4 7,7 25 27	3,2 3,2 5,5 4,4 4,2 5,0 21 23	2,3 2,3 4,7 3,7 2,1 2,6 14 16																						
600	166,7	V <sub>k</sub> (m/s) X (m) p <sub>t</sub> (Pa) NR (dB)			11,3 11,3 10,7 8,6 50,7 60,9 44 46	9,1 9,1 9,7 7,7 33,2 39,8 42 44	7,4 7,4 8,1 7,0 22,1 26,6 38 40	6,4 6,4 8,1 6,5 16,2 19,4 35 37	5,4 5,4 7,4 5,9 11,6 14,0 31 33	4,4 4,4 6,7 5,4 7,7 9,2 27 29	3,5 3,5 6,0 4,8 4,9 5,9 23 25	2,5 2,5 5,1 4,1 2,6 3,1 17 19																						
650	180,6	V <sub>k</sub> (m/s) X (m) p <sub>t</sub> (Pa) NR (dB)			12,2 12,2 11,6 9,3 59,5 71,4 48 50	9,9 9,9 10,5 8,4 38,9 46,7 44 46	8,1 8,1 8,9 7,2 26,0 31,2 44 46	6,9 6,9 8,7 7,0 19,0 22,8 37 39	5,8 5,8 8,0 6,4 13,7 16,4 33 35	4,7 4,7 7,2 5,8 9,0 10,8 29 31	3,8 3,8 6,5 5,2 5,8 7,0 25 27	2,7 2,7 5,5 4,4 3,0 3,6 18 20																						
700	194,4	V <sub>k</sub> (m/s) X (m) p <sub>t</sub> (Pa) NR (dB)				10,6 10,6 11,3 9,0 45,2 54,2 45 47	8,7 8,7 10,2 8,1 30,1 36,2 41 43	7,4 7,4 9,4 7,5 22,0 26,4 38 40	6,3 6,3 8,7 6,9 15,8 19,0 35 37	5,1 5,1 7,8 6,2 10,4 12,5 31 33	4,1 4,1 6,0 5,6 6,7 8,1 27 29	2,9 2,9 5,9 4,7 3,5 4,2 20 22																						
750	208,3	V <sub>k</sub> (m/s) X (m) p <sub>t</sub> (Pa) NR (dB)				11,4 11,4 12,1 9,7 51,8 62,2 47 49	9,3 9,3 10,9 8,7 34,6 41,5 44 46	8,0 8,0 10,1 8,1 25,3 30,3 40 42	6,7 6,7 9,3 7,4 18,2 21,8 37 39	5,5 5,5 8,4 6,7 12,0 14,4 33 35	4,4 4,4 7,5 6,0 7,7 9,3 28 30	3,2 3,2 6,4 5,1 4,0 4,8 22 24																						
800	222,2	V <sub>k</sub> (m/s) X (m) p <sub>t</sub> (Pa) NR (dB)				12,1 12,1 12,9 10,3 59,0 70,8 49 51	9,9 9,9 11,6 9,3 39,4 47,2 45 47	8,5 8,5 10,8 8,6 28,8 34,5 42 44	7,2 7,2 9,9 7,9 20,7 24,8 38 40	5,8 5,8 8,9 7,1 13,6 16,3 34 36	4,7 4,7 8,0 6,4 8,8 10,6 30 32	3,4 3,4 6,8 5,4 4,5 5,4 24 26																						
850	236,1	V <sub>k</sub> (m/s) X (m) p <sub>t</sub> (Pa) NR (dB)				10,5 10,5 12,4 9,9 44,4 53,3 46 48	9,0 9,0 11,4 9,1 32,5 39,0 43 45	7,6 7,6 10,5 8,4 23,4 28,0 40 42	6,2 6,2 9,5 7,6 15,4 18,4 36 38	5,0 5,0 8,5 6,8 9,9 11,9 31 33	3,6 3,6 6,5 5,2 5,1 6,1 25 27																							
900	250,0	V <sub>k</sub> (m/s) X (m) p <sub>t</sub> (Pa) NR (dB)				11,2 11,2 13,1 10,5 49,8 59,8 48 50	9,5 9,5 12,1 9,7 36,4 43,7 44 46	8,1 8,1 11,1 8,9 26,2 31,4 41 43	6,6 6,6 10,0 8,0 17,2 20,7 37 39	5,3 5,3 8,0 7,2 11,1 13,4 33 35	3,8 3,8 7,6 6,1 5,7 6,9 26 28																							
950	263,9	V <sub>k</sub> (m/s) X (m) p <sub>t</sub> (Pa) NR (dB)				11,8 11,8 13,8 11,1 55,5 66,6 49 51	10,1 10,1 12,8 10,2 40,6 48,7 46 48	8,5 8,5 11,8 9,4 29,2 35,0 43 45	6,9 6,9 10,6 8,5 19,2 23,0 38 40	5,6 5,6 9,5 7,6 12,4 14,9 34 36	4,0 4,0 8,0 6,4 6,4 7,7 28 30																							
1000	277,8	V <sub>k</sub> (m/s) X (m) p <sub>t</sub> (Pa) NR (dB)				10,6 10,6 13,4 10,8 45,0 54,0 47 49	9,0 9,0 12,4 9,9 32,3 38,8 44 46	7,3 7,3 11,2 8,9 21,3 25,5 40 42	5,9 5,9 10,0 8,0 13,7 16,5 35 37	4,2 4,2 8,5 6,8 7,1 8,5 29 31	3,5 3,5 7,0 5,6 4,8 5,8 25 27																							
1100	305,6	V <sub>k</sub> (m/s) X (m) p <sub>t</sub> (Pa) NR (dB)				10,6 10,6 14,8 11,7 54,4 65,3 49 51	9,0 9,0 13,6 10,9 39,1 46,9 46 48	7,3 7,3 12,3 9,8 25,7 30,9 42 44	5,9 5,9 10,0 8,0 16,6 19,9 38 40	4,2 4,2 8,5 6,8 7,8 9,3 31 33	3,5 3,5 7,0 5,6 4,8 5,8 25 27																							

**Factores de corrección para rejillas de simple deflexión, 20-SH, 20-SV, 21-SH y 21-SV:**  
 V<sub>k</sub> = Valor de tabla x 0,8  
 X = Valor de tabla x 1,1  
 P = Valor de tabla x 0,8  
 NR = Valor de tabla x 0,9

**Simbología:**  
 V = Velocidad efectiva en m/s  
 X = Alcance en m  
 P = Presión total en pascales  
 NR = Índice nivel sonoro en dB

NR > 40

NR 30 - 40

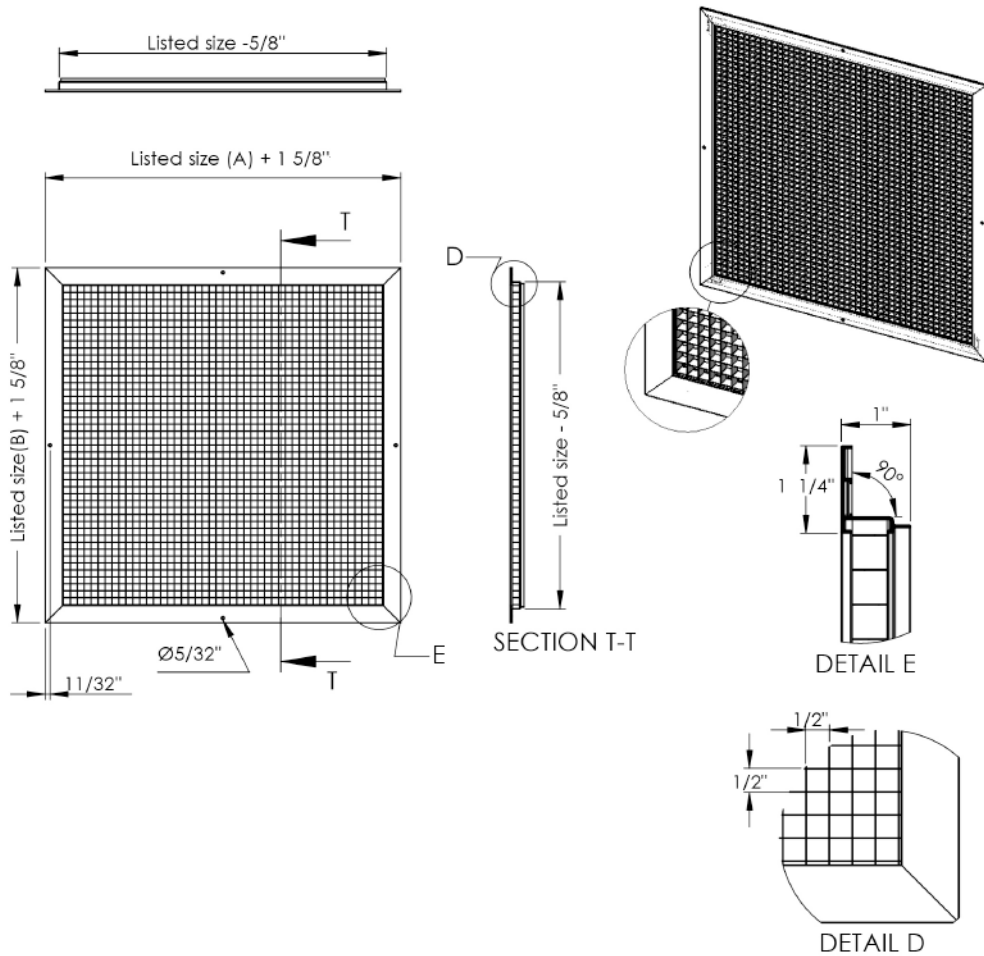
NR 20 - 30

Tipos: 20-SH, 20-SHO, 20-SV, 20-SVO, 20-DH, 20-DHO, 20-DV, 20-DVO, 21-SH, 21-SHO, 21-SV, 21-SVO, 21-DH, 21-DHO, 21-DV, 21-DVO



**ANEXO A.10 – FICHA TECNICA REJILLA RETORNO**

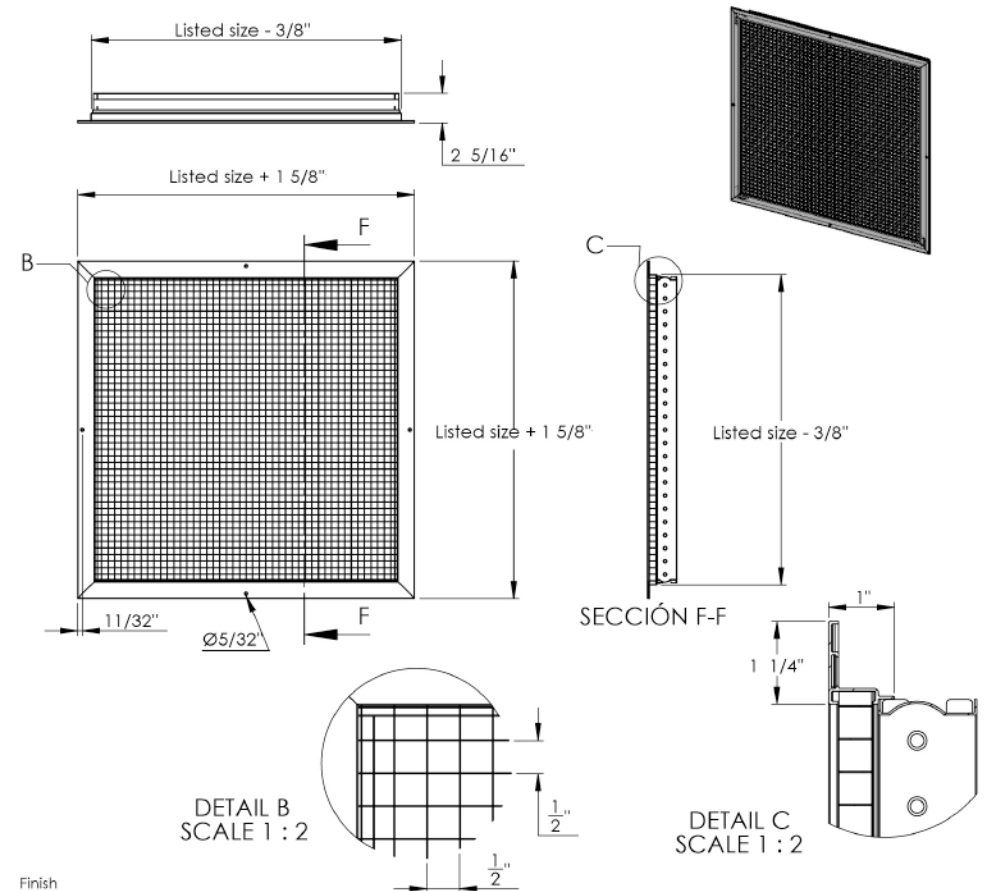
**SUBMITTAL  
MODELO L-RA-G**



Finish  
White (Standard)  
Other colors (Optional)

NOTE: Available size (A)x(B): 4"x4" to 46"x46" multiple of 2" on 2", different size please refer to engineering department.

**SUBMITTAL  
MODELO L-RA-G OB**



Finish  
White (Standard)  
Other colors (Optional)

NOTE: Available in size 4"x4" to 46"x46"

## REJILLAS DE RETORNO I REJILLA TIPO CUBO CUARÍCULA

### REJILLAS DE RETORNO I REJILLA TIPO CUBO CUADRÍCULA CON DAMPER OB

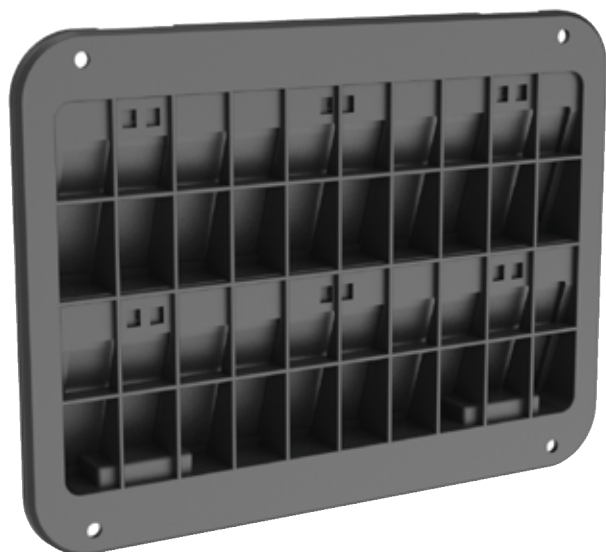
LISTED SIZE	EFFECT FREE AREA (SQ,FT)	300 FPM	400 FPM	500 FPM	600 FPM	700 FPM	800 FPM	900 FPM	1000 FPM	1200 FPM	1400 FPM
8 X 4	0,200	60	80	100	120	140	160	180	200	240	280
10 X 6	0,375	113	150	189	225	263	300	338	375	450	525
12 X 6	0,450	135	180	225	270	315	360	405	450	540	630
14 X 6	0,525	158	210	263	315	368	420	473	525	630	735
12 X 8	0,600	180	240	300	360	420	480	540	600	720	840
18 X 6	0,675	203	270	338	405	473	540	608	675	810	945
14 X 8	0,700	20	280	350	420	490	560	630	700	840	980
16 X 8	0,800	240	320	400	480	560	640	720	800	960	1120
12 X 10	0,750	225	300	375	450	525	600	750	900	1050	1250
12 X 12	0,900	270	360	450	540	630	720	900	1080	1260	1550
20 X 10	1,250	375	500	625	750	875	1000	1125	1250	1500	1750
18 X 12	1,350	405	540	675	810	945	1080	1215	1350	1620	1890
24 X 12	1,800	540	720	900	1080	1260	1440	1620	1800	2160	2520
30 X 12	2,250	675	900	1125	1350	1575	1800	2025	2250	2700	3150
24 X 18	2,700	810	1080	1350	1620	1890	2160	2430	2700	3240	3780
30 X 18	3,375	1013	1350	1688	2025	2363	2700	3038	3375	4050	4725
48 X 12	3,600	1080	1440	1800	2160	2530	2880	3240	3600	4320	5040
30 X 24	4,500	1350	1800	2250	2700	3150	3600	4050	4500	5400	6300
36 X 24	5,400	1620	2160	2700	3240	3780	4320	4860	5400	6480	7560
36 X 30	6,750	2050	2700	3375	4050	4725	5400	6075	6750	8100	9450
48 X 24	7,200	2160	2880	3600	4320	5040	5760	6480	7200	8640	10080
48 X 36	10,800	3240	4320	5400	6480	7560	8640	9720	10800	12960	15120
STATIC PRESSURE NEGATIVE H2O		0,01	0,019	0,034	0,056	0,079	0,111	0,143	0,184	0,277	0,391
	N.C.	20	- 25	25	- 30	30	- 35	35	- 40	40	- 45

**CARACTERÍSTICAS L-RA-G / L-RA-G OB**



**ANEXO A.11 – FICHA TECNICA DAMPER DE SOBRE PRESION**

# CLAPET DE SURPRESSION

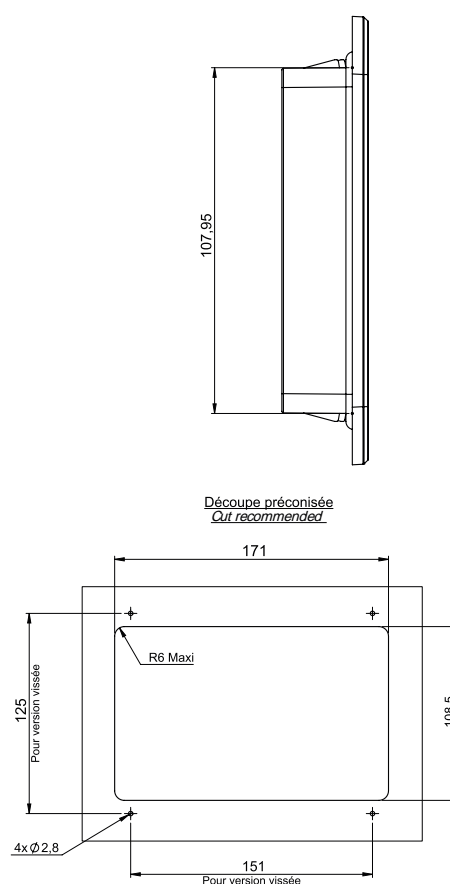
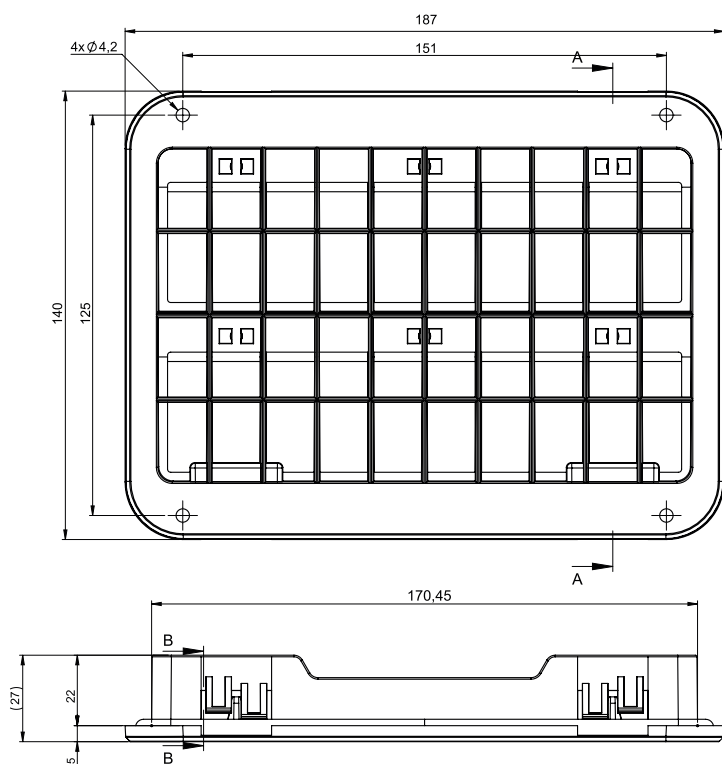


## Clapet de surpression

- Montage intérieur cabine
- Matière polypropylène
- Se visse (trou de fixation Ø4mm) ou se clipse (sur un support de 1 à 4mm) avec ou sans joint
- Grille de protection intégrée

## Overpressure flap

- Mounted inside the cab
- Polypropylene material
- To screw (screw mounting hole Ø4mm) or to clip (on a 1 to 4mm thickness support) with or without seal
- Integrated protective grid



Version	Référence Reference
Clapet de surpression avec joint	0420 0700
Clapet de surpression sans joint	0420 0701



**ANEXO B.1 – CERIFICADO DE HABILITACION FERROVIARIA**

**PERÚ**Ministerio  
de Transportes  
y ComunicacionesViceministerio  
de TransportesDirección General  
de Autorizaciones  
en Transportes**FORMATO**  
**002/17.03****CERTIFICADO DE  
HABILITACION FERROVIARIA****Nº**  
**0098-2024-MTC/17.03.chf**

La Dirección de Circulación Vial de la Dirección General de Autorizaciones en Transportes, en aplicación a lo dispuesto en el Artículo 57° del Reglamento Nacional de Ferrocarriles (Modificado por Decreto Supremo N° 020-2019-MTC) y vistos la solicitud de la Organización Ferroviaria, la Ficha Técnica del Vehículo Ferroviario y el Informe del Evaluador de la Dirección de Circulación Vial, que acredita que el vehículo ferroviario se encuentra en condiciones para operar en la vía férrea,

**OTORGA EL "CERTIFICADO DE HABILITACION FERROVIARIA" A:**

VEHICULO FERROVIARIO	NUMERO DEL VEHICULO	ORGANIZACIÓN FERROVIARIA
COCHE BAR OBSERVATORIO	<b>1706 / PRSO</b>	PERU RAIL S.A.
AMBITO DE OPERACION	TIPO DE TRANSPORTE	FECHA EMISION/CADUCIDAD
FERROCARRIL DEL SUR ORIENTE	PASAJEROS	26 de febrero de 2024 26 de febrero de 2029

**CARACTERISTICAS TECNICAS DEL VEHICULO FERROVIARIO:**

FABRICANTE	AÑO DE FABRICACIÓN	TROCHA (mm)
INTERPRINDERE	1975	914
PESO/TARA (KG)	CAPAC. (HP, Pasaj., Toneladas o Galones)	Nº DE BOGGIES/EJE
24,600	40 Psj. (18 Sentados + 22 parados)	2b/4e



**ANEXO B.2 – RESOLUCION MINISTERIAL “RM-0869-2020MTC/01”**

## ANEXO

### RESOLUCION MINISTERIAL N°0869-2020-MTC/01

#### **“8. MEDIDAS DE PREVENCIÓN A IMPLEMENTAR POR PARTE DE LOS OPERADORES FERROVIARIOS**

Los operadores ferroviarios son responsables de implementar las siguientes medidas:

(...)

##### **8.1 Los coches/autovagones (Operadores ferroviarios)**

###### **Requisitos básicos**

- *Implementar dispensador o rociadores con solución desinfectante al ingreso del coche/autovagón para poder realizar el embarque y en otros puntos en su interior.*
- *Colocar señaléticas informativas en el vehículo sobre medidas de prevención contra el COVID-19.*
- *Implementar dispensadores de alcohol en gel al interior de los coches y/o autovagones de pasajeros, así como al interior de los servicios higiénicos, para uso de los pasajeros durante el viaje.*
- *Para los coches y/o autovagones de pasajeros que cuenten con sistemas de aire acondicionado, el operador ferroviario deberá implementar procedimientos de mantenimiento, así como de limpieza y desinfección, que aseguren su adecuado funcionamiento sobre la base de la información proporcionada por el fabricante.*
- *El operador ferroviario podrá utilizar y ocupar el 100% de los asientos indicados en el Certificado de Habilitación Ferroviaria, cuando tenga implementado un sistema de sanitización de aire acondicionado que garantice la eliminación de virus y bacterias un mínimo de 95% (mediante la utilización de filtros y/o sistemas de radiación UV-C que cumplan con las recomendaciones de entidades internacionales) y la circulación permanente de aire sanitizado al interior del salón de pasajeros. La implementación de dicho sistema permite la utilización y ocupación del 100% de los asientos indicados en el Certificado de Habilitación Ferroviaria de los vagones sin tener que implementar cortinas de polipropileno u otras medidas adicionales.*
- ***El operador ferroviario del servicio de transporte ferroviario de pasajeros que en el intermedio entre el origen y el destino presta servicio a localidades contiguas podrá utilizar y ocupar el 100% de los asientos indicados en el Certificado de Habilitación Ferroviaria, siempre que cumpla con lo siguiente:***
  - ***Mantener las ventanas abiertas, con ventilación constante.***
  - ***Elaborar un plan de implementación de sistemas de ventilación y de climatización que se pueda adecuar a mediano y largo plazo.***
  - ***Limpiar y desinfectar las manos con alcohol al ingresar y salir del tren, lo cual será reforzado a través de sus canales de comunicación.***
  - ***Señalización en la totalidad de estaciones.***
  - ***Plan de contingencia de manejo de aglomeraciones fuera de las estaciones.***
  - ***Información auditiva y visual (señalización) de aforo por vagón sobre medidas preventivas para COVID-19.***
  - ***Mensajes de “No hablar” (silencio siempre), no ingerir alimentos, usar mascarillas y protector facial durante el viaje y restringir el uso de teléfono móvil para hablar.***



- **Los operadores ferroviarios que no se encuentren en ninguno de los dos supuestos antes mencionados, deberán ubicar a los pasajeros en los asientos de manera que se respete la distancia mínima de 1 metro.**
- **Durante el viaje, es obligatorio el uso de la mascarilla quirúrgica o comunitaria y protector o careta facial. No está permitido viajar de pie.”**





## **ANEXO B.3 – ANALISIS DE COSTOS UNITARIOS DEL PROYECTO**

## Análisis de precios unitarios

Presupuesto 0102004 IMPLEMENTACION DE SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO EN VAGON DE PASAJEROS DEL TREN TITICACA

Subpresupuesto 001 IMPLEMENTACION DE SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO Y SANITIZACION TREN TITICACA

Partida	01.01.01	(020103010127-0102004-01)	DESMTAJE DE GÓNDOLA	Costo unitario directo por:		glb	343.29
Código	Descripción Recurso		Unidad	Cantidad	Precio S/	Parcial S/	
<b>Mano de Obra</b>							
0101010003	OPERARIO		hh	16.0000	15.83	253.28	
0101010005	PEON		hh	8.0000	10.41	83.28	
<b>336.56</b>							
<b>Equipos</b>							
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES		%mo		6.73	6.73	
<b>6.73</b>							

Partida	01.01.02	(020103010128-0102004-01)	TRAZADO DEL SISTEMA HVAC	Costo unitario directo por:		glb	555.56
Código	Descripción Recurso		Unidad	Cantidad	Precio S/	Parcial S/	
<b>Mano de Obra</b>							
0101010003	OPERARIO		hh	16.0000	15.83	253.28	
0101010005	PEON		hh	8.0000	10.41	83.28	
01010200010001	SUPERVISOR MECANICO		hh	8.0000	20.00	160.00	
<b>496.56</b>							
<b>Materiales</b>							
02760100100002	WINCHA METALICA DE 7.5 m		und	2.0000	17.50	35.00	
02900800010013	MARCADOR MULTIMARK TIPO PERMANENTE PARA TODA SUPERFICIE AZUL		und	2.0000	5.50	11.00	
02901400020001	CINTA ADHEDIVA 3M MAGICA810 1/2" X 36 yd.		und	2.0000	6.50	13.00	
<b>59.00</b>							

Partida	01.02.01	(020103010129-0102004-01)	SUMINISTRO E INSTALACION DE UNIDAD CONDENSADORA	Costo unitario directo por:		glb	13,507.62
Código	Descripción Recurso		Unidad	Cantidad	Precio S/	Parcial S/	
<b>Mano de Obra</b>							
0101010003	OPERARIO		hh	8.0000	15.83	126.64	
0101010005	PEON		hh	8.0000	10.41	83.28	
<b>209.92</b>							
<b>Materiales</b>							
02010500030003	NEOPRENO 1" 50 SHORE		und	1.0000	75.00	75.00	
02150100010007	TUBERIA CPVC DE 1"		und	1.0000	8.50	8.50	
0271050139	PERNOS DE SUJECCION 1/2"		und	4.0000	2.50	10.00	
<b>93.50</b>							
<b>Equipos</b>							
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES		%mo		4.20	4.20	
0306010010	UNIDAD CONDENSADORA CARRIER 60000 Btu/h FRIO - CALOR FB4CNP061L 220V-3F-60Hz		und	1.0000	13,200.00	13,200.00	
<b>13,204.20</b>							

Partida	01.02.02	(020103010130-0102004-01)	SUMINISTRO E INSTALACION DE UNIDAD EVAPORADORA	Costo unitario directo por:		und	8,928.29
Código	Descripción Recurso		Unidad	Cantidad	Precio S/	Parcial S/	
<b>Mano de Obra</b>							
0101010003	OPERARIO		hh	16.0000	15.83	253.28	
0101010005	PEON		hh	8.0000	10.41	83.28	
<b>336.56</b>							
<b>Materiales</b>							
02010500030003	NEOPRENO 1" 50 SHORE		und	1.0000	75.00	75.00	
0271050139	PERNOS DE SUJECCION 1/2"		und	4.0000	2.50	10.00	
<b>85.00</b>							
<b>Equipos</b>							
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES		%mo		6.73	6.73	
0306010014	UNIDAD EVAPORADORA CARRIER 60000 Btu/h FRIO - CALOR 38QRR060 220V-1F-60Hz		und	1.0000	8,500.00	8,500.00	
<b>8,506.73</b>							

## Análisis de precios unitarios

Presupuesto 0102004 IMPLEMENTACION DE SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO EN VAGON DE PASAJEROS DEL TREN TITICACA

Subpresupuesto 001 IMPLEMENTACION DE SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO Y SANITIZACION TREN TITICACA

Partida 01.02.03 (020103010131-0102004-01) SUMINISTRO E INSTALACION DE TERMOSTATO DIGITAL  
 Costo unitario directo por: und 586.01

Código	Descripción Recurso	Unidad	Cantidad	Precio S/	Parcial S/
<b>Mano de Obra</b>					
0101010003	OPERARIO	hh	4.0000	15.83	63.32
0101010005	PEON	hh	4.0000	10.41	41.64
<b>104.96</b>					
<b>Materiales</b>					
0270010091	CABLE UTP DE 4 PARES CAT-5	m	18.0000	2.50	45.00
<b>45.00</b>					
<b>Equipos</b>					
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES	%mo		1.05	1.05
0306010012	SYSTXCCITW01 INFINITY TOUCH CONTROL	und	1.0000	435.00	435.00
<b>436.05</b>					

Partida 01.02.04 (020103010132-0102004-01) TUBERIA FLEXIBLE DE COBRE VAPOR LINE  
 Costo unitario directo por: glb 1,717.66

Código	Descripción Recurso	Unidad	Cantidad	Precio S/	Parcial S/
<b>Mano de Obra</b>					
0101010003	OPERARIO	hh	16.0000	15.83	253.28
0101010005	PEON	hh	8.0000	10.41	83.28
<b>336.56</b>					
<b>Materiales</b>					
0212010003	ARMAFLEX 7/8" t=1/2"	m	3.5000	12.50	43.75
02120200010005	TUBERIA DE COBRE FLEXIBLE 7/8"	m	4.5000	30.00	135.00
0222030005	SIKAFLEX	bar	1.0000	32.50	32.50
02410400010002	CINTILLOS AMARRACABLE 4.8 mm X 250 mm	und	25.0000	0.15	3.75
0241070001	CINTA DE ALUMINIO	und	1.0000	56.00	56.00
0255080009	VARILLAS DE PLATA AL 5% BCUP-3 AWS A5.8	und	5.0000	12.00	60.00
0255090003	GAS NITROGENO	bal	0.5000	510.00	255.00
0255090004	OXIGENO	bal	0.5000	1,200.00	600.00
0255090005	ACETILENO INDUSTRIAL	bal	0.5000	370.00	185.00
<b>1,371.00</b>					
<b>Equipos</b>					
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES	%mo		10.10	10.10
<b>10.10</b>					

Partida 01.02.05 (020103010133-0102004-01) TUBERIA FLEXIBLE DE COBRE LIQUID LINE  
 Costo unitario directo por: glb 1,365.83

Código	Descripción Recurso	Unidad	Cantidad	Precio S/	Parcial S/
<b>Mano de Obra</b>					
0101010003	OPERARIO	hh	2.0000	15.83	31.66
0101010005	PEON	hh	1.0000	10.41	10.41
<b>42.07</b>					
<b>Materiales</b>					
0212010004	ARMAFLEX 3/8" t=1/2"	m	4.0000	10.50	42.00
02120200010004	TUBERIA DE COBRE FLEXIBLE 3/8"	rl	3.5000	22.00	77.00
0222030005	SIKAFLEX	bar	1.0000	32.50	32.50
02410400010002	CINTILLOS AMARRACABLE 4.8 mm X 250 mm	und	20.0000	0.15	3.00
0241070001	CINTA DE ALUMINIO	und	1.0000	56.00	56.00
0255080009	VARILLAS DE PLATA AL 5% BCUP-3 AWS A5.8	und	6.0000	12.00	72.00
0255090003	GAS NITROGENO	bal	0.5000	510.00	255.00
0255090004	OXIGENO	bal	0.5000	1,200.00	600.00
0255090005	ACETILENO INDUSTRIAL	bal	0.5000	370.00	185.00
<b>1,322.50</b>					
<b>Equipos</b>					
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES	%mo		1.26	1.26
<b>1.26</b>					

## Análisis de precios unitarios

Presupuesto 0102004 IMPLEMENTACION DE SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO EN VAGON DE PASAJEROS DEL TREN TITICACA

Subpresupuesto 001 IMPLEMENTACION DE SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO Y SANITIZACION TREN TITICACA

Partida	01.03.01	(020102010311-0102004-01)	REJILLA DE TOMA DE AIRE	Costo unitario directo por:	und	795.13	
Código	Descripción Recurso			Unidad	Cantidad	Precio S/	Parcial S/
<b>Mano de Obra</b>							
0101010003	OPERARIO			hh	2.0000	15.83	31.66
0101010005	PEON			hh	2.0000	10.41	20.82
<b>52.48</b>							
<b>Materiales</b>							
0241070001	CINTA DE ALUMINIO			und	1.0000	56.00	56.00
02510300010007	TORNILLO AUTORROSCANTE 12 X 3/4"			cto	15.0000	45.00	675.00
<b>731.00</b>							
<b>Equipos</b>							
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES			%mo		1.05	1.05
0301140007	TALADRO			hm	1.0000	5.40	5.40
0301330005	AMOLADORA			día	1.0000	5.20	5.20
<b>11.65</b>							

Partida	01.03.02	(020102010312-0102004-01)	DUCTO FLEXIBLE PARA TOMA DE AIRE	Costo unitario directo por:	m2	97.00	
Código	Descripción Recurso			Unidad	Cantidad	Precio S/	Parcial S/
<b>Mano de Obra</b>							
0101010003	OPERARIO			hh	2.0000	15.83	31.66
0101010005	PEON			hh	2.0000	10.41	20.82
<b>52.48</b>							
<b>Materiales</b>							
0241070001	CINTA DE ALUMINIO			und	0.5000	56.00	28.00
02510300010007	TORNILLO AUTORROSCANTE 12 X 3/4"			cto	0.1200	45.00	5.40
<b>33.40</b>							
<b>Equipos</b>							
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES			%mo		0.52	0.52
0301140007	TALADRO			hm	1.0000	5.40	5.40
0301330005	AMOLADORA			día	1.0000	5.20	5.20
<b>11.12</b>							

Partida	01.03.03	(020102010313-0102004-01)	DUCTOS DE ACERO GALVANIZADO Y DISTRIBUCION DE AIRE	Costo unitario directo por:	kg	3,679.69	
Código	Descripción Recurso			Unidad	Cantidad	Precio S/	Parcial S/
<b>Mano de Obra</b>							
0101010003	OPERARIO			hh	16.0000	15.83	253.28
0101010005	PEON			hh	32.0000	10.41	333.12
<b>586.40</b>							
<b>Materiales</b>							
0204240030	COLGADORES / SOPORTES PARA DUCTOS			und	12.0000	17.50	210.00
0210010002	FIBRA DE VIDRIO CON FOIL DE ALUMINIO t=3/4"			m2	36.0000	19.80	712.80
0241070001	CINTA DE ALUMINIO			und	3.0000	56.00	168.00
02510300010007	TORNILLO AUTORROSCANTE 12 X 3/4"			cto	2.0000	45.00	90.00
<b>1,180.80</b>							
<b>Equipos</b>							
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES			%mo		17.59	17.59
0301140007	TALADRO			hm	4.0000	5.40	21.60
0301330005	AMOLADORA			día	4.0000	5.20	20.80
<b>59.99</b>							
<b>Subcontratos</b>							
0419020036	DUCTOS DE ACERO GALVANIZADO t=0.8mm			kq	95.0000	19.50	1,852.50
<b>1,852.50</b>							

## Análisis de precios unitarios

Presupuesto 0102004 IMPLEMENTACION DE SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO EN VAGON DE PASAJEROS DEL TREN TITICACA

Subpresupuesto 001 IMPLEMENTACION DE SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO Y SANITIZACION TREN TITICACA

Partida	01.03.04	(020102010314-0102004-01)	SUMINISTRO E INSTALACION DE DIFUSORES DE DISTRIBUCION DE AIRE				
					Costo unitario directo por:	und	<b>1,127.52</b>
Código	Descripción Recurso		Unidad	Cantidad	Precio S/	Parcial S/	
<b>Mano de Obra</b>							
0101010003	OPERARIO		hh	8.0000	15.83	126.64	
0101010005	PEON		hh	8.0000	10.41	83.28	
						<b>209.92</b>	
<b>Materiales</b>							
0222030005	SIKAFLEX		bar	1.0000	32.50	32.50	
0241070001	CINTA DE ALUMINIO		und	1.0000	56.00	56.00	
02510300010007	TORNILLO AUTORROSCANTE 12 X 3/4"		cto	1.0000	45.00	45.00	
0293010016	DIFUSORES DE DOBLE VIA 300x100 mm INC. (DAMPER DE REGULACION)		und	16.0000	45.00	720.00	
						<b>853.50</b>	
<b>Equipos</b>							
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES		%mo		4.20	4.20	
0301060006	APLICADOR DE SILICONA		und	1.0000	17.50	17.50	
0301140007	TALADRO		hm	4.0000	5.40	21.60	
0301330005	AMOLADORA		día	4.0000	5.20	20.80	
						<b>64.10</b>	

Partida	01.03.05	(020102010315-0102004-01)	SUMINISTRO E INSTALACION DE REJILLA DE RETORNO				
					Costo unitario directo por:	und	<b>256.98</b>
Código	Descripción Recurso		Unidad	Cantidad	Precio S/	Parcial S/	
<b>Mano de Obra</b>							
0101010003	OPERARIO		hh	2.0000	15.83	31.66	
0101010005	PEON		hh	2.0000	10.41	20.82	
						<b>52.48</b>	
<b>Materiales</b>							
0222030005	SIKAFLEX		bar	0.5000	32.50	16.25	
0241070001	CINTA DE ALUMINIO		und	0.5000	56.00	28.00	
02510300010007	TORNILLO AUTORROSCANTE 12 X 3/4"		cto	0.1000	45.00	4.50	
0293010017	REJILLA DE RETORNO DE ALUMINIO 24x18"		und	1.0000	116.00	116.00	
						<b>164.75</b>	
<b>Equipos</b>							
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES		%mo		1.05	1.05	
0301060006	APLICADOR DE SILICONA		und	1.0000	17.50	17.50	
0301140007	TALADRO		hm	2.0000	5.40	10.80	
0301330005	AMOLADORA		día	2.0000	5.20	10.40	
						<b>39.75</b>	

Partida	01.03.06	(020102010316-0102004-01)	SUMINISTRO E INSTALACION DE REJILLAS DE EXPULSION O DAMPER DE SOBRE PRESION				
					Costo unitario directo por:	und	<b>288.98</b>
Código	Descripción Recurso		Unidad	Cantidad	Precio S/	Parcial S/	
<b>Mano de Obra</b>							
0101010003	OPERARIO		hh	2.0000	15.83	31.66	
0101010005	PEON		hh	2.0000	10.41	20.82	
						<b>52.48</b>	
<b>Materiales</b>							
0222030005	SIKAFLEX		bar	0.5000	32.50	16.25	
0241070001	CINTA DE ALUMINIO		und	0.5000	56.00	28.00	
02510300010007	TORNILLO AUTORROSCANTE 12 X 3/4"		cto	0.5000	45.00	22.50	
0293010018	DAMPER DE SOBREPRESION 140x190 mm 10 Pa		und	4.0000	32.50	130.00	
						<b>196.75</b>	
<b>Equipos</b>							
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES		%mo		1.05	1.05	
0301060006	APLICADOR DE SILICONA		und	1.0000	17.50	17.50	
0301140007	TALADRO		hm	2.0000	5.40	10.80	
0301330005	AMOLADORA		día	2.0000	5.20	10.40	
						<b>39.75</b>	

## Análisis de precios unitarios

Presupuesto 0102004 IMPLEMENTACION DE SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO EN VAGON DE PASAJEROS DEL TREN TITICACA

Subpresupuesto 001 IMPLEMENTACION DE SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO Y SANITIZACION TREN TITICACA

Partida	01.04.01	(020103010135-0102004-01)	FABRICACION Y MONTAJE DE CAJA DE MEZCLA Y PORTAFILTROS EN ACERO GALVANIZADO	Costo unitario directo por:	und	354.56
Código	Descripción Recurso			Unidad	Cantidad	Precio S/ Parcial S/
<b>Mano de Obra</b>						
0101010003	OPERARIO			hh	4.0000	15.83 63.32
0101010005	PEON			hh	4.0000	10.41 41.64
<b>104.96</b>						
<b>Materiales</b>						
0204180008	PLANCHA DE ACERO GALVANIZADO 1.22x2.44m t=0.8mm			und	1.0000	80.50 80.50
0210010002	FIBRA DE VIDRIO CON FOIL DE ALUMINIO t=3/4"			m2	3.0000	19.80 59.40
0241070001	CINTA DE ALUMINIO			und	1.0000	56.00 56.00
02510300010007	TORNILLO AUTORROSCANTE 12 X 3/4"			cto	0.4000	45.00 18.00
<b>213.90</b>						
<b>Equipos</b>						
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES			%mo		2.10 2.10
0301140007	TALADRO			hm	2.0000	5.40 10.80
03013300020001	CIZALLA ELECTRICA DE FIERRO			día	1.0000	5.10 5.10
0301330005	AMOLADORA			día	1.0000	5.20 5.20
0301440005	PLEGADORA DE PLACHAS DE ACERO			día	1.0000	12.50 12.50
<b>35.70</b>						

Partida	01.04.02	(020103010136-0102004-01)	SUMINISTRO E INSTALACION DE FILTRO MERV 8	Costo unitario directo por:	und	599.73
Código	Descripción Recurso			Unidad	Cantidad	Precio S/ Parcial S/
<b>Mano de Obra</b>						
0101010003	OPERARIO			hh	2.0000	15.83 31.66
0101010005	PEON			hh	2.0000	10.41 20.82
<b>52.48</b>						
<b>Materiales</b>						
0241070001	CINTA DE ALUMINIO			und	0.2000	56.00 11.20
0241070002	CINTA FOAM 1"x 1/4" 3m			und	0.5000	15.00 7.50
02461000010003	SOPORTE DE FILTRO EN ACERO GALVANIZADO PLEGADO t=0.8mm			und	1.0000	25.00 25.00
0267040009	FILTRO MERV 8 24x24x2"			und	1.0000	140.00 140.00
<b>183.70</b>						
<b>Equipos</b>						
0301000020	MANOMETRO DIFERENCIAL 50-300 Pa			oza	1.0000	350.00 350.00
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES			%mo		1.05 1.05
0301440005	PLEGADORA DE PLACHAS DE ACERO			día	1.0000	12.50 12.50
<b>363.55</b>						

Partida	01.04.03	(020103010137-0102004-01)	SUMINISTRO E INSTALACION DE LMAPARAS UV-C	Costo unitario directo por:	und	769.78
Código	Descripción Recurso			Unidad	Cantidad	Precio S/ Parcial S/
<b>Mano de Obra</b>						
0101010003	OPERARIO			hh	2.0000	15.83 31.66
0101010005	PEON			hh	2.0000	10.41 20.82
<b>52.48</b>						
<b>Materiales</b>						
0222030005	SIKAFLEX			bar	0.5000	32.50 16.25
02460700010004	PERNO DE SUJECCION 1/4x2" INC ARANDELA Y TUERCA			und	12.0000	1.20 14.40
02461000010004	SOPORTE DE LAMPARAS UV-C EN ACERO GALVANIZADO t=0.8mm			und	1.0000	25.00 25.00
02610000010011	LAMPARAS UV-C DUS13080 ALLERX			und	2.0000	325.00 650.00
<b>705.65</b>						
<b>Equipos</b>						
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES			%mo		1.05 1.05
0301140007	TALADRO			hm	1.0000	5.40 5.40
0301330005	AMOLADORA			día	1.0000	5.20 5.20
<b>11.65</b>						

### Análisis de precios unitarios

Presupuesto **0102004 IMPLEMENTACION DE SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO EN VAGON DE PASAJEROS DEL TREN TITICACA**

Subpresupuesto **001 IMPLEMENTACION DE SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO Y SANITIZACION TREN TITICACA**

Partida	01.05.01	(020103010138-0102004-01)	FABRICACION Y MONTAJE DE SOPORTES DE EVAPORADOR	Costo unitario directo por:	und	462.84
Código	Descripción Recurso		Unidad	Cantidad	Precio S/	Parcial S/
<b>Mano de Obra</b>						
0101010003	OPERARIO		hh	3.0000	15.83	47.49
0101010005	PEON		hh	8.0000	10.41	83.28
						<b>130.77</b>
<b>Materiales</b>						
02040200030003	ANGULOS DE ACERO DE 2"X2"1/4" X 6 m		var	2.0000	45.50	91.00
0240050010	PINTURA EPOXICA JET MASTIC 800/PLATA - CPPQ		qal	0.5000	87.00	43.50
02400700010001	PINTURA ANTICORROSIVA GRIS		qal	0.5000	42.00	21.00
02400800130001	THINNER STD TEKNO		qal	1.5000	17.00	25.50
02400800130005	THINNER ACRILAR TEKNO		qal	1.5000	23.50	35.25
02550800010003	SOLDADURA ELECTRICA CELLOCORD P 1/8"		kg	3.0000	17.50	52.50
0276020025	DISCO DE CORTE		und	2.0000	8.50	17.00
0276020050	DISCO DE DESBASTE		und	2.0000	9.00	18.00
						<b>303.75</b>
<b>Equipos</b>						
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES		%mo		2.62	2.62
03012600010002	COMPRESORA DE AIRE		hm	1.0000	5.50	5.50
03012700010002	MAQUINA DE SOLDAR 295 A		día	1.0000	15.00	15.00
0301330005	AMOLADORA		día	1.0000	5.20	5.20
						<b>28.32</b>

Partida	01.05.02	(020103010139-0102004-01)	FABRICACION Y MONTAJE DE SOPORTES DE CONDENSADOR	Costo unitario directo por:	und	362.13
Código	Descripción Recurso		Unidad	Cantidad	Precio S/	Parcial S/
<b>Mano de Obra</b>						
0101010003	OPERARIO		hh	1.0000	15.83	15.83
0101010005	PEON		hh	2.0000	10.41	20.82
						<b>36.65</b>
<b>Materiales</b>						
02040200030003	ANGULOS DE ACERO DE 2"X2"1/4" X 6 m		var	2.0000	45.50	91.00
0240050010	PINTURA EPOXICA JET MASTIC 800/PLATA - CPPQ		qal	0.5000	87.00	43.50
02400700010001	PINTURA ANTICORROSIVA GRIS		qal	0.5000	42.00	21.00
02400800130001	THINNER STD TEKNO		qal	1.5000	17.00	25.50
02400800130005	THINNER ACRILAR TEKNO		qal	1.3000	23.50	30.55
02550800010003	SOLDADURA ELECTRICA CELLOCORD P 1/8"		kg	3.0000	17.50	52.50
0276020025	DISCO DE CORTE		und	2.0000	8.50	17.00
0276020050	DISCO DE DESBASTE		und	2.0000	9.00	18.00
						<b>299.05</b>
<b>Equipos</b>						
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES		%mo		0.73	0.73
03012600010002	COMPRESORA DE AIRE		hm	1.0000	5.50	5.50
03012700010002	MAQUINA DE SOLDAR 295 A		día	1.0000	15.00	15.00
0301330005	AMOLADORA		día	1.0000	5.20	5.20
						<b>26.43</b>

## Análisis de precios unitarios

Presupuesto 0102004 IMPLEMENTACION DE SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO EN VAGON DE PASAJEROS DEL TREN TITICACA

Subpresupuesto 001 IMPLEMENTACION DE SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO Y SANITIZACION TREN TITICACA

Partida	01.05.03	(020103010140-0102004-01)	FABRICACION Y MONTAJE DE COBERTURA DE ACERO DE EQUIPOS				
					Costo unitario directo por:	glb	1,116.21
Código	Descripción Recurso		Unidad	Cantidad	Precio S/	Parcial S/	
<b>Mano de Obra</b>							
0101010003	OPERARIO		hh	2.0000	15.83	31.66	
0101010005	PEON		hh	1.0000	10.41	10.41	
						<b>42.07</b>	
<b>Materiales</b>							
02040200030003	ANGULOS DE ACERO DE 2"X2"1/4" X 6 m		var	4.0000	45.50	182.00	
0204180008	PLANCHA DE ACERO GALVANIZADO 1.22x2.44m t=0.8mm		und	3.0000	80.50	241.50	
0240050010	PINTURA EPOXICA JET MASTIC 800/PLATA - CPPQ		qal	2.0000	87.00	174.00	
02400700010001	PINTURA ANTICORROSIVA GRIS		qal	2.0000	42.00	84.00	
02400800130001	THINNER STD TEKNO		qal	2.0000	17.00	34.00	
02400800130005	THINNER ACRILAR TEKNO		qal	2.0000	23.50	47.00	
02550800010003	SOLDADURA ELECTRICA CELLOCORD P 1/8"		ka	5.0000	17.50	87.50	
0271050140	PERNO DE Fo.Go. DE 3/8x1"		und	50.0000	1.50	75.00	
0276020025	DISCO DE CORTE		und	6.0000	8.50	51.00	
0276020050	DISCO DE DESBASTE		und	6.0000	9.00	54.00	
						<b>1,030.00</b>	
<b>Equipos</b>							
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES		%mo		0.84	0.84	
03012600010002	COMPRESORA DE AIRE		hm	1.0000	5.50	5.50	
03012700010002	MAQUINA DE SOLDAR 295 A		día	1.0000	15.00	15.00	
03013300020001	CIZALLA ELECTRICA DE FIERRO		día	1.0000	5.10	5.10	
0301330005	AMOLADORA		día	1.0000	5.20	5.20	
0301440005	PLEGADORA DE PLACHAS DE ACERO		día	1.0000	12.50	12.50	
						<b>44.14</b>	

Partida	01.05.04	(020103010145-0102004-01)	MODIFICACION Y MONTAJE DE COBERTURA INTERIOR (GONDOLA)				
					Costo unitario directo por:	glb	1,014.84
Código	Descripción Recurso		Unidad	Cantidad	Precio S/	Parcial S/	
<b>Mano de Obra</b>							
0101010003	OPERARIO		hh	16.0000	15.83	253.28	
0101010005	PEON		hh	16.0000	10.41	166.56	
						<b>419.84</b>	
<b>Materiales</b>							
02041600020001	PLATINA DE FIERRO NEGRO DE 3/16X1.1/2"X6 m		var	1.0000	25.50	25.50	
0222110001	COLA SINTETICA		qal	1.0000	32.00	32.00	
0222110002	TEROKAL INDUSTRIAL		qal	1.0000	85.00	85.00	
02310500010003	TRIPLAY DE 1.20X2.40 m X 6 mm		und	6.0000	27.50	165.00	
0251030002	TORNILLO SPAX 1/8x1"		und	75.0000	0.15	11.25	
0251030003	TORNILLO SPAX 1/8x1/2"		und	75.0000	0.20	15.00	
0251030004	TORNILLO SPAX 1/8x1.1/2"		und	75.0000	0.25	18.75	
02550800010003	SOLDADURA ELECTRICA CELLOCORD P 1/8"		ka	1.0000	17.50	17.50	
0272010087	RUTEADORA DE MADERA ELECTRICA		hm	2.0000	5.40	10.80	
02901400010004	PAPEL AUTOADHEDIVO CONTACT ROLLO DE 0.45 cm X 3 m GUERRERO INCA		rl	4.0000	45.00	180.00	
						<b>560.80</b>	
<b>Equipos</b>							
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES		%mo		8.40	8.40	
0301140007	TALADRO		hm	2.0000	5.40	10.80	
03012700010002	MAQUINA DE SOLDAR 295 A		día	1.0000	15.00	15.00	
						<b>34.20</b>	

## Análisis de precios unitarios

Presupuesto 0102004 IMPLEMENTACION DE SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO EN VAGON DE PASAJEROS DEL TREN TITICACA

Subpresupuesto 001 IMPLEMENTACION DE SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO Y SANITIZACION TREN TITICACA

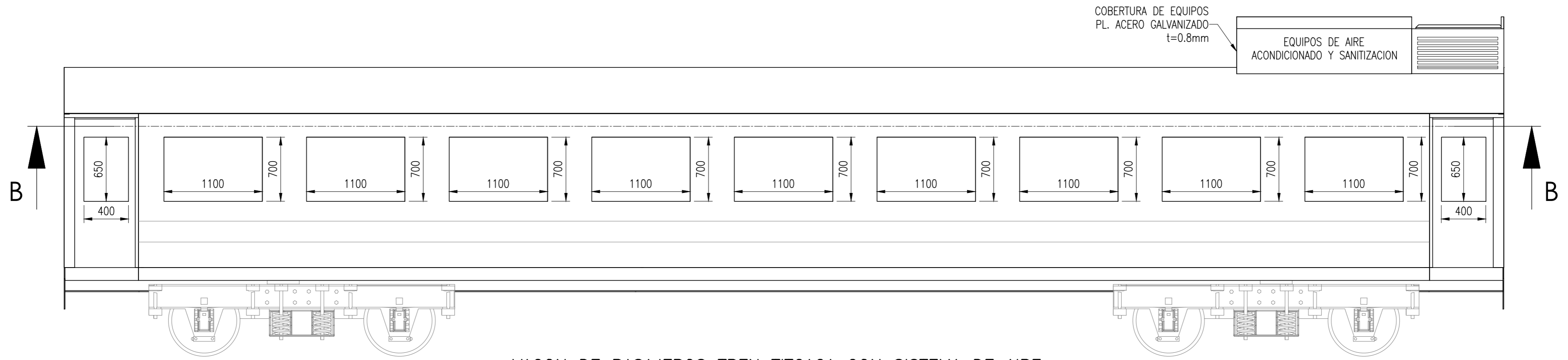
Partida	01.06.01	(020103010142-0102004-01)	INSTALACIÓN ELÉCTRICA DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO				
					Costo unitario directo por:	glb	1,836.29
Código	Descripción Recurso		Unidad	Cantidad	Precio S/	Parcial S/	
<b>Mano de Obra</b>							
0101010003	OPERARIO		hh	16.0000	15.83	253.28	
0101010005	PEON		hh	8.0000	10.41	83.28	
						<b>336.56</b>	
<b>Materiales</b>							
02620300020008	INTERRUPTOR TERMOMAGNETICO 3P 50A		und	1.0000	135.00	135.00	
02620300020009	INTERRUPTOR DIFERENCIAL 3P+N 30mA 63A		und	1.0000	145.00	145.00	
0262040002	CONTACTOR TRIFASICO 50A BOBINA 220V CA		und	1.0000	185.00	185.00	
0262040003	GUARDAMOTOR/RELE TERMICO 32A		und	1.0000	79.00	79.00	
0262040004	INTERRUPTOR TERMOMAGNETICO 2P 25A		und	1.0000	35.00	35.00	
0262040005	INTERRUPTOR DIFERENCIAL 2P 30mA 25A		und	1.0000	35.00	35.00	
0262040006	CONTACTOR MONOFASICO 32A BOBINA 220V CA		und	1.0000	85.00	85.00	
0262040007	TRANSFORMADOR 220V-24V 100VA		und	1.0000	45.00	45.00	
0262040008	TERMOMAGNETICO 2P 10A		und	1.0000	30.00	30.00	
0262040009	RELE DE INTERLOCK		und	1.0000	15.00	15.00	
0262040010	SENSOR AIRFLOW SWITCH		und	1.0000	35.00	35.00	
0262040011	CONTACTO DE SEGURIDAD DOOR SWITCH		und	1.0000	12.00	12.00	
02620500020009	TUBOFLEX PASA CABLE		pza	1.0000	25.00	25.00	
0270010292	CABLE AWG 8		m	60.0000	3.50	210.00	
02702200010003	CABLE AWG 10		m	60.0000	2.10	126.00	
02702200010004	CABLE AWG 16		m	80.0000	1.20	96.00	
0271010031	MULTIMETRO DIGITAL		und	1.0000	45.00	45.00	
0274010003	TABLERO ELECTRICO (CAJA METALICA+BORNERAS+PLACA DE MONTAJE)		und	1.0000	135.00	135.00	
						<b>1,473.00</b>	
<b>Equipos</b>							
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES		%mo		6.73	6.73	
0301450001	HERRAMIENTAS MENORES PARA ELECTRICISTA		qlb	2.0000	10.00	20.00	
						<b>26.73</b>	

Partida	01.06.02	(020103010144-0102004-01)	CARGA DE REFRIGERANTE				
					Costo unitario directo por:	glb	444.24
Código	Descripción Recurso		Unidad	Cantidad	Precio S/	Parcial S/	
<b>Mano de Obra</b>							
0101010003	OPERARIO		hh	1.0000	15.83	15.83	
0101010005	PEON		hh	1.0000	10.41	10.41	
						<b>26.24</b>	
<b>Materiales</b>							
0255090006	GAS REFRIGERANTE R-410A		kg	5.4000	70.00	378.00	
0258080032	MANOMETRO DE CARGA		und	1.0000	25.00	25.00	
						<b>403.00</b>	
<b>Equipos</b>							
0301460001	HERRAMIENTAS MANUALES PARA MECANICO		und	1.0000	15.00	15.00	
						<b>15.00</b>	

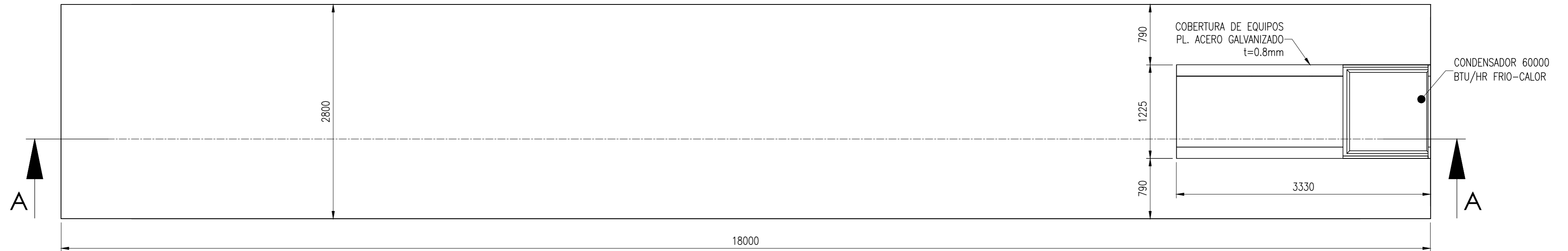
Partida	01.06.03	(020103010143-0102004-01)	PRUEBAS, BALANCEO Y ARRANQUE DEL SISTEMA.				
					Costo unitario directo por:	glb	132.91
Código	Descripción Recurso		Unidad	Cantidad	Precio S/	Parcial S/	
<b>Mano de Obra</b>							
0101010003	OPERARIO		hh	2.0000	15.83	31.66	
0101010005	PEON		hh	1.0000	10.41	10.41	
						<b>42.07</b>	
<b>Equipos</b>							
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES		%mo		0.84	0.84	
0301010043	ANEMOMETRO DIGITAL		día	1.0000	25.00	25.00	
0301010044	MANIFOLD DE CARGA		día	1.0000	25.00	25.00	
0301010045	TERMOMETRO DIGITAL LASER		día	1.0000	25.00	25.00	
0301460001	HERRAMIENTAS MANUALES PARA MECANICO		und	1.0000	15.00	15.00	
						<b>90.84</b>	



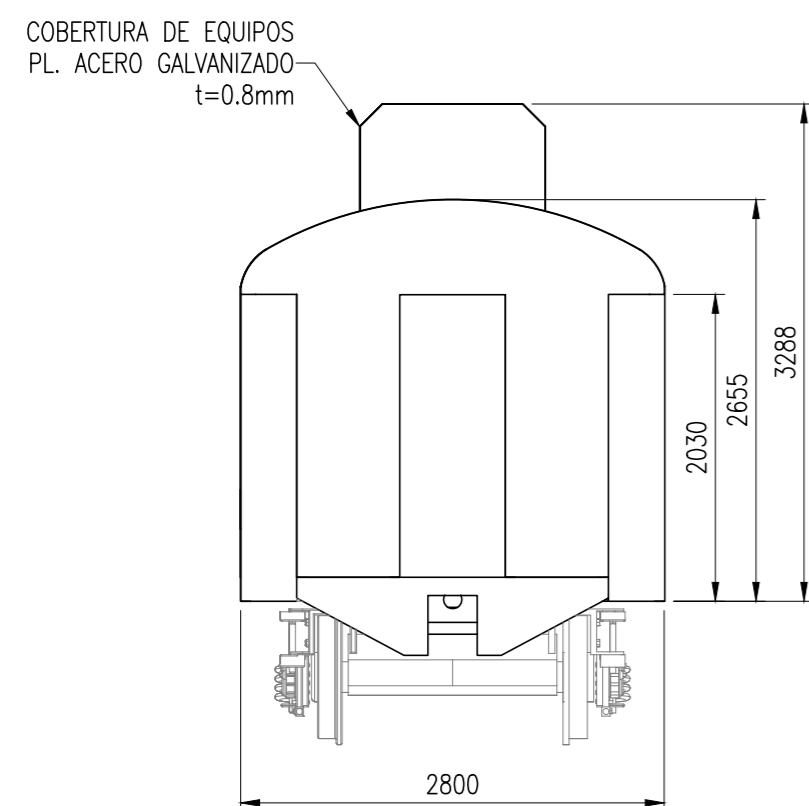
**ANEXO C – PLANOS**



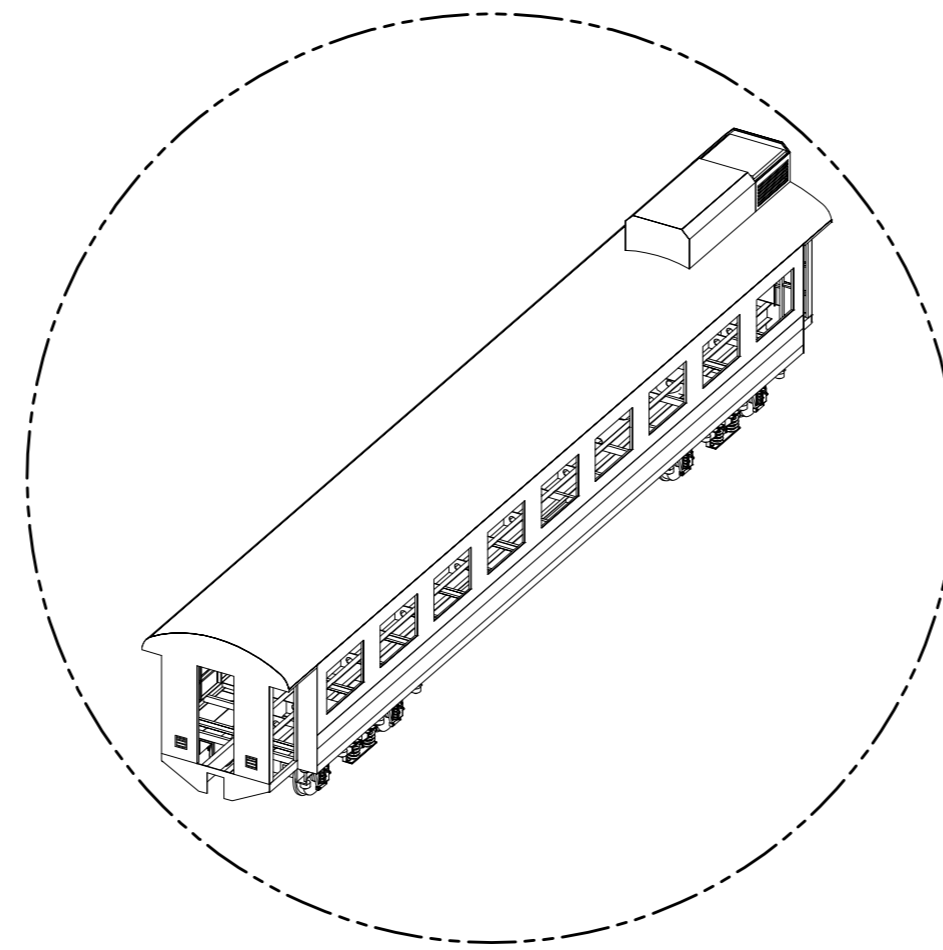
VAGON DE PASAJEROS TREN TITCACA CON SISTEMA DE AIRE  
VISTA DE ELEVACION  
ESCALA 1:50



VAGON DE PASAJEROS TREN TITCACA CON SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO  
VISTA DE PLANTA  
ESCALA 1:50



VAGON DE PASAJEROS CON SISTEMAS INSTALADOS  
VISTA DE FRONTAL  
ESCALA 1:50



VISTA ISOMETRICA  
ESCALA S/E

**ABREVIATURAS:**

- N.T.C. = NIVEL TOPE DE ACERO
- (REF.) = REFERENCIAL
- (TIP.) = TÍPICO
- (A) = PROYECTADO
- (E) = EXISTENTE
- t = ESPESOR
- PL = PLANCHA METALICA
- PL.G = PLANCHA DE ACERO GALVANIZADO
- RE. = REJILLA DE EXTRACCION
- DIF. = REJILLA DIFUSORA O INYECCION

**NOTAS:**

1. TODAS LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILÍMETROS Y LAS ELEVACIONES EN METROS, SALVO INDICACIÓN CONTRARIA.
2. TODOS LOS PERFILES PROYECTADOS ESTARÁN DE ACUERDO A LA NORMA ASTM A36 Y LAS PLANCHAS Y DUCTOSE SEGUN ASTM A653.
3. TODAS LAS PLANCHAS DE ACERO GALVANIZADO PROYECTADAS TENDRAN UN ESPESOR DE 0.8 mm DE ACERO ESTRUCTURAL ASTM-A36 SALVO INDICACIONES CONTRARIAS.
4. PARA MAS DETALLES VERIFICAR PLANOS IM-02, IM-03, IM-04, IM-05 E IM-06.
5. TODAS LAS UNIONES SOLDADAS ESTARAN DE ACUERDO AL CODIGO AWS D 31.1



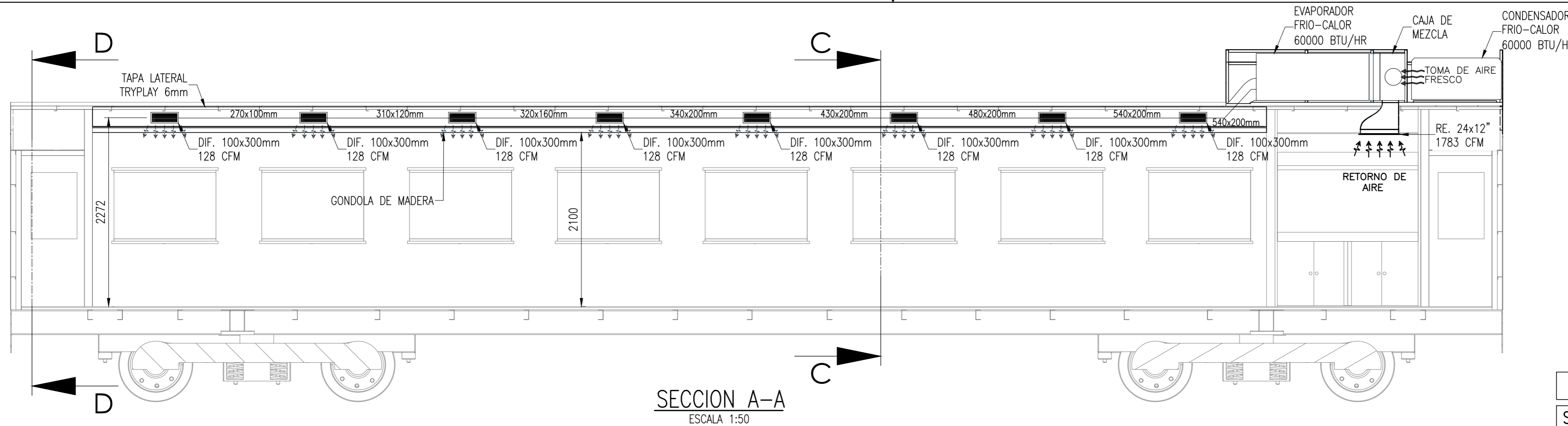
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO  
FACULTAD DE INGENIERIA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA INFORMÁTICA Y MECÁNICA  
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

TESIS: "DISEÑO E IMPLEMENTACION DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO Y SANITIZACION PARA LOS VAGONES DE PASAJEROS DEL TREN TITCACA EN LA RUTA CUSCO - PUNO"  
PLANO: "VAGON DE PASAJEROS DEL TREN TITCACA CON SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO Y SANITIZACION - VISTA GENERAL EXTERIOR"

ESCALA:  
1:1



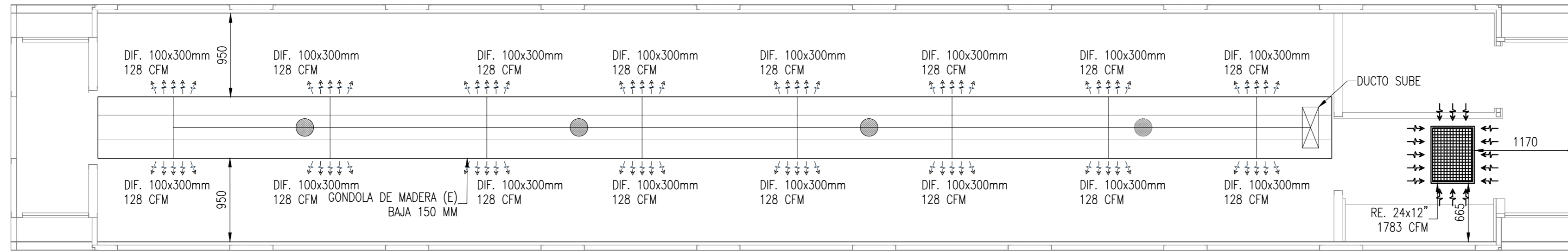
ELABORADO POR: Bach. OLARTE MONTES, Diego Marcelo	FECHA: 16/12/25	FORMATO: A-2
ASESOR: Mgt. Ing. MACEDO SILVA, Arturo	FECHA DE REVISION: 16/12/25	Nº PLANO: IM-01



SECCION A-A  
ESCALA 1:50

**ABREVIATURAS:**

N.T.C. = NIVEL TOPE DE ACERO  
 (REF.) = REFERENCIAL  
 (TÍP.) = TÍPICO  
 (A) = PROYECTADO  
 (E) = EXISTENTE  
 t = ESPESOR  
 PL = PLANCHA METALICA  
 PL.G = PLANCHA DE ACERO GALVANIZADO  
 RE. = REJILLA DE EXTRACCION  
 DIF. = REJILLA DIFUSORA O INYECCION

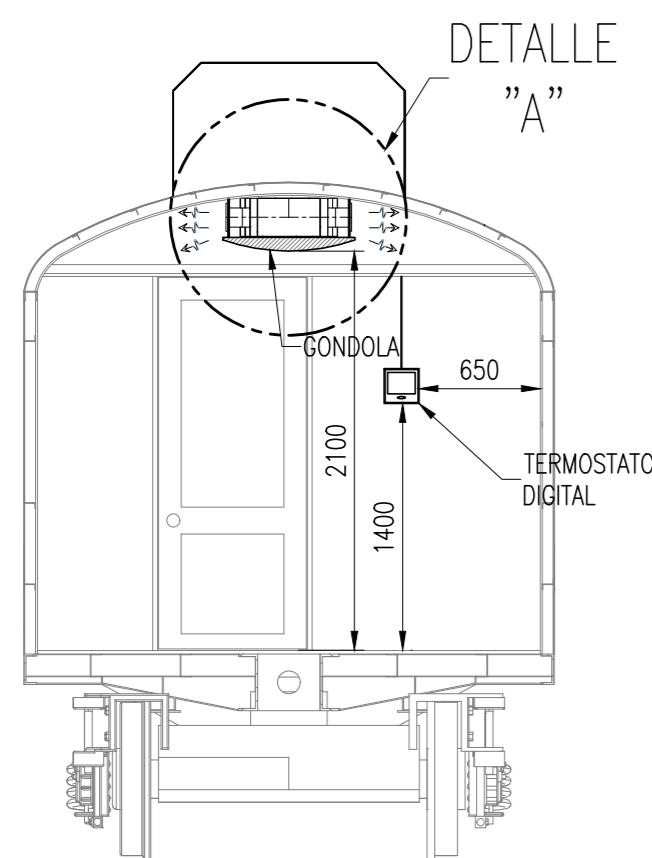


SECCION B-B  
ESCALA 1:50

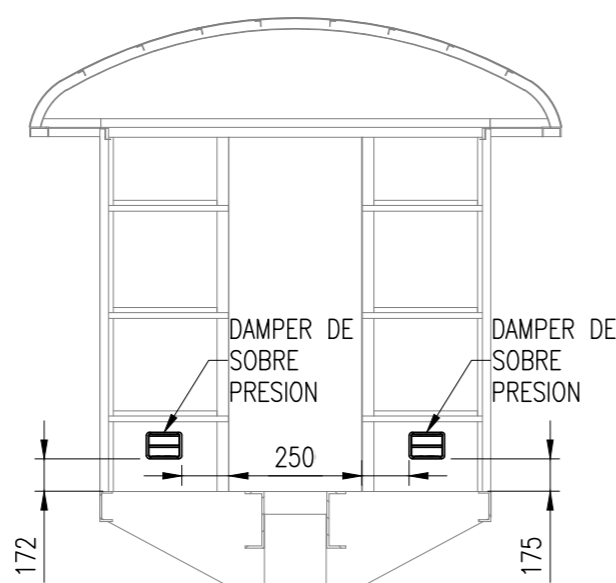
**LEYENDA**

SIMBOLO	DESCRIPCION
	UNION FLEXIBLE
	TRANSFORMACION
	DUCTO QUE SUBE.
	REJILLA DE EXTRACCION PARED
	DIFUSOR DE AIRE / 4 VIAS
	DAMPER SOBRE PRESION
	DUCTO DE EXTRACCION DE AIRE
	DUCTO DE INYECCION DE AIRE
	PUNTO DE DRENAJE
	TERMOSTATO
	SALIDA DE FUERZA

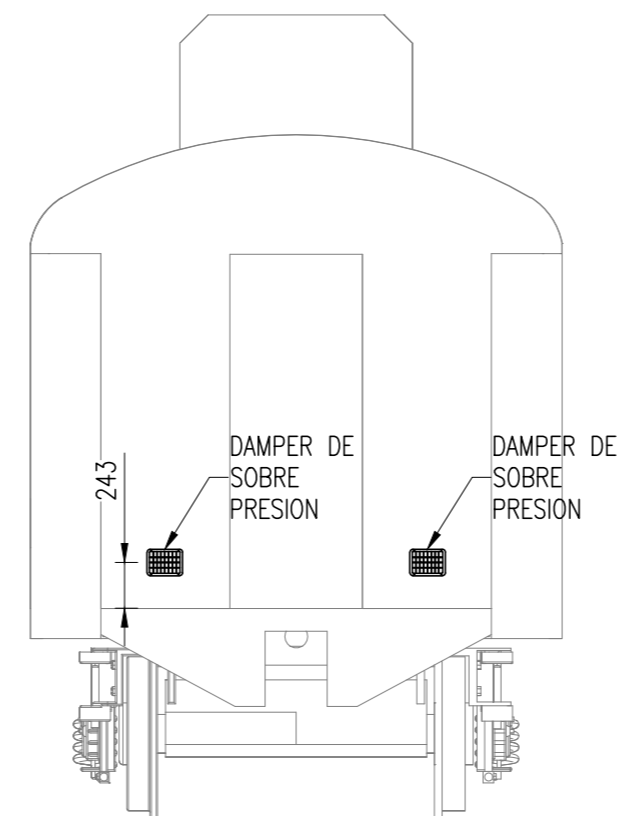
- NOTAS:**
1. TODAS LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILÍMETROS Y LAS ELEVACIONES EN METROS, SALVO INDICACIÓN CONTRARIA.
  2. TODOS LOS PERFILES PROYECTADOS ESTARÁN DE ACUERDO A LA NORMA ASTM A36 Y LAS PLANCHAS Y DUCTOSE SEGUN ASTM A653.
  3. TODAS LAS PLANCHAS DE ACERO GALVANIZADO PROYECTADAS TENDRAN UN ESPESOR DE 0.8 mm DE ACERO ESTRUCTURAL ASTM-A36 SALVO INDICACIONES CONTRARIAS.
  4. PARA MAS DETALLES VERIFICAR PLANOS IM-02, IM-03, IM-04, IM-05 E IM-06.
  5. TODAS LAS UNIONES SOLDADAS ESTARAN DE ACUERDO AL CODIGO AWS D 31.1



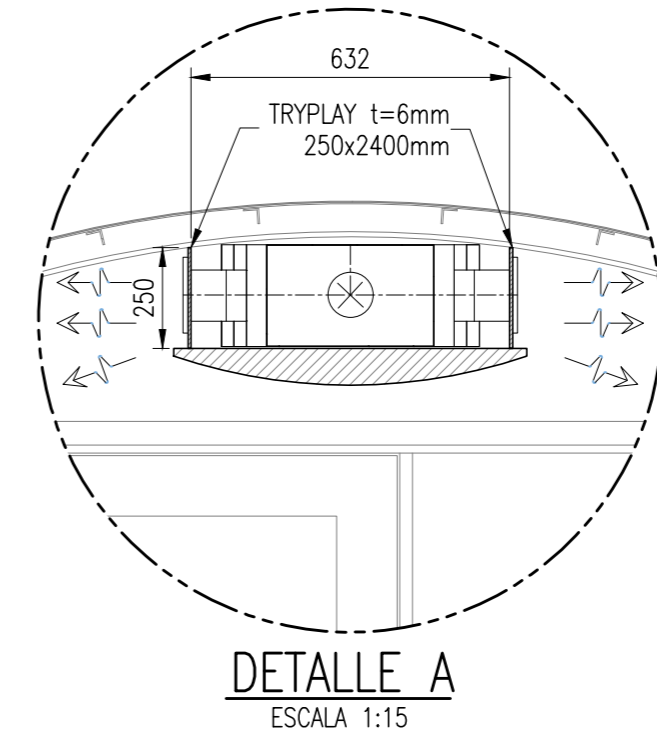
SECCION C-C  
ESCALA 1:50



SECCION D-D  
ESCALA 1:50



VISTA FRONTAL DAMPER DE REGULACION  
VISTA DE FRONTAL  
ESCALA 1:50

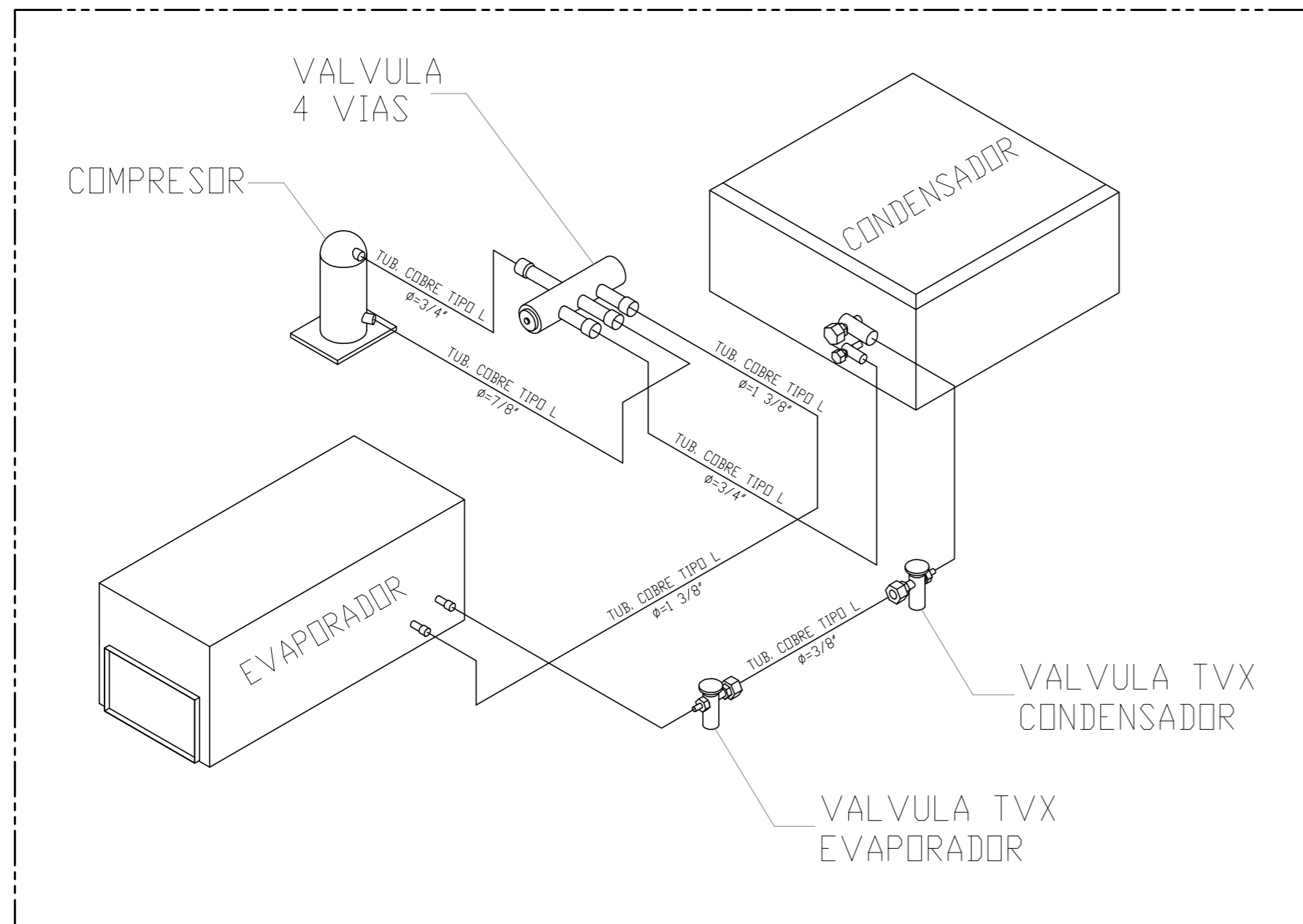


DETALLE A  
ESCALA 1:15

	UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO FACULTAD DE INGENIERIA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA INFORMÁTICA Y MECÁNICA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECÁNICA		
	TESIS: "DISEÑO E IMPLEMENTACION DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO Y SANITIZACION PARA LOS VAGONES DE PASAJEROS DEL TREN TITICACA EN LA RUTA CUSCO - PUNO" PLANO: "VAGON DE PASAJEROS DEL TREN TITICACA CON SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO Y SANITIZACION - CORTES Y SECCIONES"	ELABORADO POR: Bach. OLARTE MONTES, Diego Marcelo	ESCALA: 1:1
PROYECCION: 	FECHA: 16/12/25	FORMATO: A-2	ASESOR: Mgt. Ing. MACEDO SILVA, Arturo
	FECHA DE REVISION: 16/12/25	N° PLANO: IM-02	

ESCALA METRICA 1:75

ESCALA METRICA 1:50



ESQUEMA PARA SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO TUBERIAS Y CONEXIONES  
ESCALA S/E

UNIDAD CONDENSADORA DATOS TECNICOS	
CANTIDAD	1 UND.
TIPO	FRIO/CALOR (HEAT PUMP)
MODELO	38QRR060
CAPACIDAD	60,000 BTU/HR
REFRIGERANTE	R-410A (Puron)
POTENCIA ELECTRICA	5.4 ~ 6.2 kW
EFICIENCIA	SEER - 13
COMPRESOR	SCROLL TRIFASICO
VOLT/FASE/CORRIENTE	220V-3F-26A
PESO	~139 KG

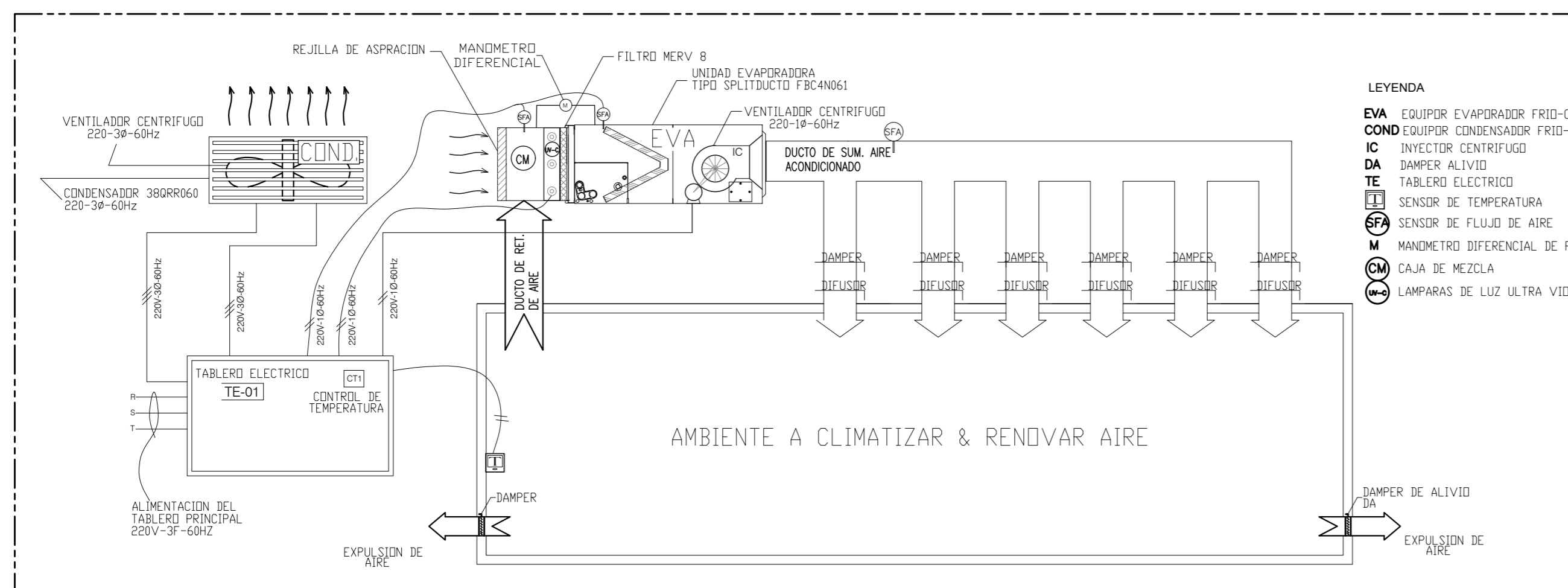
UNIDAD EVAPORADORA DATOS TECNICOS	
CANTIDAD	1 UND.
TIPO	FAN COIL HEATPUMP (R-410A)
MODELO	FB4CN060L
CAPACIDAD	60,000 BTU/HR
REFRIGERANTE	R-410A (Puron)
POTENCIA ELECTRICA	0.7 ~ 0.8 kW
MOTOR VENTILADOR	MOTOR ECM MULTI SPEED
FLUJO MAX	2250 CFM
METODO DE EXPANSION	TVX
VOLT/FASE/CORRIENTE	220V-1F-26A
PESO	~69.0 KG

**ABREVIATURAS:**  
 N.T.C. = NIVEL TOPE DE ACERO  
 (REF.) = REFERENCIAL  
 (TIP.) = TÍPICO  
 (A) = PROYECTADO  
 (E) = EXISTENTE  
 t = ESPESOR  
 PL = PLANCHA METALICA  
 PL.G = PLANCHA DE ACERO GALVANIZADO  
 RE. = REJILLA DE EXTRACCION  
 DIF. = REJILLA DIFUSORA O INYECCION

SISTEMA DE TUBERIAS DE REFRIGERACION DATOS TECNICOS	
TIPO DE TUBERIA	COBRE TIPO L ASTM B88
DIAMETROS	3/8", 1-3/8", 3/4", 7/8"
ESPESOR DE PARED	SEGUN NORMA ASTM B88
LONGITUD	VARIABLE MAX 15.0m
REFRIGERANTE	R-410A (Puron)
AISLAMIENTO DE TUBERIAS DATOS TECNICOS	
MATERIAL	ARMAFLEX O SIMILAR
DIAMETROS	3/8", 1-3/8", 3/4", 7/8"
ESPESOR	3/4" ~ 19.0mm
UNIONES Y SOLDADURA DATOS TECNICOS	
TIPO DE UNION	FUERTE (BRAZING)
MATERIAL DE APORTE	ALEACION PLATA AL 15%
PROTECCION-BARRIDO	NITROGENO SECO
METODO	SOLDADURA OXIACETILENO
NORMATIVA	SEGUN ASTM / ASME

PRUEBAS DE PRESION Y VACIO DATOS TECNICOS	
GAS DE PRUEBA	NITROGENO SECO
PRESION DE PRUEBA	400 - 450 PSI
TIEMPO DE PRUEBA	24 HRS
CAIDA DE PRESION	0 ~ NO PERMITIDA
REFRIGERANTE DATOS TECNICOS	
REFRIGERANTE	R-410A (Puron)
CARGA	4.1 - 4.5 KG
METODO DE CARGA	LIQUIDO
PRESION - OPERACION	SUCC:140 PSI / DESC:420 PSI

LEYENDA	
SIMBOLO	DESCRIPCION
	UNION FLEXIBLE
	TRANSFORMACION
	DUCTO QUE SUBE.
	REJILLA DE EXTRACCION PARED
	DIFUSOR DE AIRE / 4 VIAS
	DAMPER SOBRE PRESION
	DUCTO DE EXTRACCION DE AIRE
	DUCTO DE INYECCION DE AIRE
	PUNTO DE DRENAJE
	TERMOSTATO
	SALIDA DE FUERZA



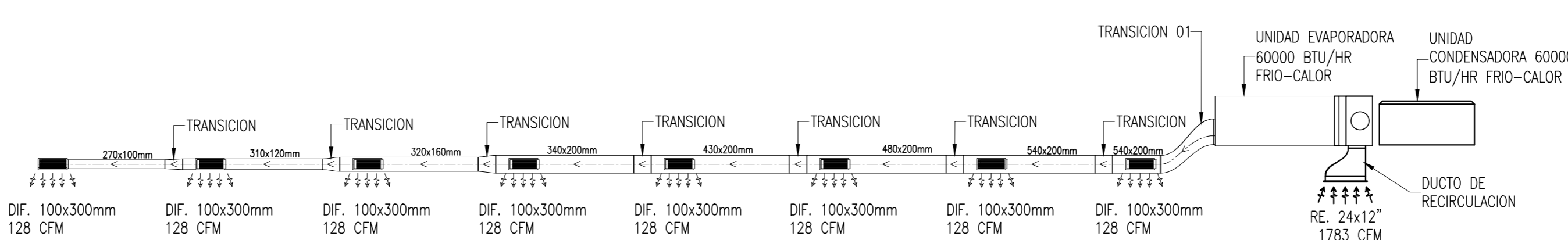
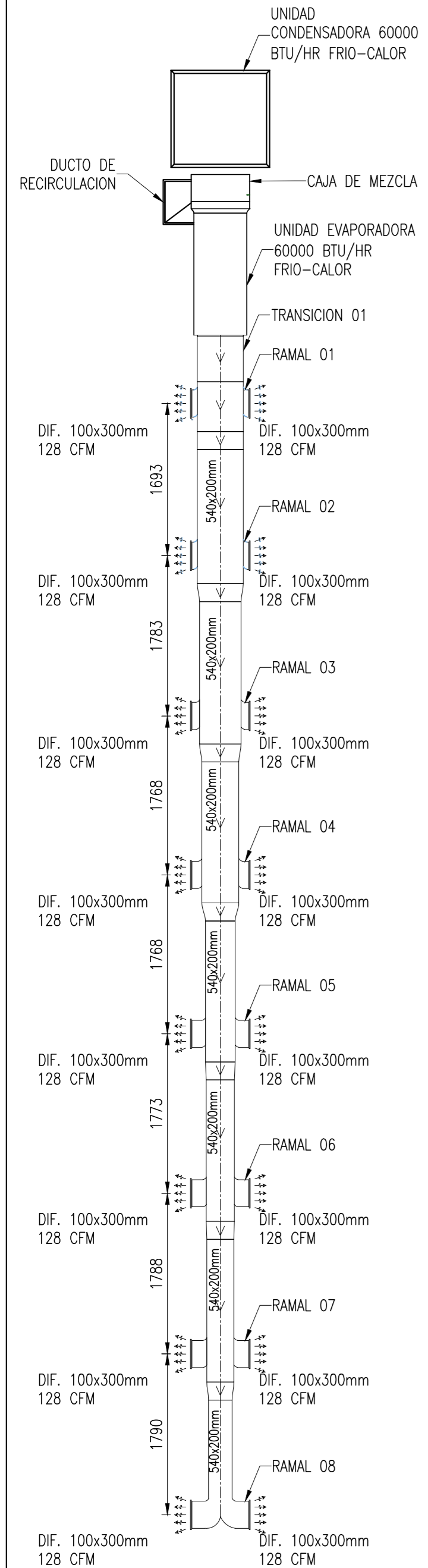
ESQUEMA PARA SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO Y SANITIZACION  
ESCALA S/E

**LEYENDA**  
 EVA EQUIPOR EVAPORADOR FRIO-CALOR  
 COND EQUIPOR CONDENSADOR FRIO-CALOR  
 IC INYECTOR CENTRIFUGO  
 DA DAMPER ALIVIO  
 TE TABLERO ELECTRICO  
 T SENSOR DE TEMPERATURA  
 SFA SENSOR DE FLUJO DE AIRE  
 M MANDMETRO DIFERENCIAL DE PRESION  
 CM CAJA DE MEZCLA  
 UV-C LAMPARAS DE LUZ ULTRA VIOLETA

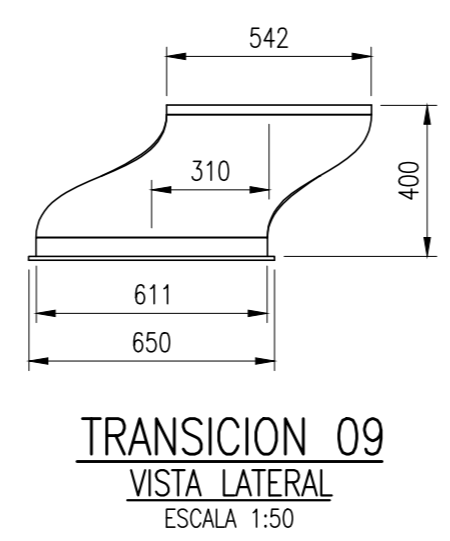
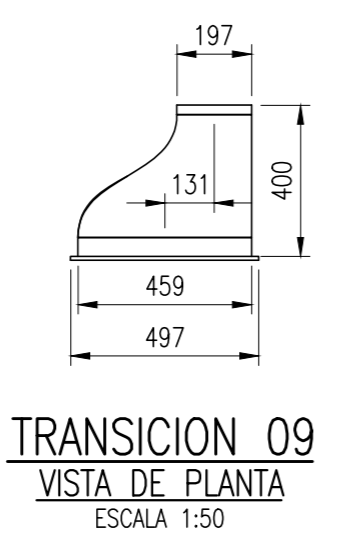
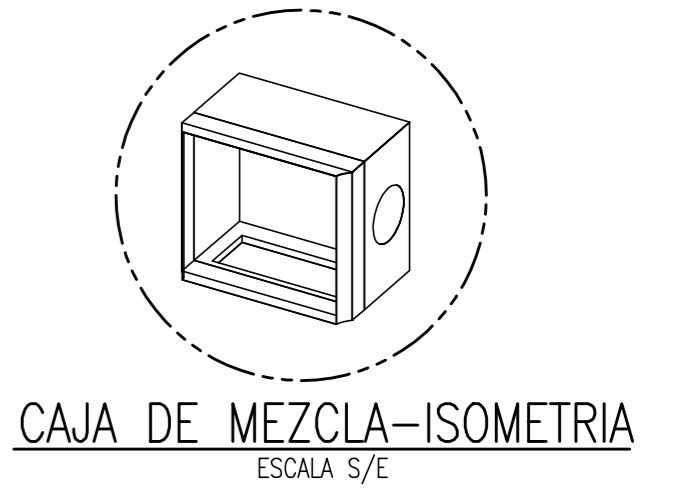
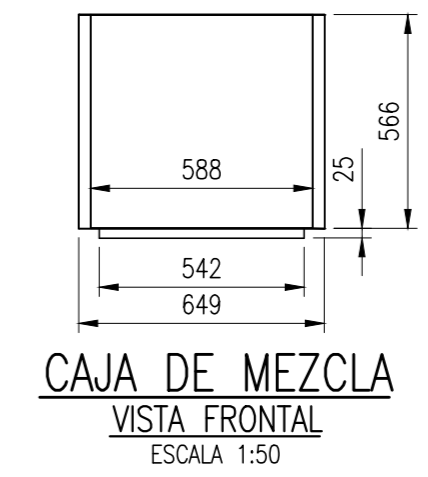
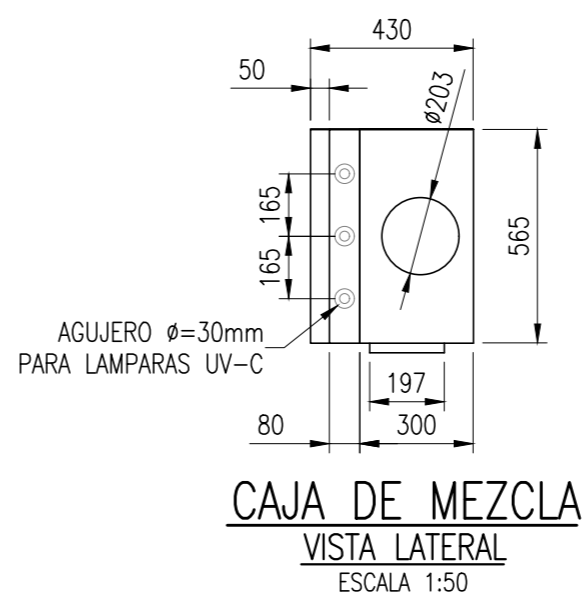
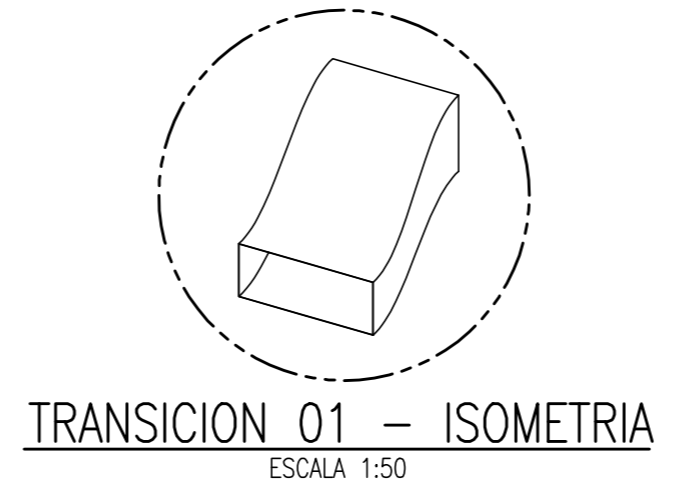
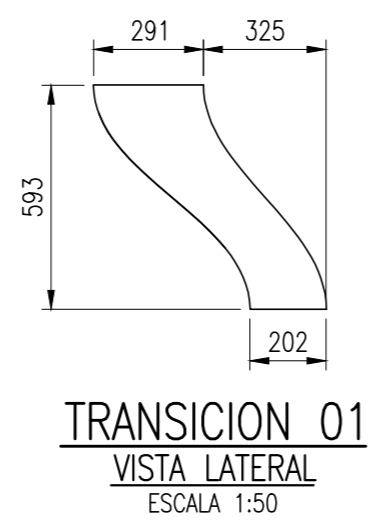
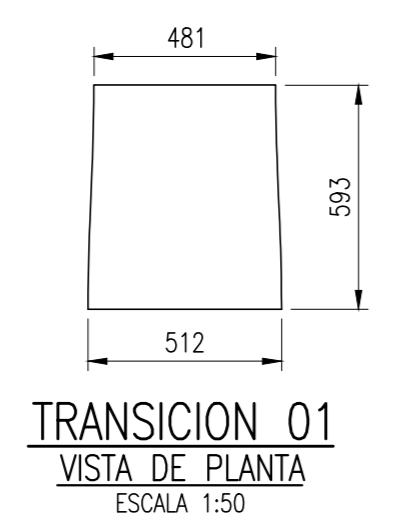
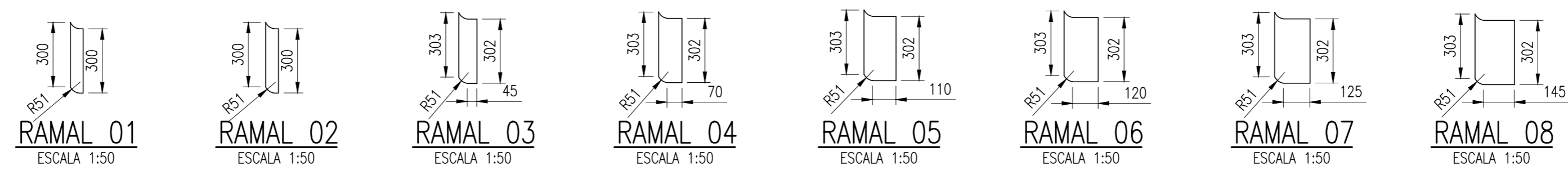
**NOTAS:**  
 1. TODAS LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILÍMETROS Y LAS ELEVACIONES EN METROS, SALVO INDICACIÓN CONTRARIA.  
 2. TODOS LOS PERFILES PROYECTADOS ESTARÁN DE ACUERDO A LA NORMA ASTM A36 Y LAS PLANCHAS Y DUCTOSE SEGUN ASTM A653.  
 3. TODAS LAS PLANCHAS DE ACERO GALVANIZADO PROYECTADAS TENDRAN UN ESPESOR DE 0.8 mm DE ACERO ESTRUCTURAL ASTM-A36 SALVO INDICACIONES CONTRARIAS.  
 4. PARA MAS DETALLES VERIFICAR PLANOS IM-02, IM-03, IM-04, IM-05 E IM-06.  
 5. TODAS LAS UNIONES SOLDADAS ESTARAN DE ACUERDO AL CODIGO AWS D 31.1

	UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO FACULTAD DE INGENIERIA ELECTRICA, ELECTRONICA INFORMÁTICA Y MECÁNICA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
	TESIS: "DISEÑO E IMPLEMENTACION DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO Y SANITIZACION PARA LOS VAGONES DE PASAJEROS DEL TREN TITICACA EN LA RUTA CUSCO - PUNO" PLANO: "SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO Y SANITIZACION - DIAGRAMAS Y ESQUEMAS DE FUNCIONAMIENTO E INSTALACION"	ESCALA: 1:1	ELABORADO POR: Bach. OLARTE MONTES, Diego Marcelo
PROYECCION: 	FECHA: 16/12/25	FORMATO: A-2	ASesor: Mgt. Ing. MACEDO SILVA, Arturo
	FECHA DE REVISION: 16/12/25	N° PLANO: IM-03	

LEYENDA	
SIMBOLO	DESCRIPCION
	UNION FLEXIBLE
	TRANSFORMACION
	DUCTO QUE SUBE.
	REJILLA DE EXTRACCION PARED
	DIFUSOR DE AIRE / 4 VIAS
	DAMPER SOBRE PRESION
	DUCTO DE EXTRACCION DE AIRE
	DUCTO DE INYECCION DE AIRE
	PUNTO DE DRENAJE
	TERMOSTATO
	SALIDA DE FUERZA



**VAGON DE PASAJEROS TREN TITCACA CON SISTEMA DE AIRE**  
**VISTA DE ELEVACION**  
 ESCALA 1:50



**ABREVIATURAS:**

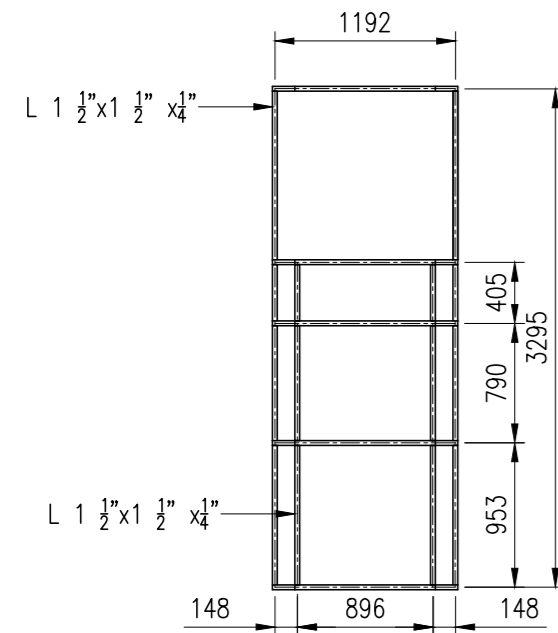
N.T.C. = NIVEL TOPE DE ACERO  
 (REF.) = REFERENCIAL  
 (TIP.) = TÍPICO  
 (A) = PROYECTADO  
 (E) = EXISTENTE  
 t = ESPESOR  
 PL = PLANCHA METALICA  
 PL.G = PLANCHA DE ACERO GALVANIZADO  
 RE. = REJILLA DE EXTRACCION  
 DIF. = REJILLA DIFUSORA O INYECCION

**NOTAS:**

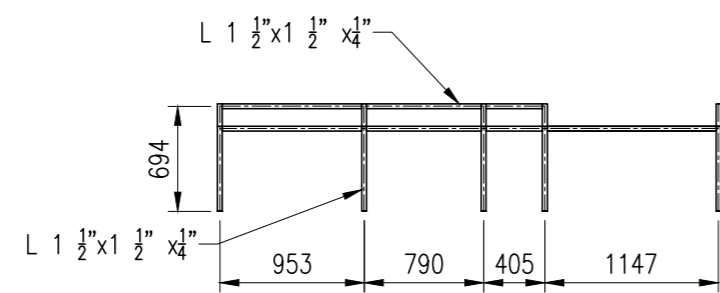
- TODAS LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILIMETROS Y LAS ELEVACIONES EN METROS, SALVO INDICACIÓN CONTRARIA.
- TODOS LOS PERFILES PROYECTADOS ESTARÁN DE ACUERDO A LA NORMA ASTM A36 Y LAS PLANCHAS Y DUCTOSE SEGUN ASTM A653.
- TODAS LAS PLANCHAS DE ACERO GALVANIZADO PROYECTADAS TENDRAN UN ESPESOR DE 0.8 mm DE ACERO ESTRUCTURAL ASTM-A36 SALVO INDICACIONES CONTRARIAS.
- PARA MAS DETALLES VERIFICAR PLANOS IM-02, IM-03, IM-04, IM-05 E IM-06.
- TODAS LAS UNIONES SOLDADAS ESTARAN DE ACUERDO AL CODIGO AWS D 31.1

**DUCTOS DE DISTRIBUCION DE AIRE**  
**VISTA DE PLANTA**  
 ESCALA 1:50

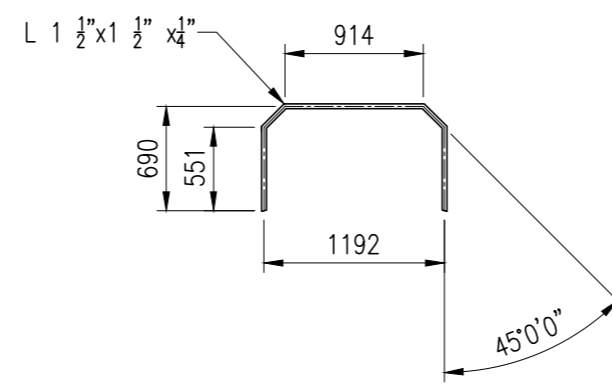
	UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO FACULTAD DE INGENIERIA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA INFORMÁTICA Y MECÁNICA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
	TESIS: "DISEÑO E IMPLEMENTACION DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO Y SANITIZACION PARA LOS VAGONES DE PASAJEROS DEL TREN TITCACA EN LA RUTA CUSCO - PUNO" PLANO: "SISTEMA DE DISTRIBUCION DE AIRE DUCTOS REJILLAS Y DIFUSORES SITAS, SECCIONES Y DETALLES"	ESCALA: 1:1	
PROYECCION: 	ELABORADO POR: Bach. OLARTE MONTES, Diego Marcelo	FECHA: 16/12/25	FORMATO: A-2
	ASesor: Mgt. Ing. MACEDO SILVA, Arturo	FECHA DE REVISION: 16/12/25	N° PLANO: IM-04



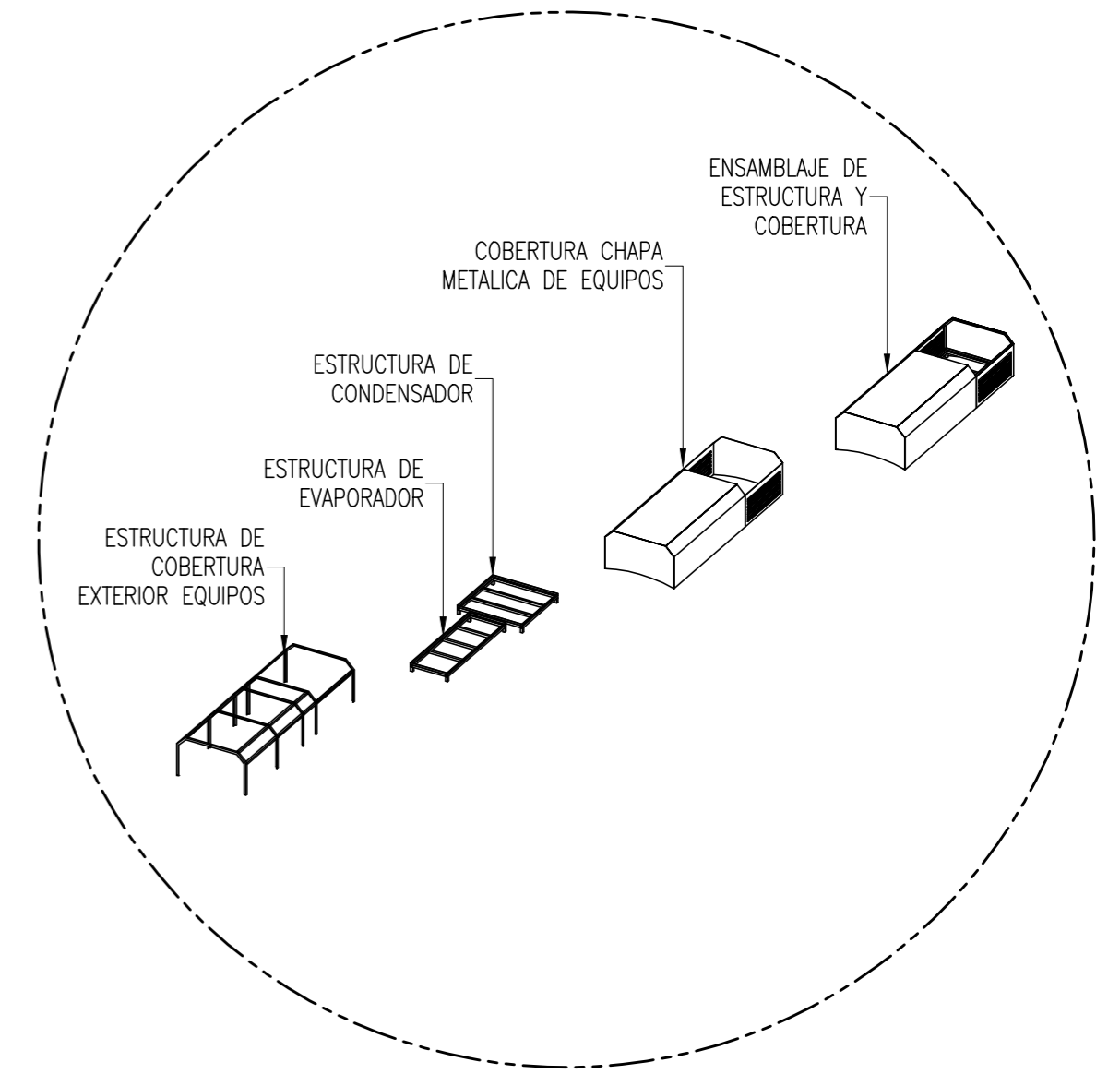
**EQUIPOS EN TECHO EXTERIOR**  
VISTA DE PLANTA  
ESCALA 1:50



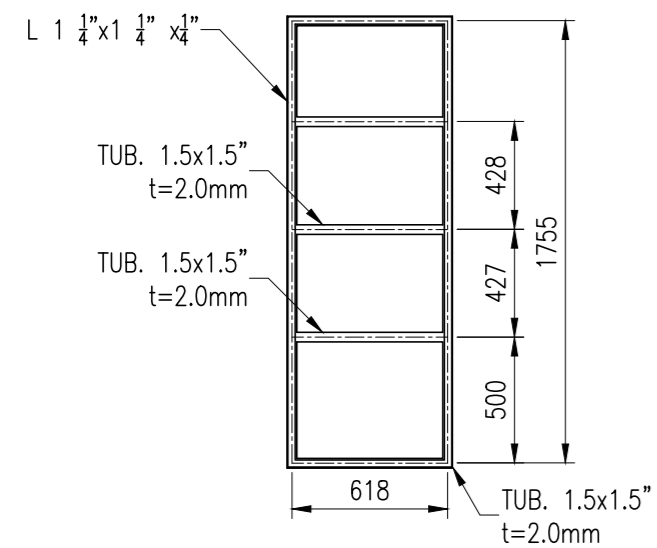
**ESTRUCTURA DE COBERTURA EXTERIOR**  
VISTA LATERAL  
ESCALA 1:50



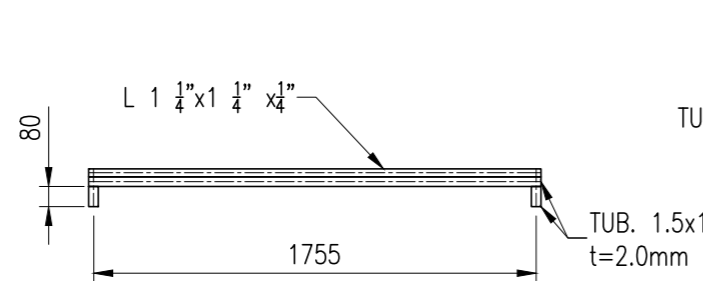
**ESTRUCTURA DE COBERTURA EXTERIOR**  
VISTA FRONTAL  
ESCALA 1:50



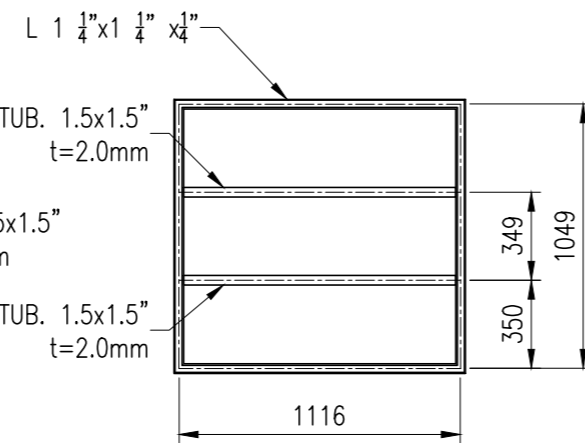
**ESTRUCTURAS-ISOMETRIA**  
ESCALA S/E



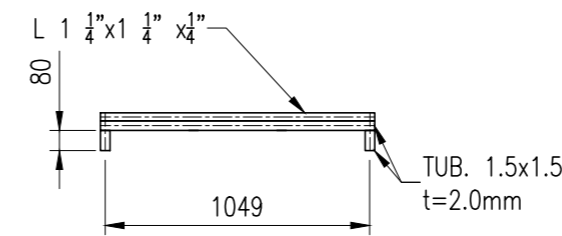
**EST. SOPORTE EVAPORADOR**  
VISTA DE PLANTA  
ESCALA 1:50



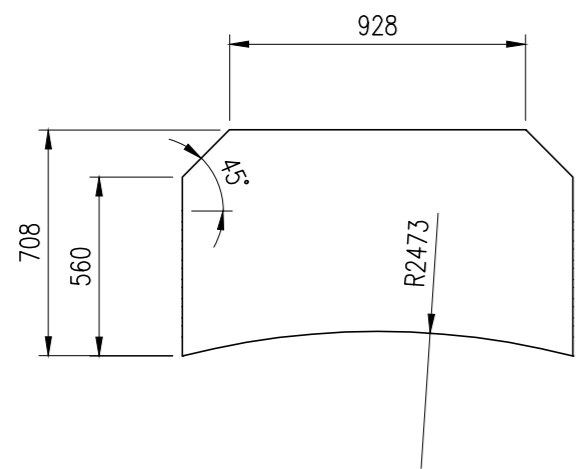
**EST. SOPORTE EVAPORADOR**  
VISTA DE LATERAL  
ESCALA 1:50



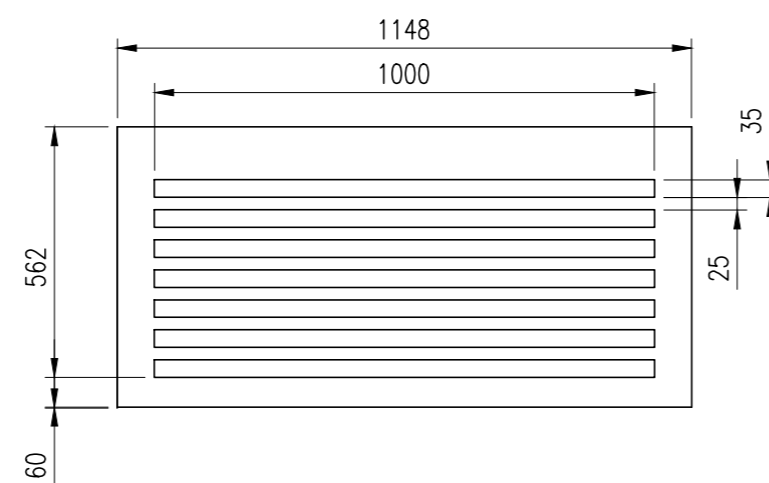
**EST. SOPORTE CONDENSADOR**  
VISTA DE PLANTA  
ESCALA 1:50



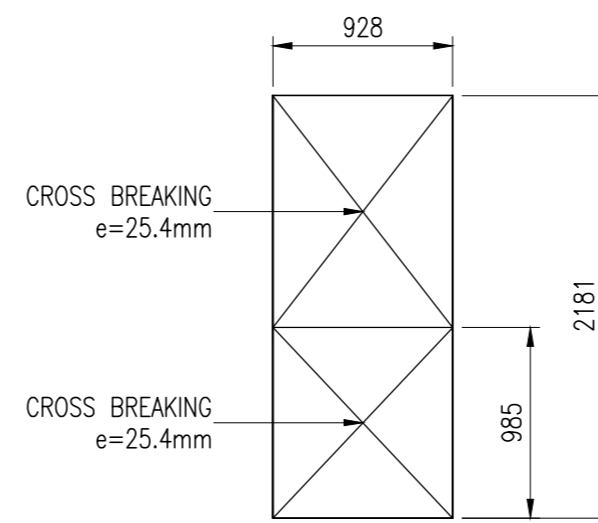
**EST. SOPORTE CONDENSADOR**  
VISTA DE LATERAL  
ESCALA 1:50



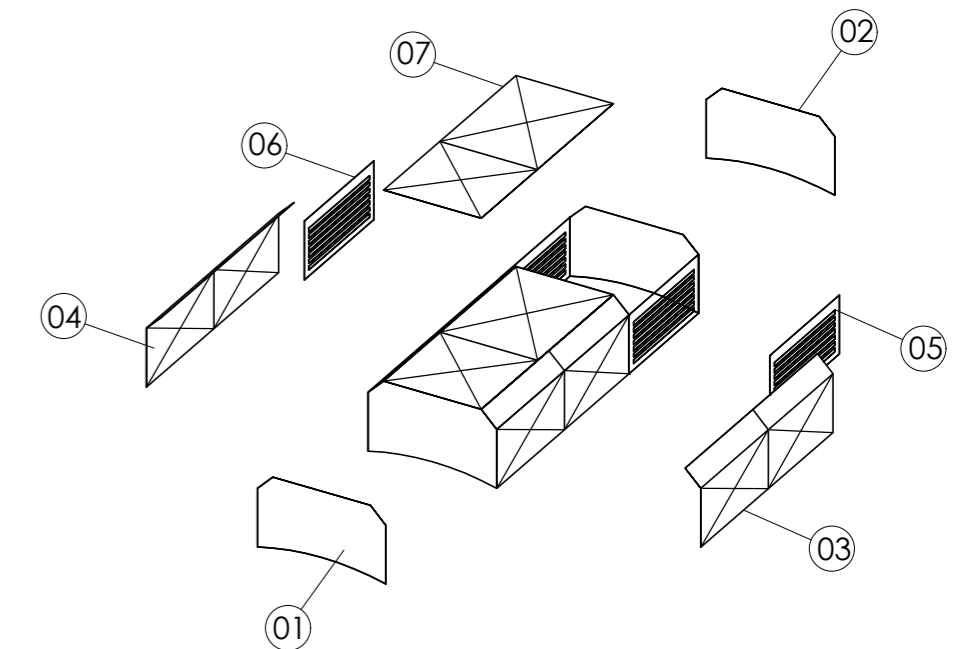
**TAPA FRONTAL N°01 Y 02**  
ESCALA 1:50



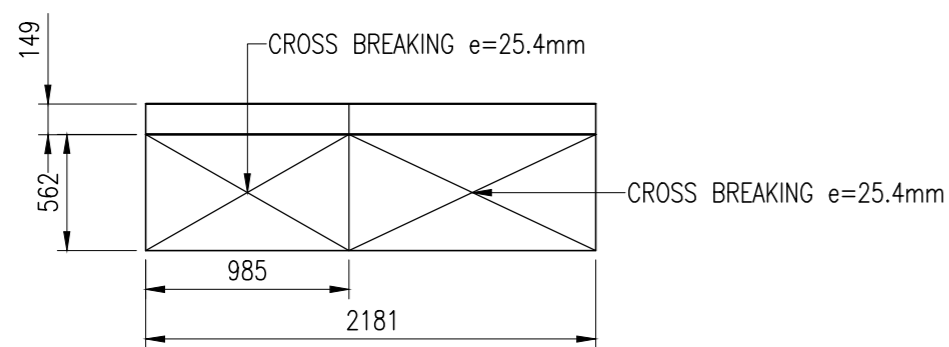
**REJILLA LATERAL N°05 Y 06**  
ESCALA 1:50



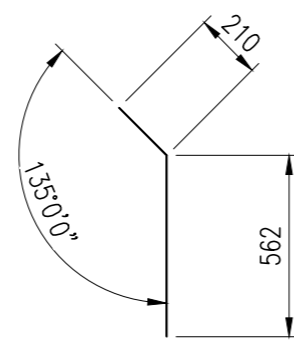
**TAPA SUPERIOR N°07**  
ESCALA 1:50



**PLANCHAS DE COBERTURA**  
ESCALA S/E



**TAPA LATERAL N°03 Y N°04**  
ESCALA 1:50



**TAPA LATERAL N°03 Y 04**  
VISTA LATERAL  
ESCALA 1:50

**ABREVIATURAS:**

- N.T.C. = NIVEL TOPE DE ACERO
- (REF.) = REFERENCIAL
- (TÍP.) = TÍPICO
- (A) = PROYECTADO
- (E) = EXISTENTE
- t = ESPESOR
- PL = PLANCHA METALICA
- PL.G = PLANCHA DE ACERO GALVANIZADO
- RE. = REJILLA DE EXTRACCION
- DIF. = REJILLA DIFUSORA O INYECCION

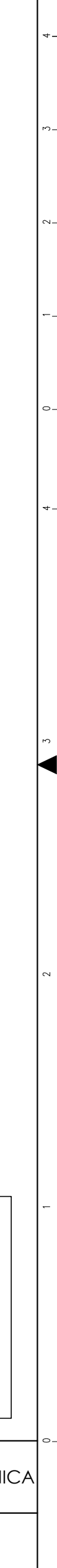
**NOTAS:**

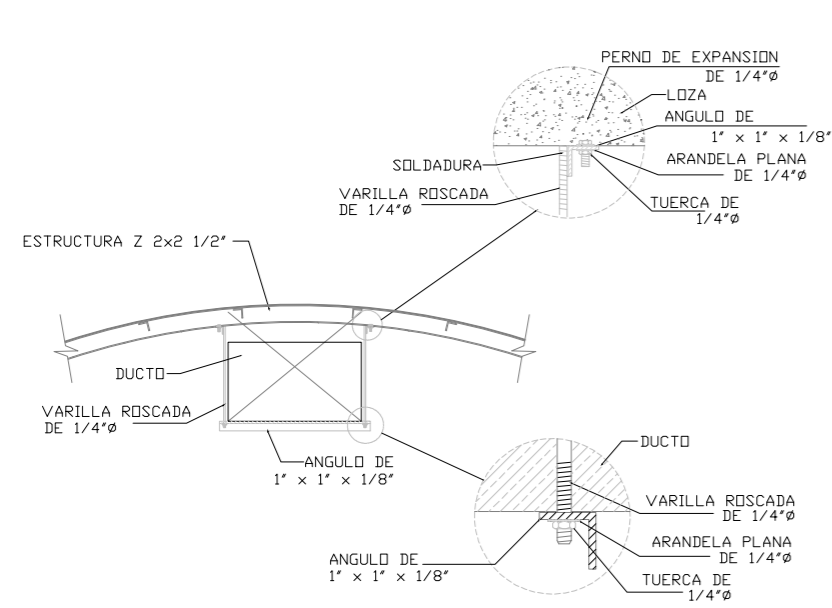
1. TODAS LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILÍMETROS Y LAS ELEVACIONES EN METROS, SALVO INDICACIÓN CONTRARIA.
2. TODOS LOS PERFILES PROYECTADOS ESTARÁN DE ACUERDO A LA NORMA ASTM A36 Y LAS PLANCHAS Y DUCTOSE SEGUN ASTM A653.
3. TODAS LAS PLANCHAS DE ACERO GALVANIZADO PROYECTADAS TENDRAN UN ESPESOR DE 0.8 mm DE ACERO ESTRUCTURAL ASTM-A36 SALVO INDICACIONES CONTRARIAS.
4. PARA MAS DETALLES VERIFICAR PLANOS IM-02, IM-03, IM-04, IM-05 E IM-06.
5. TODAS LAS UNIONES SOLDADAS ESTARAN DE ACUERDO AL CODIGO AWS D 31.1



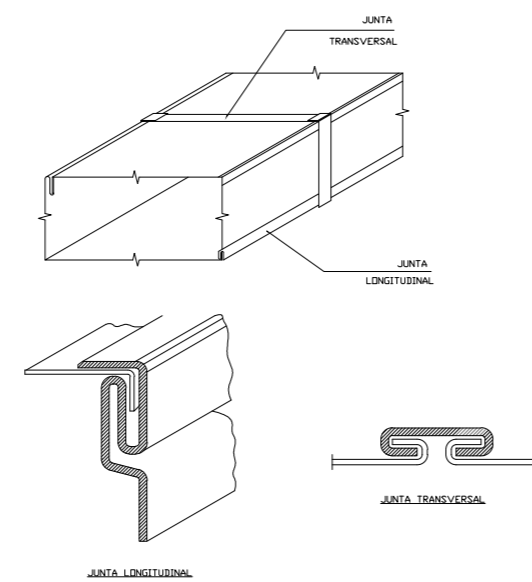
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO  
FACULTAD DE INGENIERIA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA INFORMÁTICA Y MECÁNICA  
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

PROYECCION:	ELABORADO POR: Bach. OLARTE MONTES, Diego Marcelo	FECHA: 16/12/25	FORMATO: A-2
	ASESOR: Mgt. Ing. MACEDO SILVA, Arturo	FECHA DE REVISION: 16/12/25	N° PLANO: IM-05

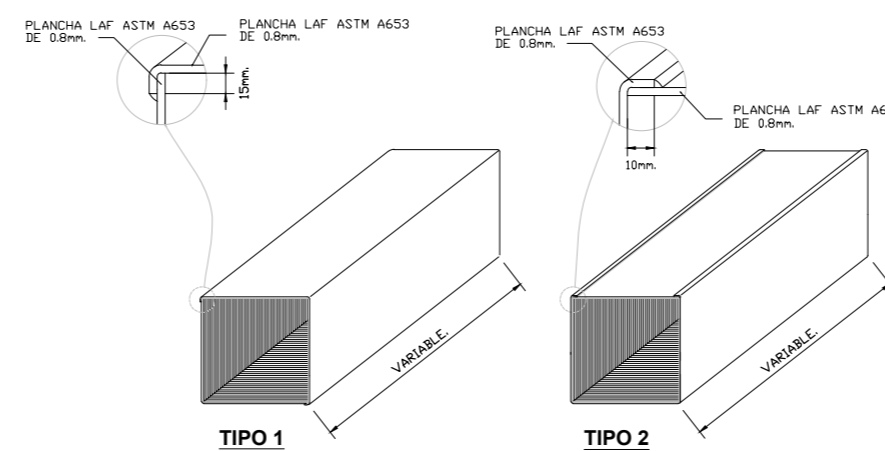




**DETALLE 01**  
DETALLE DE SOPORTE DE DUCTO EN TECHO  
ESCALA S/E

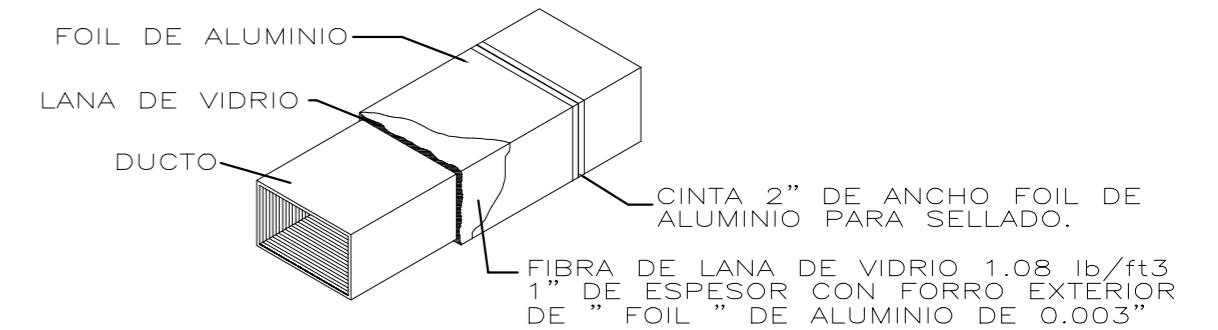


**DETALLE 02**  
DETALLE DE DOBLEZ Y EMPALME DE DUCTOS  
ESCALA S/E

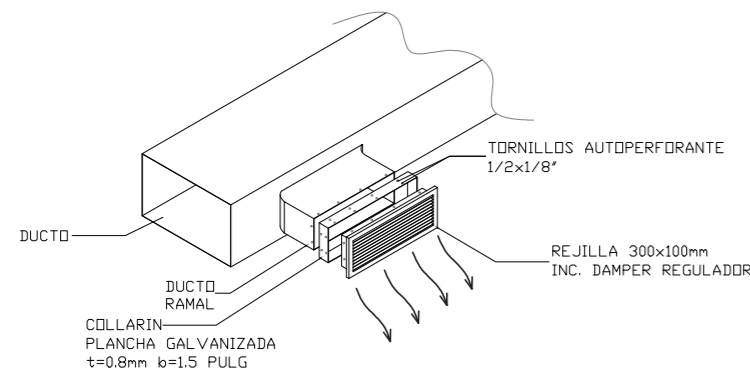


NOTA:  
-LOS DUCTOS INSTALADOS EN EL INTERIOR DEL VAGON IRAN PINTADOS EXTERIORMENTE CON 1 MANO DE PINTURA DEL TIPO AZARCON ALQUITRADO O 1 MANO DE PINTURA ANTICORROSIVA DE LAS MARCAS VENCIDOR, TERNO O SIMILAR

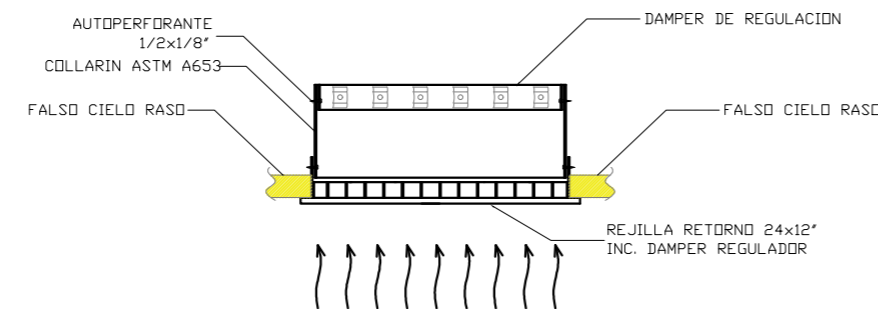
**DETALLE 03**  
DETALLE DE PLEGADO DE DUCTOS  
ESCALA S/E



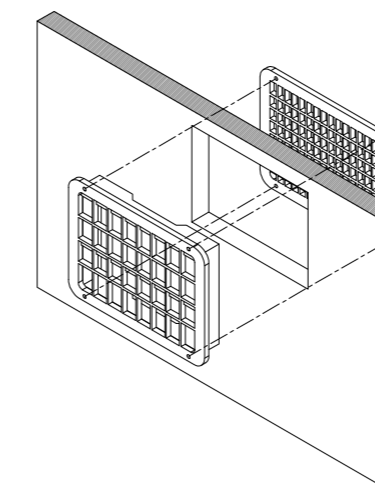
**DETALLE 04**  
DETALLE DE AISLAMIENTO DE DUCTOS  
ESCALA S/E



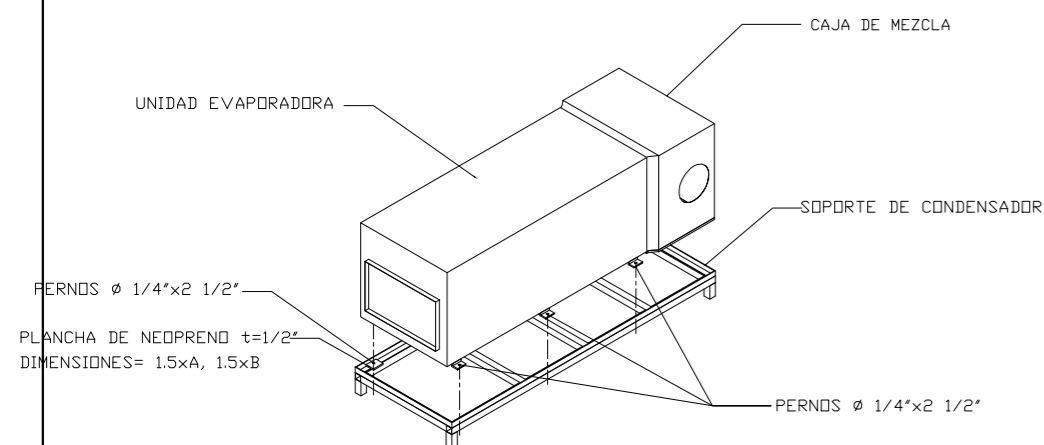
**DETALLE 05**  
DETALLE DE INST. REJILLAS DIFUSORAS  
ESCALA S/E



**DETALLE 06**  
DETALLE DE INST. REJILLA DE RETORNO  
ESCALA S/E

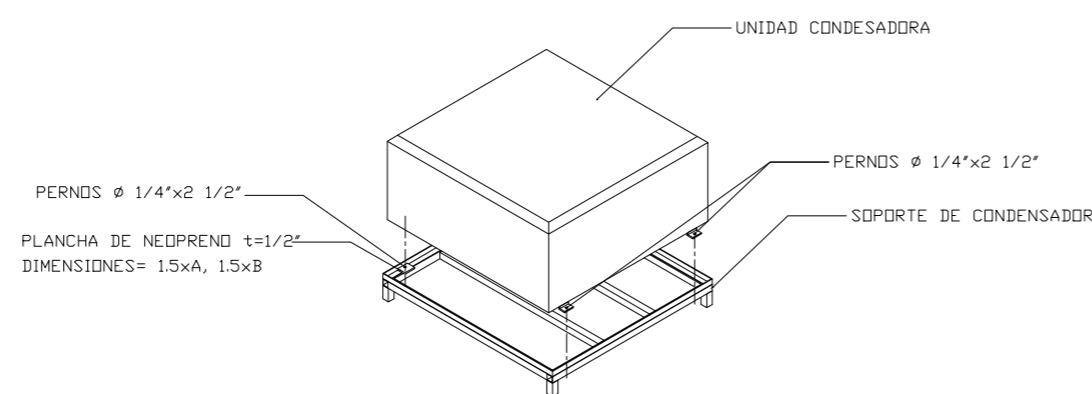


**DETALLE 07**  
DETALLE DE INST. DAMPER SOBRE PRESION  
ESCALA S/E



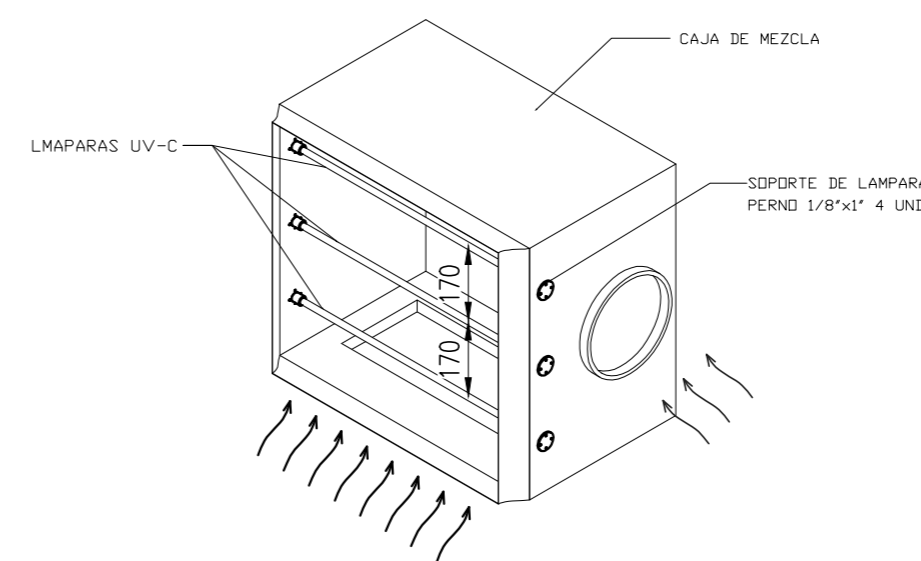
NOTA:  
LOS DUCTOS PUNTOS DE APOYO DEBERAN TENER PLACAS DE NEOPRENO 1.5 VECES EL TAMANO DE LOS SOPORTES DE EQUIPO CON UN ESPESOR DE t=1.0 IN COMO MINIMO.

**DETALLE 05**  
DETALLE DE INST. REJILLAS DIFUSORAS  
ESCALA S/E



NOTA:  
LOS DUCTOS PUNTOS DE APOYO DEBERAN TENER PLACAS DE NEOPRENO 1.5 VECES EL TAMANO DE LOS SOPORTES DE EQUIPO CON UN ESPESOR DE t=1.0 IN COMO MINIMO.

**DETALLE 05**  
DETALLE DE INST. REJILLAS DIFUSORAS  
ESCALA S/E



**DETALLE 05**  
DETALLE DE INST. REJILLAS DIFUSORAS  
ESCALA S/E

LAMPARA DE LUZ UV-C GERMICIDA DATOS TECNICOS	
TIPO DE EQUIPOS	LAMPARA DE RAYOS UV-C
MODELO	DUS13080
MARCA	ALLERX
POTENCIA	23 WATTS
VOLTAJE	24 V
VIDA UTIL	9000 HRS
LONGITUD DE LAMPARA	14"
PRESION - OPERACION	SUCC:140 PSI / DESC:420 PSI

**NOTAS:**

1. TODAS LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILÍMETROS Y LAS ELEVACIONES EN METROS, SALVO INDICACIÓN CONTRARIA.
2. TODOS LOS PERFILES PROYECTADOS ESTARÁN DE ACUERDO A LA NORMA ASTM A36 Y LAS PLANCHAS Y DUCTOSE SEGUN ASTM A653.
3. TODAS LAS PLANCHAS DE ACERO GALVANIZADO PROYECTADAS TENDRAN UN ESPESOR DE 0.8 mm DE ACERO ESTRUCTURAL ASTM-A36 SALVO INDICACIONES CONTRARIAS.
4. PARA MAS DETALLES VERIFICAR PLANOS IM-02, IM-03, IM-04, IM-05 E IM-06.
5. TODAS LAS UNIONES SOLDADAS ESTARAN DE ACUERDO AL CODIGO AWS D 31.1



UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO  
FACULTAD DE INGENIERIA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA INFORMÁTICA Y MECÁNICA  
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

TESIS: "DISEÑO E IMPLEMENTACION DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO Y SANITIZACION PARA LOS VAGONES DE PASAJEROS DEL TREN TITICACA EN LA RUTA CUSCO - PUNO"	ESCALA: 1:1
PLANO: "DETALLES GENERALES DE INSTALACION Y FABRICACION DE EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO Y SANITIZACION EN VAGON DE PASAJEROS"	
PROYECCION: 	ELABORADO POR: Bach. OLARTE MONTES, Diego Marcelo
FECHA: 16/12/25	FORMATO: A-2
ASESOR: Mgt. Ing. MACEDO SILVA, Arturo	FECHA DE REVISION: 16/12/25
	Nº PLANO: IM-06

ESCALA METRICA 1:100  
1:75

1:50  
1:20