

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y DE ENERGÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE AIRE
ACONDICIONADO TIPO SPLIT FRIO-CALOR DE
120 000 BTU/H EN TRENES TURÍSTICOS RUTA
CUSCO-AGUAS CALIENTES”**

**TRABAJO DE SUFICIENCIA PROFESIONAL PARA
OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECÁNICO**

JORGE ERNESTO MATOS QUIRHUAYO

Callao, 2019
PERÚ

AGRADECIMIENTO

Mi agradecimiento y gratitud a la Universidad Nacional del Callao, a la Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía, a los docentes de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica por sus enseñanzas y apoyo en la culminación del presente trabajo.

DEDICATORIA

A mi familia por su apoyo incondicional que me otorgaron toda mi vida y darme las fuerzas necesarias para no rendirme ante cualquier problema.

ÍNDICE

ÍNDICE DE TABLAS	4
ÍNDICE DE FIGURAS	6
INTRODUCCIÓN	8
CAPÍTULO I. ASPECTOS GENERALES	9
1.1. Objetivos.....	9
1.1.1. Objetivo General	9
1.1.2. Objetivos Especificos	10
1.2. Organización de la empresa	10
1.2.1. Antecedentes Históricos.....	10
1.2.2. Filosofía Empresarial	11
1.2.3. Estructura Organizacional	12
CAPÍTULO II. FUNDAMENTACION DE LA EXPERIENCIA PROFESIONAL ...	
.....	14
2.1. Marco Teórico.....	14
2.1.1. Bases Teóricas.....	14
2.1.2. Aspectos Normativos.....	25
2.1.3. Simbología Técnica	29
2.1.4. Procesos Psicométricos	31
2.2. Descripción de las actividades desarrolladas.....	34
2.2.1. Etapas de las actividades	34
2.2.2. Diagrama de flujo	36
2.2.3. Cronograma de actividades.....	37
CAPÍTULO III. APORTES REALIZADOS	38
3.1. Planificación, ejecución y control de etapas	38
3.3.1. Cálculos de las cargas de enfriamiento y calentamiento	38
3.3.2. Cálculo de las potencias de enfriamiento y calentamiento.....	67
3.3.3. Selección del equipo	78
3.3.4. Diseño de sistema de distribución de aire	82
3.3.5. Implementación del sistema de Aire Acondicionado y Calefacción...	
.....	86

3.2. Evaluación técnica-económica.....	93
3.2.1. Costos del proyecto.....	96
3.3. Análisis de resultados	99
CAPÍTULO IV. DISCUSIONES Y CONCLUSIONES.....	102
4.1. Discusiones	102
4.2. Conclusiones	103
CAPÍTULO V. RECOMENDACIONES	105
CAPÍTULO VI. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	106
ANEXOS.....	108
ANEXO N° 1.....	109
DATOS CLIMATICOS DE LA CIUDAD DE CUSCO	109
ANEXO N° 2.....	110
GANANCIA DE CALOR DEBIDO A ILUMINACION	110
ANEXO N° 3.....	111
VALORES REPRESENTATIVOS SOLARES Y NO SOLARES RTS.....	111
ANEXO N° 4.....	112
GANANCIA DEBIDO A OCUPANTES.....	112
ANEXO N° 5.....	113
GANANCIA DE CALOR DEBIDO A EQUIPOS	113
ANEXO N° 6.....	114
APROXIMACIONES ASTRONOMICOS PARA EL 21 DE CADA MES.....	114
ANEXO N° 7.....	115
FACTOR CTS PARA GANANCIA DE CALOR EN PAREDES.....	115
ANEXO N° 8.....	116
COEFICIENTE SOLAR DE GANANCIA DE CALOR (SHGC)	116
ANEXO N° 9.....	117
REGISTRO DE TEMPERATURA EXTERIOR EN AGUAS CALIENTES (MACHUPICCHU)	117
ANEXO N° 10.....	118
REQUISITOS DE VENTILACIÓN PARA OCUPANTES	118
ANEXO N° 11.....	119
REGISTRO DE TEMPERATURA EXTERIOR EN CUSCO	119

ANEXO N° 12.....	120
ESPECIFICACIONES DE UNIDAD CONDENSADORA.....	120
ANEXO N° 13.....	121
ESPECIFICACIONES DE UNIDAD EVAPORADORA.....	121
ANEXO N° 14.....	122
PERDIDA POR ROZAMIENTO EN CONDUCTO REDONDOS	122
ANEXO N° 15.....	123
PERDIDA POR ACCESORIOS	123
ANEXO 16.....	124
DISTRIBUCIÓN DE AIRE - VISTADOME.....	124
ANEXO 17.....	125
DISTRIBUCIÓN DE AIRE – EXPEDITION	125
ANEXO 18.....	126
ENCUESTAS A TURISTAS – SERVICIO VISTADOME	126
2018	126
ANEXO 19.....	128
ENCUESTAS A TURISTAS – SERVICIO EXPEDITION	128
ANEXO 20.....	130
ESTUDIO DE CLIMATIZACIÓN DE TRENES – MARCO PERUANA.....	130

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla N° 2.1 Datos de inicio del Proyecto.....	15
Tabla N° 2.2 Factor de calor sensible corregido.....	20
Tabla N° 2.3 Simbología Técnica.....	30
Tabla N° 3.1 Coeficiente de conductividad térmica.....	38
Tabla N° 3.2 Consumo de luminarias.....	41
Tabla N° 3.3 Potencia total de equipos.....	41
Tabla N° 3.4 Ganancia debida a ocupantes.....	44
Tabla N° 3.5 Orientación de las superficies y azimut del sol en el sur.....	45
Tabla N° 3.6 Exposición solar de superficies.....	46
Tabla N° 3.7 Rango de fracción.....	51
Tabla N° 3.8 Fracción de rango de temperatura diaria.....	53
Tabla N° 3.9 Ganancia de calor de las 24 horas del día y valores representativos no-solares según el método RTS.....	55
Tabla N° 3.10 Fracciones de convección/radiación recomendadas para las ganancias internas de calor.....	56
Tabla N° 3.11 Resumen de las superficies expuesta.....	57
Tabla N° 3.12 Calor por radiación para la pared de orientación $\psi = 45$	61
Tabla N° 3.13 Resumen carga de enfriamiento de los vidrios.....	62
Tabla N° 3.14 Áreas totales para cada elemento del coche.....	62
Tabla N° 3.15 Resumen de cargas de calentamiento.....	65
Tabla N° 3.16 Resumen general de cargas.....	66
Tabla N° 3.17 Condiciones interiores y exteriores del proyecto.....	71
Tabla N° 3.18 Cargas sensible y latente de enfriamiento.....	71
Tabla N° 3.19 Resumen de las potencias de enfriamiento y calentamiento.....	78
Tabla N° 3.20 Selección de equipo.....	80
Tabla N° 3.21 Ponderación de equipo.....	80
Tabla N° 3.22 Especificaciones de unidad condensadora.....	81
Tabla N° 3.23 Especificaciones de unidad evaporadora.....	81
Tabla N° 3.24 Especificaciones del compresor.....	82
Tabla N° 3.25 Pérdidas en ductos de distribución.....	85

Tabla N° 3.26 Costo de servicio de trenes.....	95
Tabla N° 3.27 Resumen de costos equipos y materiales.....	97
Tabla N° 3.28 Costos de diseño y personal.....	98
Tabla N° 3.29 Costos de Transporte.....	99
Tabla N° 3.30 Resumen de costo total.....	99
Tabla N° 3.31 Comparación de sistemas de Aire Acondicionado.....	100
Tabla N° 3.32 Calificación de servicio de climatización.....	101

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura N° 1.1 Ferrocarril sur del Perú.....	11
Figura N° 1.2 Organigrama Alta Dirección	13
Figura N° 1.3 Organigrama Dirección Regional.....	14
Figura N° 2.1 Coche Turístico	17
Figura N° 2.2 Zona de confort en invierno y verano	19
Figura N° 2.3 Carta Psicrométrica.....	21
Figura N° 2.4 Ciclo de refrigeración.....	22
Figura N° 2.5 Bomba de calor.....	23
Figura N° 2.6 Climatización por expansión directa.....	24
Figura N° 2.7 Climatización por expansión indirecta.....	24
Figura N° 2.8 Método HB.....	27
Figura N° 2.9 Método RTS.....	28
Figura N° 2.10 Diagrama de flujo.....	36
Figura N° 2.11 Cronograma de Actividades.....	37
Figura N° 3.1 Estructura de piso de coche.....	39
Figura N° 3.2 Circuito térmico equivalente (pared compuesta en serie).....	39
Figura N° 3.3 Ángulos solares para superficies horizontales y verticales.....	47
Figura N° 3.4 Representación de proceso de acondicionamiento de aire en verano.....	68
Figura N° 3.5 Diagrama psicrométrico para calcular t_4	73
Figura N° 3.6 Proceso psicrométrico del proceso de enfriamiento del aire.....	75
Figura N° 3.7 Proceso de acondicionamiento en invierno.....	76
Figura N° 3.8 Esquema de distribución de aire.....	84
Figura N° 3.9 Montaje de equipos.....	86
Figura N° 3.10 Proceso de soldadura.....	87
Figura N° 3.11 Fabricación de ductos.....	88
Figura N° 3.12 Aislamiento de ductos.....	89
Figura N° 3.13 Instalación de termostatos	89
Figura N° 3.14 Funcionamiento de termostatos.....	90

Figura N° 3.15 Operación de vacío	91
Figura N° 3.16 Carga de gas refrigerante.....	91
Figura N° 3.17 Cobertor de equipos de aire acondicionado.....	92
Figura N° 3.18 Pruebas de enfriamiento.....	92
Figura N° 3.19 Ingreso de visitantes a la ciudadela de Machupicchu.....	93
Figura N° 3.20 Ambiente de coche Vistadome.....	94
Figura N° 3.21 Ambiente de coche Expedition.....	95

INTRODUCCIÓN

Los trenes turísticos son utilizados para transportar personas, en el trayecto existen una diversidad de situaciones y condiciones climáticas debido a sus regiones, los pasajeros experimentan alteraciones en su equilibrio térmico creando una sensación de discomfort.

Por lo que el trabajo, titulado “Implementación de un sistema de aire acondicionado tipo split frío-calor de 120 000 Btu/h en trenes turísticos ruta Cusco-Aguas Calientes”, tuvo como propósito la instalación de un sistema climatizador para brindar a los pasajeros un ambiente confortable durante el viaje.

En el presente informe se evaluó la información de las condiciones climáticas y estructura del coche turístico para determinar los parámetros de estudio, así como la transferencia térmica en la estructura interior y exterior del coche con la finalidad de determinar las cargas térmica y potencia de los equipos.

Se realizó la selección de los equipos de climatización de acuerdo a los principales parámetros, además se calculó las dimensiones de los ductos para una adecuada distribución de aire.

El resultado obtenido es una aceptación por parte de los usuarios del servicio, la cual se ve reflejada en las encuestas realizadas a los pasajeros por el área de Marketing.

CAPÍTULO I. ASPECTOS GENERALES

Contexto de la realidad problemática

Machu Picchu es uno de los lugares del Perú más visitados por los turistas del mundo por su belleza, hace que todos quieran conocerlo y maravillarse con su hermosura. La ruta más rápida y segura para llegar a Machupicchu (en realidad a la ciudad de Aguas Calientes) es viajando por tren.

Los trenes turísticos no solo deben contar con una buena infraestructura, si no también, deben ofrecer un servicio de bienestar físico y psicológico a las personas con condiciones de temperatura, humedad y movimiento de aire favorables para que puedan disfrutar de una experiencia favorable de viaje.

En el tramo Cusco- Aguas Calientes se dan condiciones climatológicas variables y atípicas, turistas de todas partes del mundo usan este servicio, los cuales pagan por un servicio de calidad que cubra todas sus expectativas, una de ellas es el confort térmico durante el viaje.

Al iniciar las operaciones no se contaba con un sistema de climatización, lo cual generaba quejas y reclamos por parte de los pasajeros.

En estas condiciones en el interior del tren, necesitamos controlar las variaciones de temperatura, lo cual ocasiona en el ser humano sensaciones de incomodidad, sudoración y riesgos en la salud.

Debido a este problema nace la implementación de un sistema climatizador frío-calor, para satisfacer las necesidades de los pasajeros ofreciendo mejores condiciones de confort térmico.

1.1. Objetivos

1.1.1. Objetivo General

Implementar un sistema de climatización en los coches turísticos de los trenes de PERURAIL S.A. en el tramo Cusco-Aguas Calientes, para brindar a los pasajeros un ambiente confortable durante el viaje.

1.1.2. Objetivos Especificos

- Determinar la carga térmica para la selección del equipo de Aire Acondicionado.
- Seleccionar la unidad acondicionadora a instalar.
- Dimensionar los ductos para el sistema de Aire Acondicionado.

1.2. Organización de la empresa

1.2.1. Antecedentes Históricos

La Empresa Nacional de Ferrocarriles del Perú conocido como ENAFER es una empresa pública peruana que asegura la administración y el uso comercial de la red ferroviaria de Perú.

Creado por decreto supremo el 19 de septiembre de 1972 por el gobierno militar de Juan Velasco Alvarado, se formó por la nacionalización de varias compañías de propiedad extranjera que habían atendido principalmente dos redes separadas: el ferrocarril central que sirve a la ciudad de Lima, y el ferrocarril del sur que ofrece una segunda conexión al Océano Pacífico, ENAFER cerró sus operaciones en esta ruta a mediados de julio de 1999.

Desde 1999, PERURAIL S.A. es el operador ferroviario de la ruta sur y sur oriente del Perú, fundada en 1999 por Lorenzo Sousa Debarbieri y Sea Containers.

Ofrece servicios turísticos hacia dos destinos emblemáticos del Perú como Machu Picchu y el Lago Titicaca. También transporta mercadería y minerales que tienen como punto de salida el puerto de Matarani. Esto lo convierte en el operador logístico más eficiente del sur.

Figura N° 1.1
FERROCARRIL SUR DEL PERÚ



Fuente: https://es.m.wikipedia.org/wiki/Ferrocarriles_en_el_Perú

Actualmente opera en un 50-50 con 'Belmond Ltd. Y Lorenzo Sousa Debarbieri. En el mes de Abril del 2017 se inauguró el “primer sleeper train” de lujo de Latinoamérica la Ruta Cusco - Puno - Arequipa al que se denominó el Belmond Andean Explorer.

1.2.2. Filosofía Empresarial

La filosofía de gestión está orientada a superar las expectativas de los clientes, creando experiencias memorables de viaje, ofreciendo un servicio basado en la seguridad, calidad y confiabilidad.

- Visión
La empresa tiene como visión:
Un mundo con personas felices.
- Misión
La empresa tiene como misión:

Ofrecer a nuestros pasajeros la mejor experiencia de viaje, lo cual incluye brindarles seguridad, comodidad y cuidado por cada uno de los detalles.

1.2.3. Estructura Organizacional

Peru Rail, cuenta con un organigrama general (Figura N° 1.2) cuenta con profesionales calificados en diversas áreas.

Gerente General : Ing. Alberto Valdez

Servicio de Transporte de Concentrado de Cobre en Tren Las Bambas

- Gerente de Operaciones : Ing. Carlos Valdivia
- Gerente de Transportes : Ing. Fernando Marquez

Servicio al Pasajero

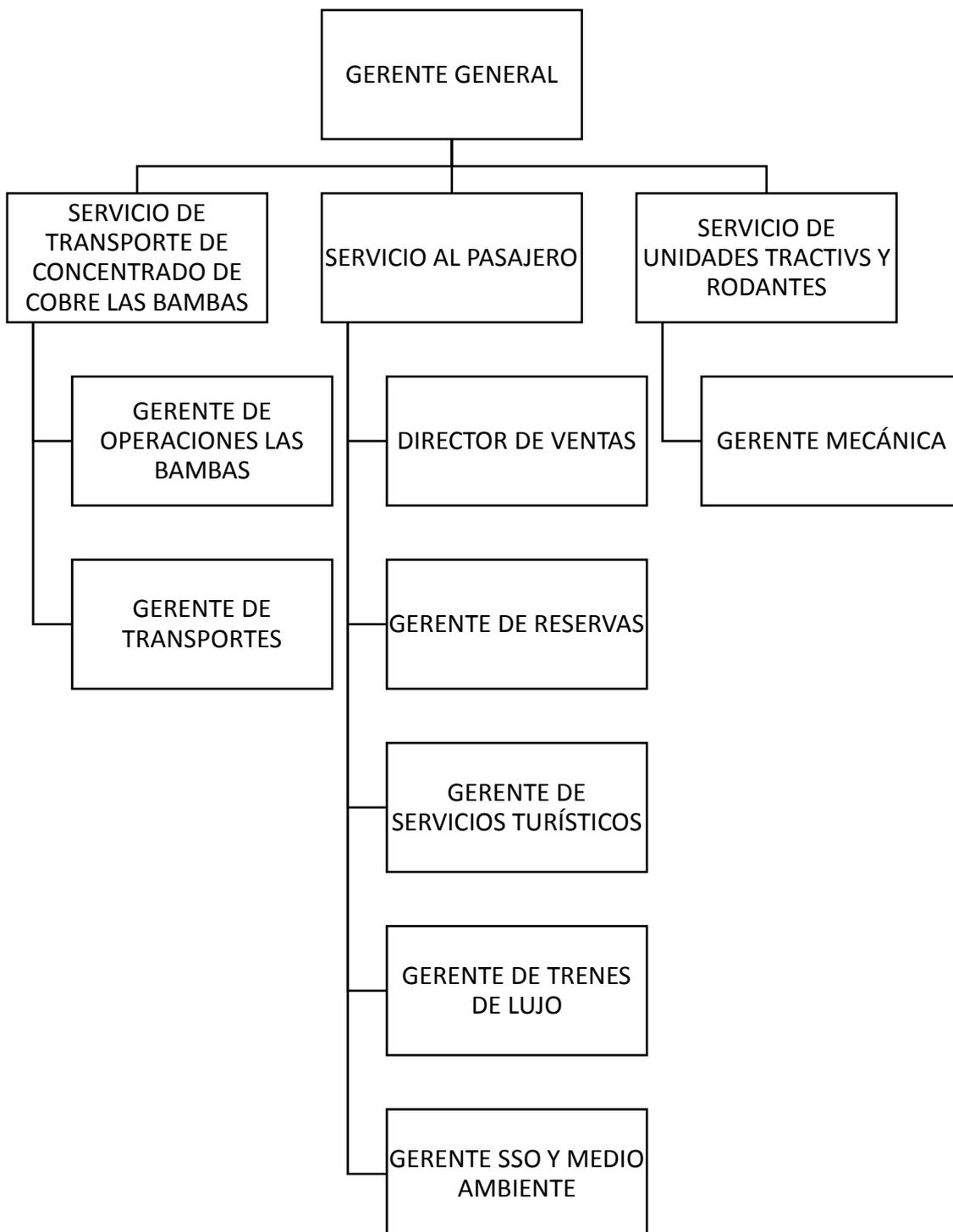
- Directora de Ventas : Antonella Maggi
- Gerente de Reservas : Jessica Rodriguez
- Gerente de Servicios Turísticos: Elisa Huancahuire
- Gerente de Trenes de Lujo : Javier Carlavilla
- Gerente de SSO y MA : Ing. Renzo Carbajal

Servicio de Unidades Tractivas y Rodantes

- Gerente de Mecánica : Ing. Victor Franco

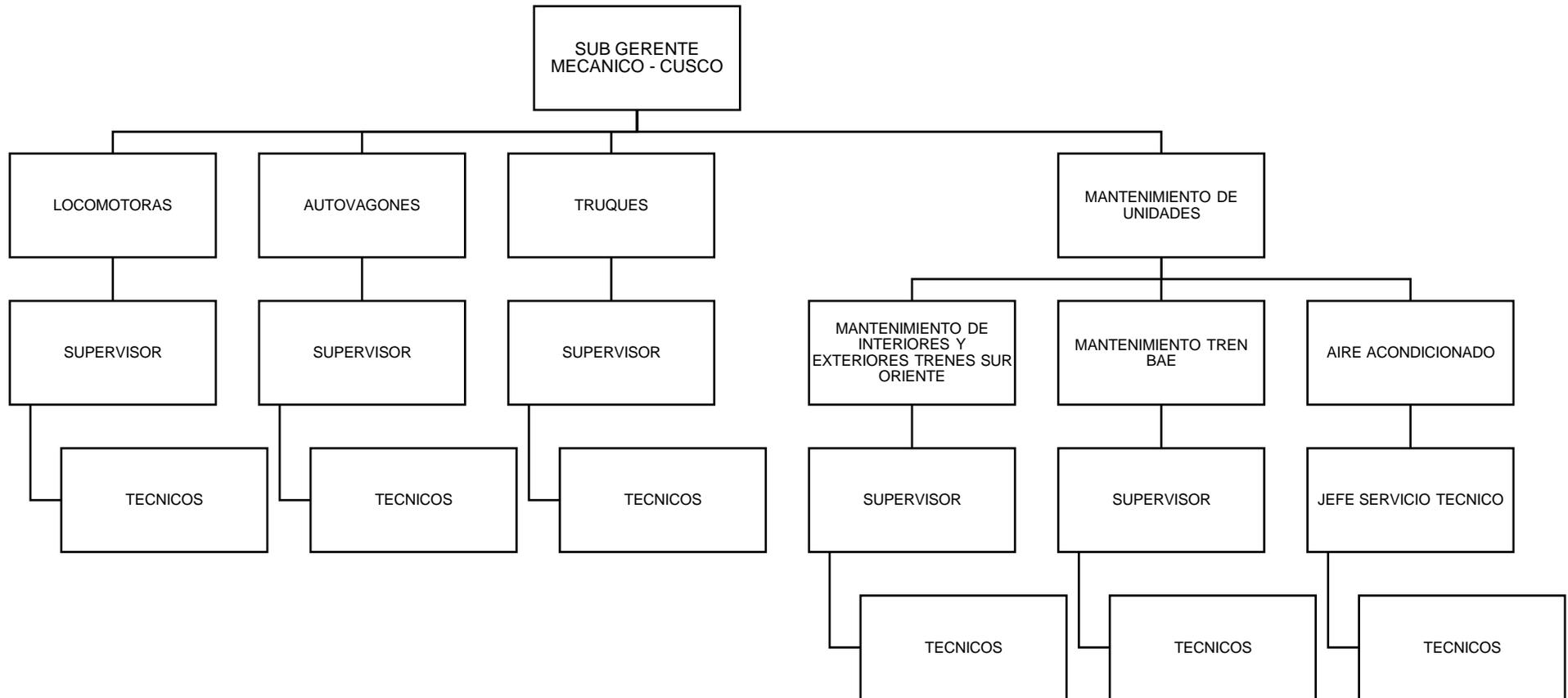
Ademas existe un ramificación en el Área de Mecanica con sede Cusco (Figura N°1.3), donde se ejecuto el proyecto.

Figura N° 1.2
ORGANIGRAMA ALTA DIRECCIÓN



Fuente : Elaboración Propia

Figura N° 1.3
ORGANIGRAMA DIRECCIÓN REGIONAL



Fuente: Elaboración Propia

CAPÍTULO II. FUNDAMENTACION DE LA EXPERIENCIA PROFESIONAL

2.1. Marco Teórico

2.1.1. Bases Teóricas

1) Acondicionamiento del aire

“Acondicionamiento del aire se define como el tratamiento del aire, así como el control simultáneo de su temperatura (calefacción o refrigeración), humedad, limpieza (renovación, filtrado) y circulación del aire dentro de los ambientes” (Pita, 1994).

Hablando en términos más generales, el acondicionamiento del aire significa calentar el aire en invierno, enfriarlo en verano, circular el aire y renovarlo en estas dos estaciones del año, humedecerlo (añadirle humedad) cuando es demasiado seco y filtrar o lavar el aire para privarle el polvo y los posibles microbios que contengan tanto en el verano como en el invierno, cualquier sistema que solo realiza una o dos funciones, pero no todas ellas, no es un sistema completo de acondicionamiento del aire.

2) Confort Térmico

“Se define como la condición de la mente en la que se expresa la satisfacción del ambiente térmico” (ISO-7730:2005, 2014), los sistemas de climatización deben controlar las variables que intervienen en el confort, como son:

- Temperatura
- Humedad relativa
- Velocidad del aire
- Pureza del aire
- Ruido

En la norma ASHRAE¹ “establece las consideraciones especiales que se deben tomar en cuenta al momento de diseñar sistemas de acondicionamiento de aire para automóviles y medios de transporte de personas, debido a que los pasajeros tienen diferentes percepciones y expectativas de confort que las que tienen los ocupantes de un edificio típico” (ASHRAE, 2016)

3) Consideraciones iniciales de diseño

Para calcular la carga de enfriamiento de un ambiente, requiere información de diseño de estructura de vagón e información climática a las condiciones de diseño seleccionados, a la hora de diseñar un sistema de aire acondicionado para coches turísticos, establecemos los sgtes datos.

Tabla N° 2.1
DATOS DE INICIO DE PROYECTO

PARAMETROS	VERANO		INVIERNO	
	INTERVALO	DATO SELECCIONADO	INTERVALO	DATO SELECCIONADO
Temperatura de Operación	23°C - 26°C	24°C	20°C - 24°C	22°C
Velocidad media del aire	0.18 - 0.24m/s	0,2m/s	0.08 - 0.12m/s	0,1m/s
Humedad Relativa	40% - 60%	60%	40% - 60%	50%

Fuente: Manual de Aire Acondicionado, Carrier

4) Cargas de enfriamiento y calentamiento

Los parámetros principales que deben ser considerados en el diseño del sistema de aire acondicionado para un coche turístico son:

¹ ASHRAE : “American Society of Heating and Air-Conditioning Engineers”

- Datos de ocupación del coche turístico (número de pasajeros, distancias de viaje, distancias de viaje entre paradas obligatorias, durabilidad típica).
- Dimensiones y propiedades ópticas de los vidrios.
- Condiciones ambientales externas (temperatura, humedad relativa, radiación solar).
- Dimensiones y propiedades térmicas de los materiales de la carrocería.
- Condiciones de diseño interiores (temperatura, humedad, y velocidad del aire).

Las cargas de calentamiento o enfriamiento en un coche turístico pueden ser estimadas sumando el flujo de calor de las siguientes cargas:

- Paredes sólidas (paneles laterales, techo, piso)
- Vidrios (ventanas, parabrisas delantero y posterior)
- Pasajeros

Las cargas extremas de invierno y verano deben ser calculadas, la carga de enfriamiento es la más difícil de manejar.

5) Descripción del coche turístico

a) Carrocería

El coche turístico (Figura N° 2.1) es aquel que cumple con características necesarias para ofrecer un excelente servicio, recorre aproximadamente 110 Km de vía férrea, cuenta con asientos suaves y reclinables, maleteros, catering, servicios higiénicos y sistema de climatización de aire.

“No cuentan con motor propio de tracción, su desplazamiento por la vía férrea es a través de una unidad de tracción exterior (locomotora).” (FTSA, 2017)

Figura N° 2.1
COCHE TURÍSTICO



Fuente : Talleres Perú Rail

- Paredes
Constituido por un armazon de cerchas y planchas (Acero A 36) de aproximadamente 2 mm de espesor.
- Piso
Compuesta de planchas de refuerzo de acero A36 (2mm de espesor), asi como una alfombra en la parte interior, debido a que no cuenta con motor de tracción la ganancia de calor en el interior es despreciable.
- Techo
Tiene similares características a las paredes.
- Ventanas y panorámicos
Poseen doble acristalamiento (6 mm de espesor), los panorámicos tienen similares características además que son vidrios curvados son de tipo templado en ambos casos.

b) Capacidad

La capacidad es 52 clientes y 3 tripulantes, que suman un total de 55 personas.

c) Aparatos eléctricos

Se consideran en el catering, una conservadora y un microondas.

d) Condiciones exteriores

Se tomará como base la información climática para seleccionar las condiciones de diseño exterior. La condición climática puede ser obtenida de la estación meteorológica local o del centro climático nacional.

e) Condiciones interiores

Un ambiente confortable se genera por el control simultáneo de temperatura, humedad relativa, purificación del aire y su distribución dentro del coche.

“La sensación de comodidad puede tener diferentes bases psicológicas y fisiológicas, que establece en su definición que la comodidad térmica es una sensación de la mente, pero ajustado a un balance térmico del cuerpo” (ASHRAE:55, 2017)

Las condiciones interiores para el confort varían de acuerdo a la época del año, se determinan dos estaciones: verano e invierno.

- Condiciones interiores en verano

Se recomienda que estas condiciones sean: una temperatura operativa comprendida entre 23 y 25°C, una humedad relativa comprendida entre 40 y 60%.

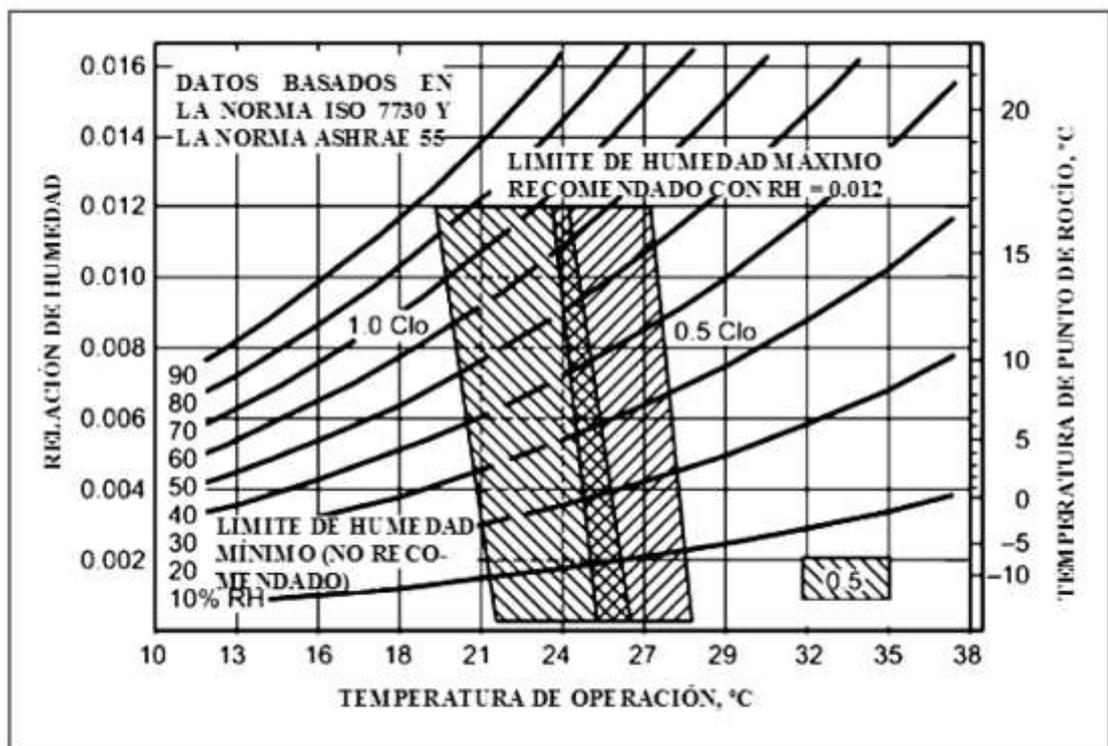
- Condiciones interiores en invierno

Estas condiciones son: una temperatura operativa comprendida entre 21°C y 23°C, con una humedad relativa comprendida entre el 40% y el 50%.

Estudios realizados presentan algunos resultados de temperatura y humedad para un ambiente confortable (Figura N° 2.2)

Figura N° 2.2

ZONA DE CONFORT EN INVIERNO Y VERANO



Fuente : ASHRAE Standard 55-2017

6) Cálculo a grandes alturas

“En los cálculos realizados a grandes alturas se deben realizar las siguientes correcciones” (Carrier, 2009):

- El contenido de humedad en el aire estipulado en el proyecto, debe ajustarse a la altura que este situado el equipo.

- Los métodos de cálculo que se utilizan en la estimación de carga normal no sufren variación alguna, excepto en los valores que afectan a los cálculos de volumen de aire o calor sensible y calor latente.
- A mayor cantidad de humedad del aire, el factor de calor sensible efectivo debe ser corregido.

Tabla N° 2.2
FACTOR DE CALOR SENSIBLE CORREGIDO

ESHF a la presión atmosférica normal	ALTITUD (metros) y PRESIÓN ATMOSFÉRICA CORRESPONDIENTE (mmHg)									
	300 (735)	400 (711)	500 (687)	1200 (658)	1500 (634)	1800 (611)	2100 (589)	2400 (564)	2700 (544)	3000 (525)
ESHF CORREGIDO										
95	0,95	0,95	0,95	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96
90	0,90	0,91	0,91	0,91	0,92	0,92	0,92	0,92	0,93	0,93
85	0,85	0,86	0,86	0,87	0,87	0,88	0,88	0,88	0,89	0,89
80	0,81	0,81	0,82	0,82	0,83	0,83	0,84	0,84	0,85	0,85
75	0,76	0,76	0,77	0,78	0,78	0,79	0,80	0,80	0,81	0,81
70	0,71	0,72	0,72	0,73	0,74	0,75	0,75	0,76	0,77	0,77
65	0,66	0,67	0,68	0,68	0,69	0,70	0,71	0,71	0,72	0,73
60	0,61	0,62	0,63	0,64	0,64	0,65	0,66	0,67	0,68	0,69
55	0,56	0,57	0,58	0,59	0,60	0,61	0,61	0,62	0,63	0,64
50	0,51	0,52	0,53	0,54	0,55	0,56	0,57	0,57	0,58	0,59

Fuente : Manual de Aire Acondicionado, Carrier

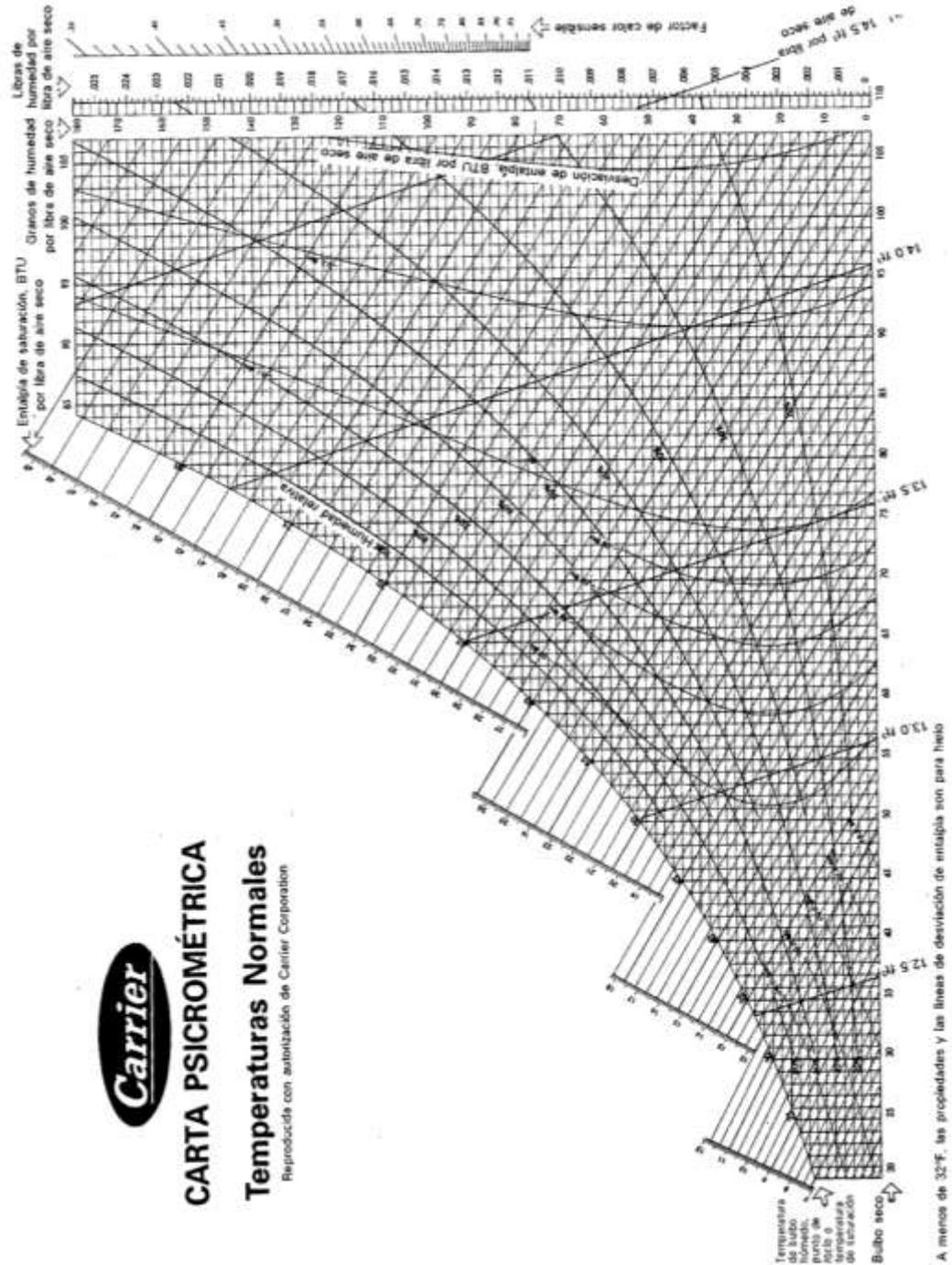
7) Psicrometría del Aire

El aire que nos rodea es una mezcla entre vapor de agua y el aire seco. La mayoría de equipos de climatización utilizan aire para acondicionar un local por lo que es necesario conocer como se comporta el aire. (Pita, 1994)

La psicrometría es el estudio de las mezclas de aire y vapor de agua. Los sistemas de climatización utilizan el aire para acondicionar un local a determinada temperatura y humedad por lo que es importante conocer las propiedades del aire, sus características y su comportamiento ante un ciclo de refrigeración y calefacción. La carta

psicrométrica nos muestra las propiedades del aire atmosférico representadas en la Figura N° 2.3

Figura N° 2.3
CARTA PSICROMÉTRICA

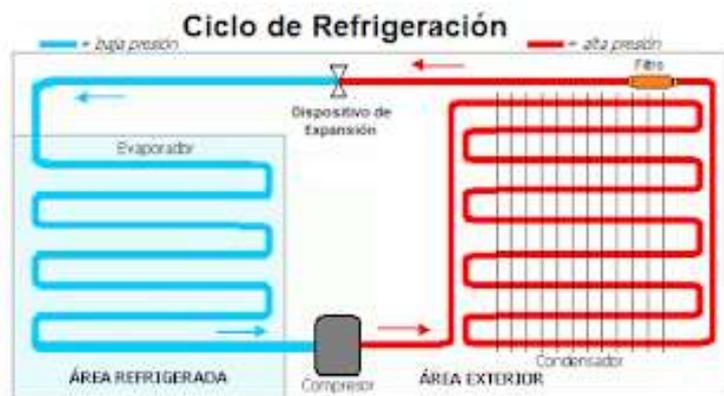


Fuente : Manual de Aire Acondicionado, Carrier

8) Sistema de Climatización

El sistema de climatización este compuesto por equipos que permitan el ciclo termodinámico en refrigeración o calefacción (ver figura N°2.4).

Figura N° 2.4
CICLO DE REFRIGERACIÓN



Fuente: <http://rsilvera-utp-fim-refrigeracion.blogspot.com/2015/07/que-es-refrigeracion.html>

Componentes del ciclo de enfriamiento

Evaporador : Esta conformado por un serpentín en el cual fluye un refrigerante que absorbe el calor del local. El evaporador impulsa aire hacia el local, el aire transfiere su calor al refrigerante de modo que se enfría por debajo de la temperatura interior necesaria con la finalidad que el aire impulsado absorba el calor del local.

Compresor : Tiene la función de aumentar la presión y temperatura del gas refrigerante con la finalidad de facilitar su condensación.

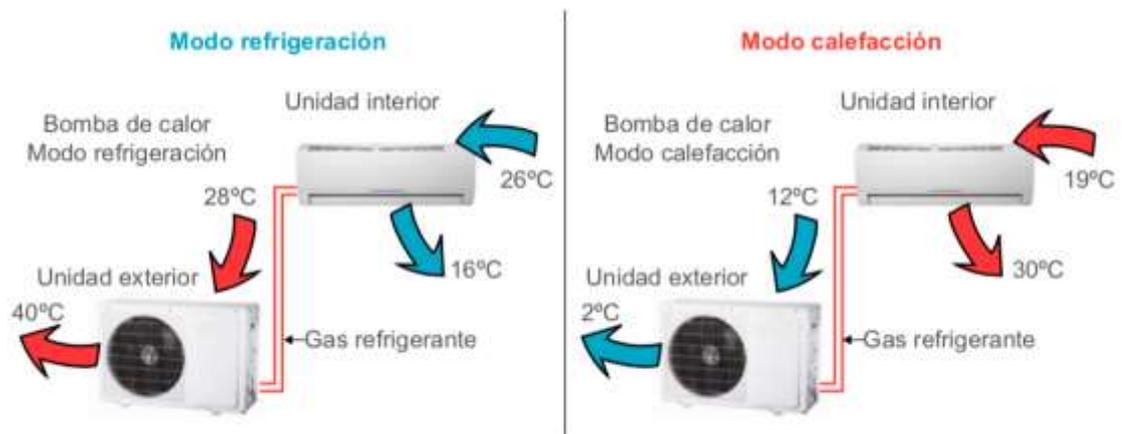
Condensador : Tiene la principal función de realizar el intercambio de calor entre el refrigerante y un medio de condensación (aire o agua) con la finalidad de condensar el refrigerante.

Válvula de expansión : Tiene dos principales funciones, medir la cantidad de refrigerante que ingresara al evaporador y reducir la presión del líquido que ingresara al evaporador para que el refrigerante liquido se pueda evaporador.

Para el ciclo de calefacción, el proceso es similar solo que las funciones de los componentes se invierten.

Bomba de Calor : El climatizador invierte el circuito tradicional de refrigeración de modo que expulsa aire caliente por la unidad interior y aire frío por la unidad exterior. La temperatura deseada se controla de igual forma, con el termostato que incorpora la unidad interior.

Figura N° 2.5
BOMBA DE CALOR



Fuente: <https://www.hogarsense.es/calefaccion/climatizaci%C3%B3n-por-bomba-de-calor>

9) Tipos de sistema de climatización

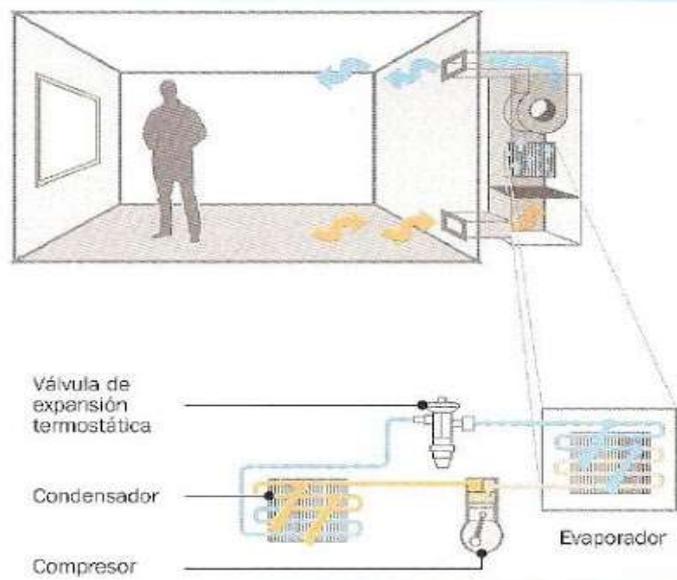
Existen distintas formas de clasificar a los sistemas de climatización.

A continuación, se detallan alguna de estas clasificaciones:

Según el tipo de expansión del fluido refrigerante:

- Expansión directa : El intercambio de calor entre el aire a climatizar y el refrigerante que fluye en el serpentín del evaporador es directa. En la figura N°2.6 se representa el esquema de expansión directa. Los equipos de esta clasificación son: Tipo ventana, Split decorativo, Split ducto, VRV, multi Split, roof-top y autocontenido.

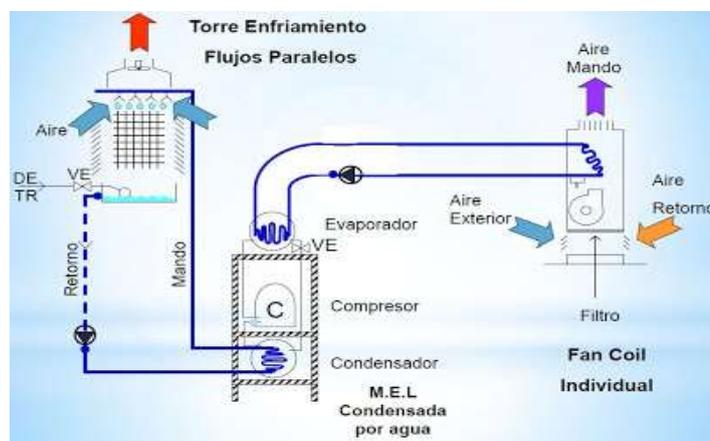
Figura N° 2.6
CLIMATIZACIÓN POR EXPANSIÓN DIRECTA



Fuente : <http://acondicionamientotermicoarquitectura.blogspot.com/2013/02/sistema-de-expansion-directa-todo-agua.html>

- Expansión indirecta : El intercambio de calor entre el aire a climatizar y el refrigerante que fluye en el serpentín del evaporador es indirecta, el aire transfiere calor a un fluido y luego el fluido transfiere calor al refrigerante (ver Figura 2.7)

Figura N° 2.7
CLIMATIZACIÓN POR EXPANSIÓN INDIRECTA



Fuente : <http://acondicionamientotermicoarquitectura.blogspot.com/2013/02/sistemas-de-expansion-indirecta-todo.html>

2.1.2. Aspectos Normativos

Se tomara en cuenta las recomendaciones que se dan en la norma ASHRAE para determinar las cargas térmicas en vehículos de transporte masivo, así como también los métodos de cálculo actualizados.

Las normas de ASHRAE que fueron tomadas en cuenta para la elaborar el proyecto fueron:

ASHRAE Handbook Fundamentals (2017):

Fundamentos cubre los principios básicos y los datos utilizados en la industria de HVAC, cubren principios básicos como termodinámica, psicrometría y transferencia de calor, brindan orientación práctica sobre la calidad ambiental interior, los cálculos de carga, el diseño de sistemas de conductos y tuberías, refrigerantes, recursos energéticos, sostenibilidad y más.

ASHRAE HVAC Systems and Equipment (2016):

Sistemas y equipos de HVAC analiza varios sistemas y equipos (componentes o conjuntos) que comprenden características y diferencias. Esta información ayuda a los diseñadores y operadores de sistemas a seleccionar equipos. ASHRAE en cada área temática han revisado todos los capítulos según sea necesario para la tecnología y la práctica actuales.

ASHRAE STANDARD 55-2017:

Especifica las condiciones térmicas para ambientes aceptables y está diseñado para ser utilizado en el diseño, operación y puesta en marcha de edificios y otros espacios ocupados. Guiados por la información en esta norma, los profesionales podrán especificar las combinaciones de factores ambientales térmicos interiores y factores personales para producir condiciones ambientales térmicas aceptables para la mayoría de los ocupantes.

Los métodos de cálculo para las cargas de enfriamiento y calentamiento según ASHRAE son:

1) Métodos de cálculo de la carga de enfriamiento

Se presenta dos métodos de cálculo que varían significativamente de los métodos anteriores establecidos en la norma (ASHRAE, 2017).

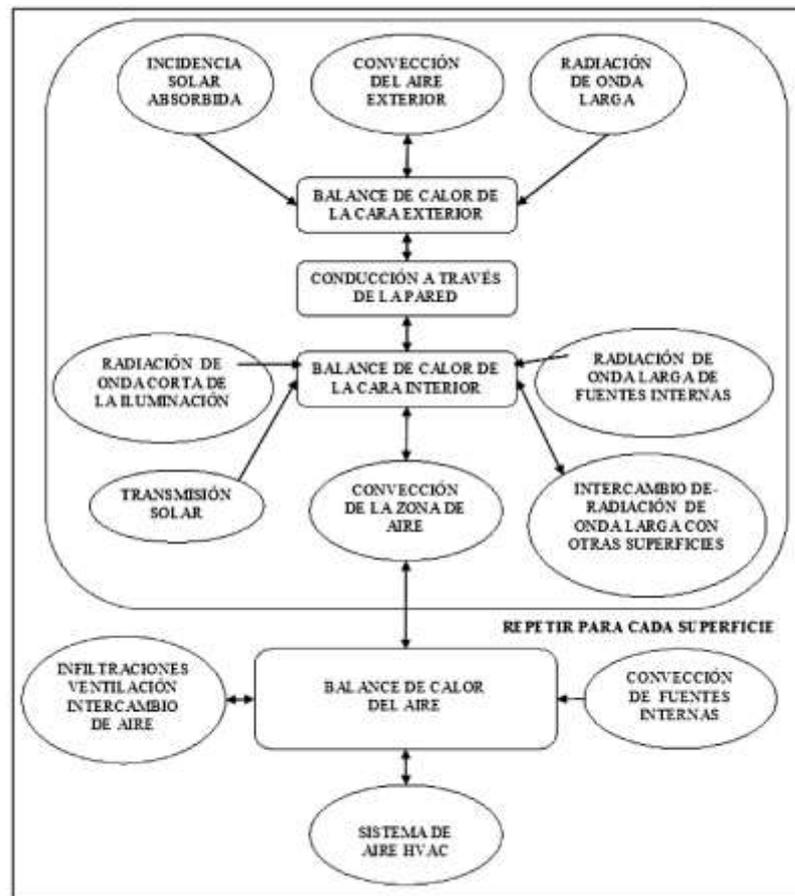
El primero de los dos métodos es el Método de Balance de Calor (HB = Heat Balance Method); el segundo es Series de Tiempo Radiante (RTS = Radiant Time Series).

a) Método de Balance de Calor

“La estimación de la carga de enfriamiento involucra el cálculo del balance de calor de la conductividad, convectividad y radiactividad, de superficie por superficie, para el espacio a acondicionar y un balance de calor de convectividad para el aire del espacio a acondicionar. Estos principios constituyen la base para todos los métodos descritos” (ASHRAE, 2017)

El método de balance de calor (HB) resuelve el problema directamente a pesar de introducir procesos de transformación base. Las ventajas son que este método no contiene parámetros arbitrarios. Algunos cálculos requeridos para aproximaciones rigurosas requieren el uso de computadoras.

Figura N° 2.8
MÉTODO HB



Fuente : ASHRAE Handbook Fundamentals.

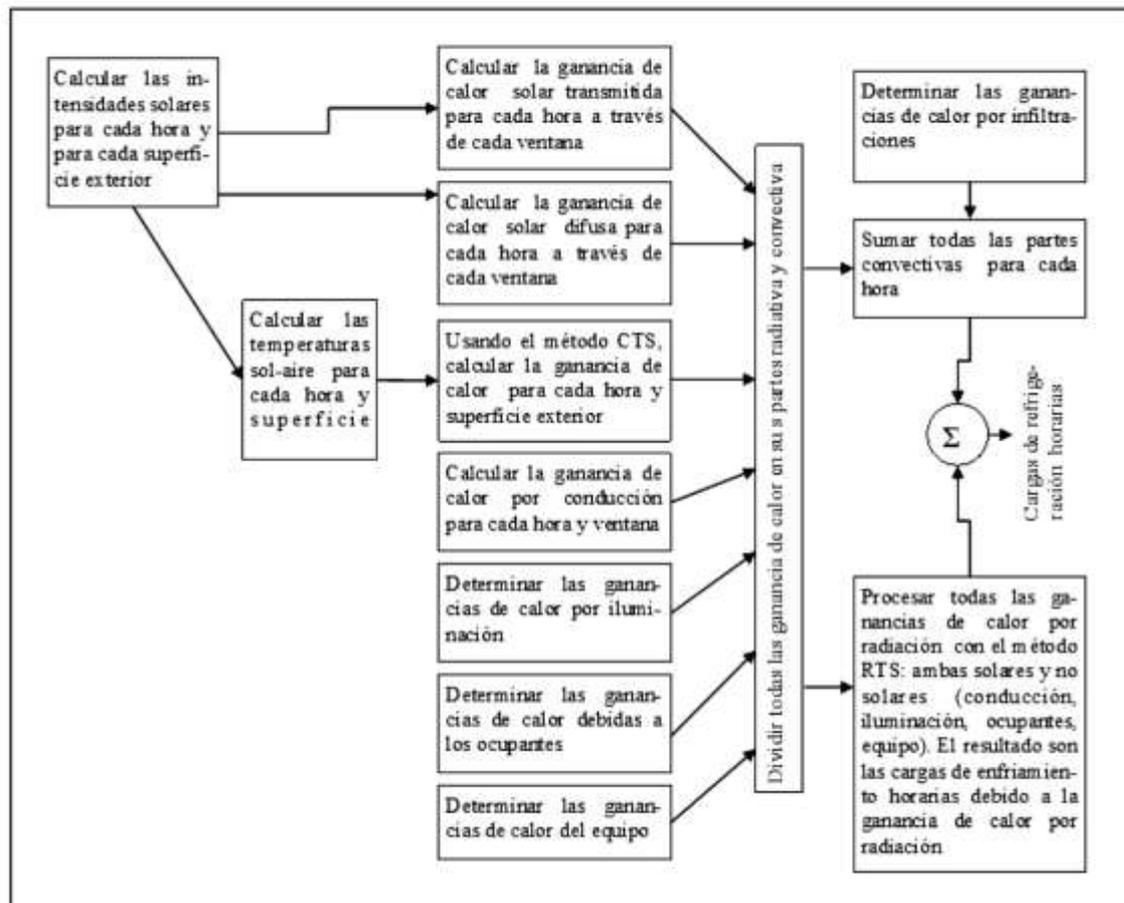
b) Método de series de tiempos radiantes (RTS)

“Este reemplaza efectivamente a todos los métodos anteriores como por ejemplo el TFM, CLTD/CLF y el TETD/TA. Fue desarrollado para ofrecer rigurosidad en los cálculos” (ASHRAE, 2017)

Adicionalmente es deseable para el usuario ser capaz de inspeccionar los coeficientes para las diferentes construcciones y tipos de zonas de una forma ilustrativa, y así, ver los efectos relativos en los resultados. Estas características hacen al

método RTS más fácil de aplicar durante los cálculos de la carga de enfriamiento.

Figura N° 2.9
MÉTODO RTS



Fuente : ASHRAE Handbook Fundamentals

2) Método de cálculo para la carga de calentamiento

Las técnicas establecidas para el cálculo de la carga de calentamiento son esencialmente las mismas que para calcular la carga de enfriamiento, con las siguientes excepciones:

- Las temperaturas externas de los espacios a acondicionar son generalmente más bajas que las temperaturas interiores.

- No existe ganancia de calor por radiación solar, ni ganancias de calor internas.
- El efecto de almacenamiento térmico de la estructura es ignorado.
- El efecto térmico de transición en la conducción en las paredes y el techo es más grande en las cargas de calentamiento que en las cargas de enfriamiento, y mucho más cuidado se debe tener para contabilizar los efectos de transición en los factores U usados en el cálculo de las cargas de calentamiento.

Las pérdidas de calor (ganancias de calor negativas) deben ser consideradas instantáneas, de transferencia de calor por conducción, y el calor latente debe ser tratado solamente como una función de la pérdida de humedad a reemplazar en el espacio al ambiente exterior. Esta aproximación simplificada es justificada debida a que esta evalúa las peores condiciones que se pueden presentar en un espacio a climatizar, las cuales pueden ocurrir durante una temporada calurosa.

Por lo tanto la carga aproximada en las peores condiciones del proyecto está basada en:

- Condiciones de diseño interior y exterior
- Infiltraciones y/o ventilaciones deben ser incluidas
- No existen efectos solares.
- Antes de la presencia periódica de las personas, luces, y aparatos eléctricos tienen un efecto compensatorio.

2.1.3. Simbología Técnica

Se presenta la simbología usada:

TABLA N° 2.3
SIMBOLOGÍA TÉCNICA

Símbolo	Descripción
A	Área
c_{pda}	Calor específico de aire seco
cfm	Pie cúbico por minuto
°C	Grado Celsius
d_v	Humedad absoluta
D_e	Diámetro equivalente
f	Factor de fricción
FCS	Factor de calor sensible
FCS_e	Factor de calor sensible efectivo
h	Entalpía
J	Joules
K	Grados Kelvin
k	Coeficiente de conductividad térmica
kg	Kilogramos
l	Litros
L	Longitud
Lat	Latitud
m/s	Metros por segundo
\dot{m}	Flujo másico
m^2	Metro cuadrado
m^3	Metro cúbico
m_{da}	Masa de aire seco
m_h	Masa de aire húmedo
p	Presión
p_w	Presión de vapor de agua
p_{ws}	Presión de vapor saturado
Q	Ganancia de calor
\dot{Q}_s	Calor sensible

Símbolo	Descripción
\dot{Q}_l	Calor latente
$q_{r,\theta}$	Calor para la hora actual
$q_{r,\theta-n}$	Calor hace n horas atras
Re	Número de Reynolds
s	Segundo
$SHGC_\theta$	Coeficiente de ganacia de calor directo
$SHGC_D$	Coeficiente de ganacia de calor difusa
t	Temperatura
t_{int}	Temperatura interior
t_{out}	Temperatura exterior
U	Coeficiente global de transferencia calor
UTA	Unidad de tratamiento del aire
μ	Viscosidad del aire
\dot{v}	Flujo volumetro o caudal
v	Volumén específico
w	Relacion de humedad
W	Watts
Δp	Pérdida de presión
Δt	Diferencia de temperatura
θ	Ángulo de incidencia
φ	Humedad relativa
ψ	Azimuth de superficie
ϕ	Azimuth solar

Fuente : Elaboración propia

2.1.4. Procesos Psicométricos

A continuacion vamos a determinar los parametros psicométricos relacionados a la instalacion del aire acondicionado en el coche turistico, empezaremos estudiando el diagrama psicométrico asi como la terminologia del aire.

Parámetros Fundamentales:

a) Aire Húmedo

Mezcla de dos componentes : aire seco y vapor de agua.

$$m_a = m_{da} + m_w \quad (2.1)$$

Donde:

m_{da} = masa de aire seco

m_w = masa de aire húmedo

b) Temperatura de bulbo seco (ts)

Es la temperatura del aire tal como lo indica un termómetro, cuando nos referimos a la temperatura de aire nos estamos refiriendo a la temperatura del bulbo seco del aire.

c) Temperatura de bulbo húmedo (th)

Es la temperatura que indica un termómetro cuyo bulbo está envuelto en una mecha empapada de agua, en el seno de aire en rápido movimiento. Constituye una medida indirecta del grado de humedad del aire, si no está saturado la temperatura de bulbo húmedo es menor que la temperatura de bulbo seco.

d) Humedad relativa (φ)

Relación entre presión de vapor de agua contenido en el aire (p_w) y la presión de vapor saturado a la misma temperatura (p_{ws}):

$$\varphi = \frac{p_w}{p_{ws}} \quad (2.2)$$

La presión de saturación es en función a la temperatura y puede ser definida como:

$$p_w = \exp\left(14,283 - \frac{5,291}{T}\right) \quad (2.3)$$

T expresado en K y p_w en bar

e) Relación de humedad (W)

Relación entre masa de vapor de agua contenida en el aire, m_w y masa de aire seco m_{da} .

$$W = \frac{m_w}{m_{da}} \quad (2.4)$$

W es igual a la multiplicación de razón de fracción de moles y masas moleculares de vapor de agua y aire ($18.0152/28.966 = 0.6219$)

$$W = 0.622 \frac{p_w}{p-p_w} \quad (2.5)$$

f) Humedad específica (γ)

Relación entre masa de vapor de agua y masa total de aire humedo.

$$\gamma = \frac{m_w}{m_{da}+m_w} \quad (2.6)$$

g) Humedad absoluta (d_v)

Es la relación entre la masa de vapor de agua y volumen total de aire.

$$d_v = \frac{m_w}{V} \quad (2.7)$$

h) Entalpía (h)

Es la variable que se utiliza para calcular la energía térmica de un flujo de aire, se determina en el diagrama psicométrico o por la fórmula:

$$h = c_{pda}T + Wh_g \quad (2.8)$$

Donde:

- T = Temperatura de bulbo seco en °C
 c_{pda} = Calor específico de aire seco (1.006 KJ/kg_aK)
 h_g = Entalpía específica de vapor saturado, a la temperatura de la mezcla, el cual es aproximadamente $2501+1.86T$.

Por lo expuesto, la ecuacion (2.2) se convierte en:

$$h = 1.006T + W(2501 + 1.86T) \quad (2.9)$$

2.2. Descripción de las actividades desarrolladas

A continuación se realizará la descripción de las actividades para la implementación del proyecto.

2.2.1. Etapas de las actividades

1) Etapa de estudio

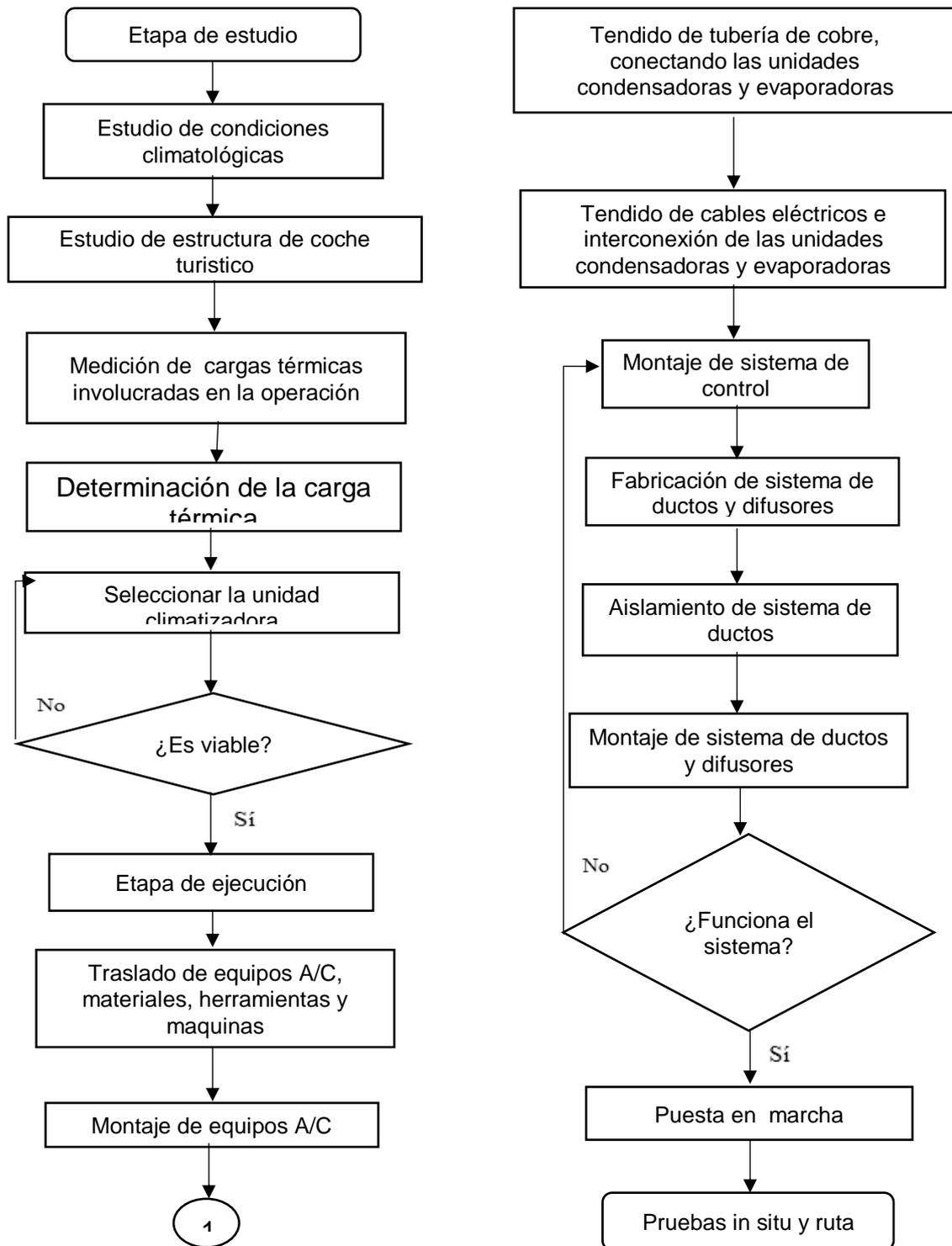
- Estudio de las condiciones climatológicas en el tramo Cusco-Aguas Calientes.
- Estudio de estructura de auto vagón para la viabilidad de los equipos a utilizar (se solicita al cliente el análisis estructural).
- Medición de las cargas térmicas involucradas en la operación.
- Recopilación de información con respecto a los materiales (propiedades) para realizar el cálculo correspondiente.
- Determinación de la carga térmica.
- Seleccionar la unidad climatizadora

2) Etapa de ejecución

- Traslado de equipos A/C, materiales, herramientas y maquinas.
- Montaje de equipos A/C
- Proceso de tendido de tubería de cobre, conectando las unidades condensadoras y evaporadoras, por medio de uniones soldadas o roscadas.
- Proceso de tendido de cables eléctricos para circuitos de fuerza y control, además de interconectar las unidades condensadoras y evaporadoras.
- Montaje de sistema de control.
- Fabricación de sistema de ductos y difusores
- Aislamiento de sistema de ductos.
- Montaje de sistema de ductos y difusores.
- Puesta en marcha.
- Pruebas en situ y en ruta.

2.2.2. Diagrama de flujo

Figura N° 2.10
DIAGRAMA DE FLUJO



Fuente : Elaboración Propia

2.2.3. Cronograma de actividades

A continuación se presenta el cronograma de actividades realizadas para la implementación del sistema de climatización.

Figura N° 2.11
CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES

ACTIVIDAD	PERIODO DE TIEMPO											
	Mes 1				Mes 2				Mes 3			
	Semana				Semana				Semana			
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
Etapa de estudio												
Estudio de las condiciones climatológicas	■											
Estudio de estructura de coche turístico.	■											
Recopilación de información con respecto a los materiales de interior y exterior de coche turístico.		■										
Estudio de cargas térmicas involucradas en operación		■										
Calculo de las cargas térmicas			■	■								
Calculo de la potencia de enfriamiento y calentamiento			■	■								
Selección de unidad climatizadora					■							
Etapa de ejecución												
Traslado de equipos A/C, materiales, herramientas y maquinas.						■						
Montaje de equipos A/C							■					
Proceso de tendido de tubería de cobre, conectando las unidades condensadoras, evaporadores y compresor.							■	■	■			
Proceso de tendido de cables eléctricos para circuitos de fuerza y control.							■	■	■			
Montaje de sistema de control											■	
Fabricación de sistema de ductos y difusores							■	■	■			
Aislamiento de sistema de ductos										■		
Montaje de sistema de ductos y difusores											■	
Puesta en marcha												■
Pruebas en situ y ruta												■

Fuente : Elaboración propia

CAPÍTULO III. APORTES REALIZADOS

3.1. Planificación, ejecución y control de etapas

3.3.1. Cálculos de las cargas de enfriamiento y calentamiento

Se calcula tanto la carga de enfriamiento como la carga de calentamiento para el coche, con el objetivo de seleccionar los equipos que funcionarán adecuadamente en el proceso de tratamiento del aire para mantener condiciones internas de confort para los pasajeros. Los cálculos realizados se los hizo tomando las consideraciones de la norma y el proceso que establece la misma para el cálculo de dichas cargas” (ASHRAE, 2017)

1) Características y propiedades de los componentes de la carrocería

Para poder calcular las cargas de enfriamiento y calentamiento, es necesario conocer los materiales de los que está hecha la carrocería del autovagon, así como también las propiedades de cada uno de éstos, para determinar de una manera efectiva la transferencia de calor a través de los mismos.

A continuación se muestra la siguiente tabla donde se pueden encontrar los materiales principales que componen la carrocería, cada uno con su respectivo coeficiente de conductividad térmica.

Tabla N° 3. 1
COEFICIENTE DE CONDUCTIVIDAD TÉRMICA

N°	Material	k(W/K.m)
1	Acero A 36	51.9
2	Alfombra	0.046
3	Vidrios templado o laminados	1.16
4	Acrílico	0.19

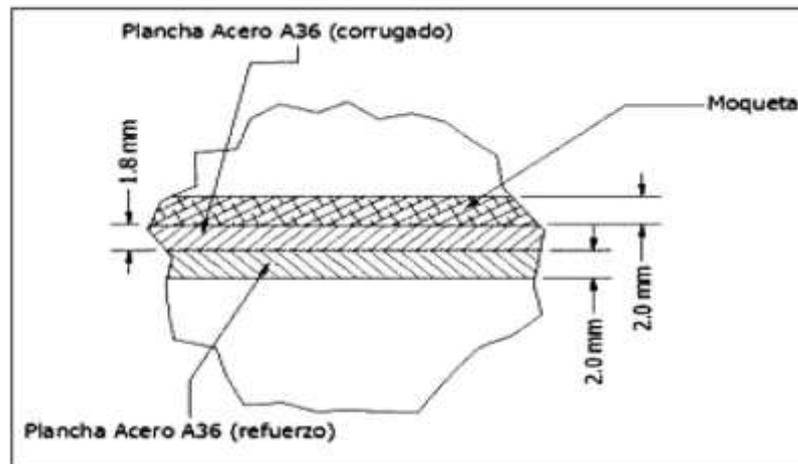
Fuente: Fundamentos de Transferencia de calor, Incropera

a) Piso

Área: 40.4m²

Estructura: Constituido de la sgte manera.

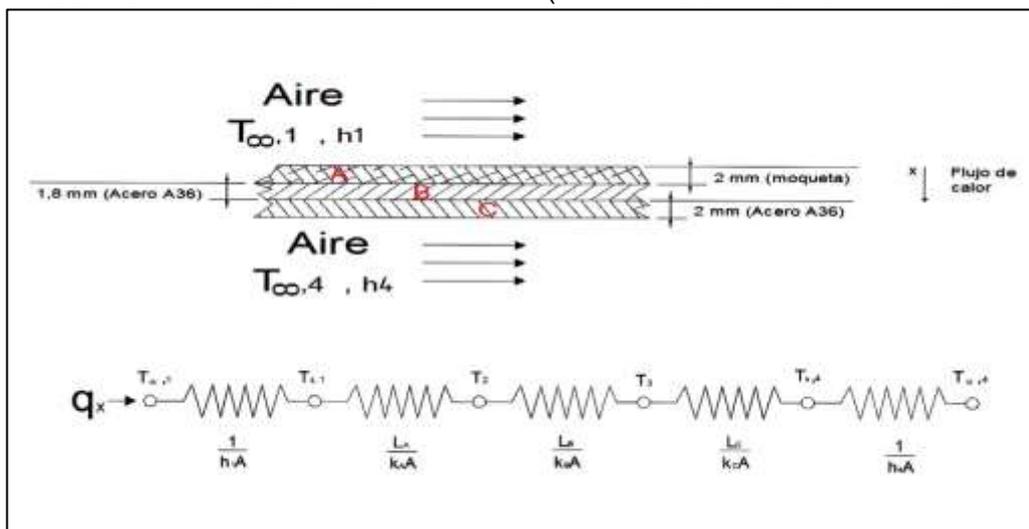
Figura N° 3.1
ESTRUCTURA DE PISO DE COCHE



Fuente: Fundamentos de Transferencia de calor, Incropera

El coeficiente global de transferencia de calor: A continuación se calcula el coeficiente global de transferencia de calor.

Figura N° 3.2
CIRCUITO TÉRMICO EQUIVALENTE (PARED COMPUESTA EN SERIE)



Fuente: Fundamentos de Transferencia de calor, Incropera

$$U = \frac{1}{R_{tot}A} = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{L_A}{K_A} + \frac{L_B}{K_B} + \frac{L_C}{K_C} + \frac{1}{h_4}} \quad (3.1)$$

$$U = \frac{1}{0.16 \frac{m^2K}{W} + \frac{0.002m}{0.046W/mK} + \frac{0.0018m}{51.9W/mK} + \frac{0.002m}{51.9W/mK} + 0.044 \frac{m^2K}{W}}$$

$$U_{piso} = 3,98 \frac{W}{m^2K}$$

b) Vidrios

Se considera el parabrisas delantero y posterior, así como también las ventanas, panorámico y puerta.

Área: 30.7 m²

Estructura: Vidrio templado de 6 mm de espesor.

Coefficiente global de transferencia de calor

$$U_{vidrio} = 5,73 \frac{W}{m^2K}$$

c) Techo y Paredes

Se realizara el cálculo del coeficiente de transferencia de calor similar al caso del piso.

$$A_{Techo} = 30,4m^2$$

$$U_{Techo} = 2,69 \frac{W}{m^2K}$$

$$A_{Pared} = 24m^2$$

$$U_{Pared} = 2,57 \frac{W}{m^2K}$$

d) Iluminación

En el salón existen lámparas L1 con una potencia de 7W y un voltaje de 24V, además poseen una cinta led en la parte lateral L2, con una potencia de 5W y un voltaje de 24V.

Tabla N° 3.2
CONSUMO DE LUMINARIAS

N°	Tipo	Voltaje (V)	Potencia (W)	Cantidad	Total (W)
1	L1	24	7	3	21
2	L2	24	5	24	120
TOTAL GENERAL (W)					141

Fuente: Elaboración Propia

e) Equipos

Existen electrodomésticos en el interior del autovagon, un microondas, una conservadora y equipo de audio. Se asume que 5 pasajeros llevan computadoras portátiles, cuyas características se expresan en la tabla siguiente.

Tabla N° 3.3
POTENCIA TOTAL DE EQUIPOS

Equipo	Marca	Potencia (W)
Microondas	Samsung	1400
Conservadora	LG	300
Equipo de Audio		100
Computadoras Portátiles		300
TOTAL (W)		2000

Fuente: Elaboración Propia

f) Infiltraciones

Para el caso del enfriamiento se considera que el autovagon se mantiene bajo una presión positiva durante las condiciones de

carga pico y se encuentra bien aislado del exterior, por lo tanto no existen infiltraciones.

Por el contrario, para la carga de calentamiento se asume una infiltración de un cambio de aire del volúmen interior del coche por hora.

2) Datos del clima

“Se toma como referencia la ciudad de Cusco, por tanto, los datos de dicha ciudad están especificados en la norma” (ASHRAE, 2017). Para los datos generales de la ciudad de Cusco (ver Anexo N°1).

3) Suposiciones generales previas a los cálculos

- El 26% de la carga de enfriamiento de las luces es absorbida directamente en la corriente de aire de retorno sin convertirse en carga para el espacio a acondicionar.
- Se asume que se presenta un viaje sin paradas, y su duración es de 7h00 a 20h00. En dicho transcurso del viaje las luces interiores están prendidas (condiciones extremas de funcionamiento).
- Se prohíbe a los pasajeros abrir las ventanas durante el trayecto, mientras el aire acondicionado esta encendido, para evitar las infiltraciones.
- Las condiciones interiores de diseño están establecidas en Tabla N° 2.1

4) Cálculo de la carga de enfriamiento

Se calcula las cargas internas usando el método RTS

a) Iluminación

Se calcula la carga de enfriamiento de la iluminación a las 15h00. Primeramente, se calcula la ganancia de calor de la iluminación en las 24 horas del día, luego se divide estas ganancias de calor en

partes de convección y radiación. Posteriormente se suma todos los componentes de convección y radiación para determinar la carga total de enfriamiento.

La ecuación para el cálculo de las ganancias de calor debida a la iluminación es:

$$Q_{lum} = 3.41WF_{lum}F_{sa} \quad (3.2)$$

Donde:

Q_{lum} = Ganancia de calor (Btu/h)

W = Potencia total de iluminación

F_{lum} = Factor de uso de iluminación

F_{sa} = Factor de Permisividad = 1

Se asume que las cargas de iluminación es constante e en el transcurso del día:

$$Q = 3.41(141W)(100\%) = 480.81$$

Sabemos que la fracción de radiación es 0.61, lo cual el 39% se debe al calor generado por la convección y 61% para la radiación (ver Anexo N° 2).

$$Q = 480.81(39\%) = 187.52Btu/h$$

La parte de radiación se calcula usando las ganancias de calor de iluminación para la hora escogida (15:00) y las pasadas 23 horas. Se toma los valores en tabla (ver Anexo N° 3) para las características de la carrocería.

$$Q_{r,\theta} = r_0 q_{r,\theta} + r_1 q_{r,\theta-1} + r_2 q_{r,\theta-2} + \dots + r_{23} q_{r,\theta-23} \quad (3.3)$$

Donde

$Q_{r,\theta}$ = carga de enfriamiento por radiación Q_r para una hora establecida (Btu/h)

$q_{r,\theta}$ = ganancia de calor por radiación para hora específica (Btu/h)

$q_{r,\theta-1}$ = ganancia de calor por radiación n horas

r_0, r_1 = factores de tiempo de radiación

$$Q_{r,15} = r_0(0,61)q_{15} + r_1(0,61)q_{14} + r_2(0,61)q_{13} + \dots + r_{23}(0,61)q_{r,16}$$

$$Q_{r,15} = 255,2 \text{ Btu/h}$$

Carga de enfriamiento total de iluminación:

$$Q_{ilum} = Q_{conveccion} + Q_{radiacion} = 187,5 + 255,2 = 442,7 \text{ Btu/h}$$

b) Ocupantes

Se obtienen los sgtes datos (ver Anexo N° 4):

Tabla N° 3.4
GANANCIA DEBIDA A OCUPANTES

GRADO DE ACTIVIDAD	Metabolismo de persona promedio (W)	Temperatura del espacio a acondicionar	
		24°C	
		Sensibles (W)	Latentes (W)
Sentados, en reposo	102	67	35
Sentados, trabajo ligero	116	70	46

Fuente: Manual de Aire Acondicionado, Carrier

En el trayecto se calculó 52 pasajeros sentados en reposo y 3 tripulantes, por lo tanto:

Ganancia Calor Sensible

$$Q_{ocupantes-sensible} = 52 * 67 + 3 * 70 = 3694W = 12611.8Btu/h$$

Ganancia Calor Latente

$$Q_{ocupantes-latente} = 52 * 35 + 3 * 46 = 1958W = 6684.87Btu/h$$

c) Equipos

Se procede al calculo (ver Anexo N° 5):

$$Q_{equipos} = 3.14 * (Potencia\ total\ de\ equipos\ (Watts)) \quad (3.4)$$

$$Q_{equipos} = 3.14 * (2000) = 6\ 280Btu/h$$

d) Carga de enfriamiento de paredes y techo

Se puede establecer el azimut del solmedido desde el sur según la sgte tabla.

Tabla N° 3.5
ORIENTACIÓN DE LAS SUPERFICIES Y AZIMUT DEL SOL EN EL SUR

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

Fuente: ASHRAE Handbook Fundamentals

Se muestra el resumen de cada pared del coche.

TABLA N° 3.6
EXPOSICIÓN SOLAR DE SUPERFICIES

NORTE	ORIENTACION	$\Psi=+135^\circ$	U(W/m²K)
	Área de pared posterior (m ²)	6,174	2,57
ESTE	ORIENTACION	$\Psi=-135^\circ$	U(W/m²K)
	Área de pared lateral (m ²)	16,285	2,57
	Área de ventanas (m ²)	9,177	5,73
SUR	ORIENTACION	$\Psi=-45^\circ$	U(W/m²K)
	Área de pared posterior (m ²)	6,174	2,57
OESTE	ORIENTACION	$\Psi=+45^\circ$	U(W/m²K)
	Área de pared lateral (m ²)	16,285	2,57
	Área de ventanas (m ²)	9,177	5,73
CUAL- QUIEREXPO- SICION	ORIENTACION		U(W/m²K)
	Área De techo (m ²)	40,39	2,57
	Área de panorámicos (m ²)	10	5,73

Fuente : ASHRAE Handbook Fundamentals

Para calcular la carga de enfriamiento se debe seguir el siguiente procedimiento:

- i. Cálculo de la temperatura sol-aire en las superficies exteriores.
- ii. Cálculo de la ganancia de calor por conducción usando el método CTS.
- iii. Cálculo de la carga de enfriamiento de la pared usando el método RTS.

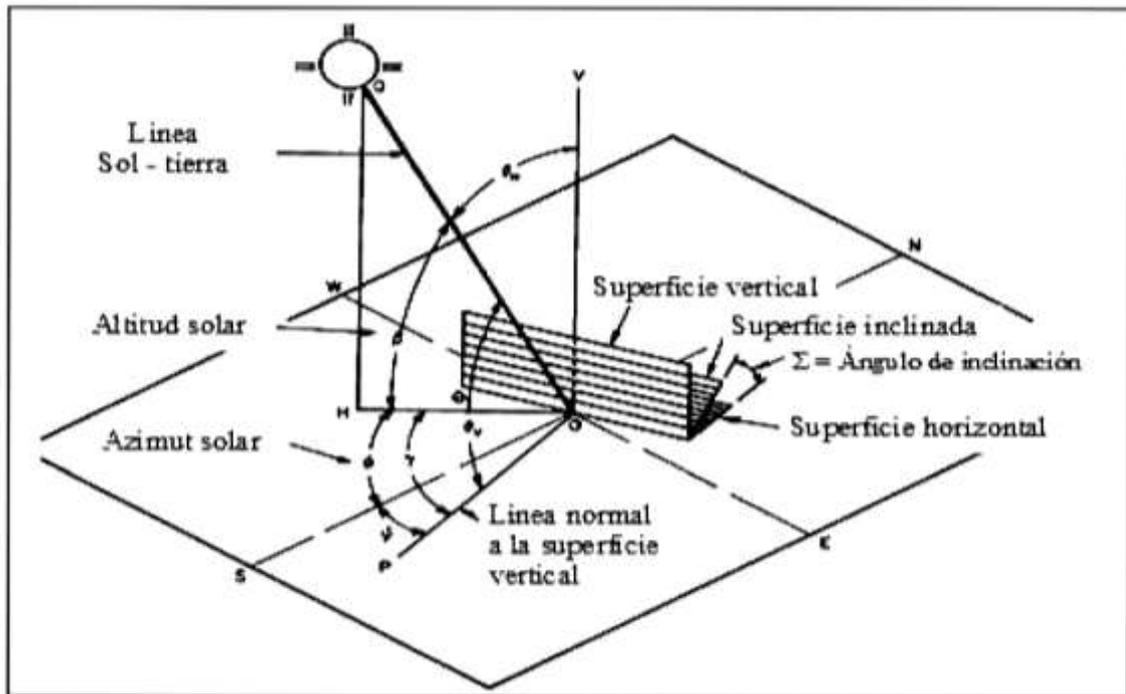
i) Cálculo de temperatura sol-aire

▪ DATOS GENERALES

Angulos solares:

Figura N° 3.3

ÁNGULOS SOLARES PARA SUPERFICIES HORIZONTALES Y VERTICALES



Fuente: ASHRAE Handbook Fundamentals

- ψ = Orientación Suroeste = 45°
 Σ = Superficie inclinada desde la horizontal (donde la horizontal es 0°)
LST = Hora local estándar = 15 (3:00 pm)

De la tabla mostrada (ver Anexo N° 6), los datos de la posición solar y las constantes para el 21 de diciembre son:

- ET = Ecuación de tiempo = 2,2 minutos
 δ = Declinación = $-23,4^\circ$

E_0 = Flujo radiante espacial = 1411 W/m
 LSM = Meridiano local estándar = -75°
 LON = Longitud = $71.93^\circ W$
 LAT = Latitud = $2,15^\circ S = -2,15^\circ$ (negativos en el sur para la ecuación 3.7)
 T_b = Profundidad óptica del haz de luz = 0,566
 T_d = Profundidad óptica de difusión = 1,779

- Cálculo de la hora solar aparente (AST)

$$AST = LST + ET/60 + (LON - LSM)/15 \quad (3.5)$$

$$AST = 15 + 2,2/60 + (-71.93 - (-75))/15$$

$$AST = 15.236 \text{ h}$$

- Ángulo horario (H)

$$H = 15 (AST - 12) \quad (3.6)$$

$$H = 15 (15.236 - 12)$$

$$H = 48.54^\circ$$

- Altitud solar (β)

$$\text{sen}\beta = \text{cos}L \text{cos}\delta \text{cos}H + \text{sen}L \text{sen}\delta \quad (3.7)$$

$$\beta = 29,85^\circ$$

- Azimut del sol (φ)

$$\text{Cos}\varphi = \frac{(\text{sen}\beta \text{sen}L - \text{sen}\delta)}{\text{cos}\beta \text{cos}L} \quad (3.8)$$

$$\text{Cos}\varphi = 0,3328$$

$$\varphi = 70,56^\circ$$

- Azimut superficie solar (γ)

$$\gamma = \varphi - \psi \quad (3.9)$$

$$\gamma = 70.56 - 45$$

$$\gamma = 25.56^\circ$$

- Ángulo de incidencia (θ)

$$\cos\theta = \cos\beta\cos\gamma\sin\Sigma + \sin\beta\cos\Sigma \quad (3.10)$$

$$\cos\theta = 0.7824$$

$$\theta = 38.51^\circ$$

- Irradiación de rayos solares dirección normal (E_b):

$$E_b = E_0 \exp(-t_b m^{ab}) \quad (3.11)$$

$$m = \frac{1}{\sin\beta + 0.50572(6.07995 + \beta)^{-1.6364}} \quad (3.12)$$

Reemplazando valores:

$$m = 2$$

$$ab = 1,219 - 0.043t_b - 0,15t_d - 0,204t_b t_d \quad (3.13)$$

$$ab = 0,72062$$

Entonces:

$$E_b = 555,21W/m^2$$

- Irradiación superficial de rayos solares ($E_{t,b}$):

$$E_{t,b} = E_b \cos\theta \quad (3.14)$$

$$E_{t,b} = 431,321W/m^2$$

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

$$Y = 0.55 + 0,437\cos\theta + 0,313(\cos\theta)^2 \quad (3.15)$$

$$Y = 1,083$$

- Irradiación difusa E_d – superficies horizontales

$$E_d = E_0 \exp(-t_d m^{ad}) \quad (3.16)$$

$$ad = 0,202 + 0.852t_b - 0,007t_d - 0,357t_b t_d \quad (3.17)$$

$$ad = 0,31231$$

Entonces:

$$E_d = 154,95W/m^2$$

- Irradiación difusa $E_{t,d}$ – superficies verticales

$$E_{t,d} = E_d Y \quad (3.18)$$

$$E_{t,d} = 167,81W/m^2$$

- Irradiación reflejada por la carretera $E_{t,r}$

$$E_{t,r} = (E_b \text{sen} \beta + E_d) p_g (1 - \text{cos} \Sigma) / 2 \quad (3.19)$$

$$E_{t,r} = 43,13W/m^2$$

- Irradiación superficial total E_t

$$E_t = E_{t,b} + E_{t,d} + E_{t,r} \quad (3.20)$$

$$E_t = 643W/m^2$$

- Temperatura sol-aire

$$T_e = t_0 + \frac{\alpha E_t}{h_0} - \epsilon \Delta R / h_0 \quad (3.21)$$

Donde:

α	= absortancia de la superficie para la radiación
$\epsilon \Delta R$	= radiación solar incidente total sobre la superficie
h_0	= coeficiente de transferencia de calor de onda-convección y radiación
t_0	= temperatura del aire exterior, °C
t_s	= temperatura superficial, °C
ϵ	= emitancia hemisférica de la superficie.
ΔR	= 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, W/m ² .

$\alpha/h_0 = 0,026$ para superficies con colores claros y $\epsilon\Delta R/h_0 = 0$ debido a que se trata de una superficie inclinada. Para una superficie horizontal el valor de $\epsilon\Delta R/h_0 = 4$

Para encontrar la temperatura del aire exterior t_0 para cada hora del día se utiliza la fórmula siguiente:

$$t_0 = DB - (MCDBR) * (f) \quad (3.22)$$

Donde:

DB = 23.1°C : Temperatura de diseño de bulbo seco para el mes de diciembre (Anexo N° 1)

$MCDBR$ = 13.5 : Rango de temperatura principal coincidente de bulbo seco (Anexo N° 1)

f = Rango de fracción diaria de temperatura (ver Tabla N° 3.7)

Tabla N° 3.7
RANGO DE FRACCIÓN

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: ASHRAE Handbook Fundamentals

$$t_0 = DB - (MCDBR) * (f)$$

$$t_0 = 28,3^\circ C$$

Finalmente, para hallar la temperatura sol-aire a las 15H00 se tiene:

$$T_e = t_0 + \frac{\alpha E_t}{h_0} - \epsilon \Delta R / h_0$$

$$T_e = 40,2^\circ C$$

ii) Cálculo de la ganancia de calor por conducción usando el Método CTS (Conduction Time Series)

En el método RTS, la conducción a través de las paredes exteriores y techo se calcula usando el método CTS. La conducción del calor que entra a través de las paredes y el techo desde el exterior se define por la ecuación de conducción:

$$q_{i,\theta-n} = UA(t_{e,\theta-n} - t_{rc}) \quad (3.23)$$

Donde:

U = 2,57 W/m²K = Coeficiente global de transferencia de calor (Pared 1)

A = 16,2 m² = Área de la Pared 1

t_{rc} = temperatura del aire interior

$t_{e,\theta-n}$ = temperatura sol-aire n horas atrás

Entonces:

$$q_{i,\theta-n} = 2,57 * 16,2(40,2 - 24)$$

$$q_{i,\theta-15} = 674,4W$$

Tabla N° 3.8
FRACCIÓN DE RANGO DE TEMPERATURA DIARIA

Hora local es- tándar LST, h	Temperatura sol-aire Te, °C	Ganancia de calor qi,h W/m²K
1	22,66	-8,2
2	29,74	-30,3
3	29,46	-36,9
4	21,1	-43,5
5	29	-58,9
6	21,47	-46,6
7	25,5	165,6
8	28,90	395,8
9	39,92	511,48
10	33,35	545,6
11	32,48	524,8
12	30,88	462,5
13	33,21	518,4
14	36,75	603,7
15	40,28	674,4 w
16	36,6	598,7
17	33,7	492,01
18	31,7	194,7
19	27,61	96,5
20	26,6	72,32
21	25,5	52,4
22	24,9	23,6
23	24,2	17,2
24	23,6	-8,2

Fuente: ASHRAE Handbook Fundamentals

Se calcula la ganancia de calor de calor de la pared usando el método CTS. De la tabla (ver Anexo N° 7), se escoge la pared número 35 cuyo U es similar (pared real $U = 2,57 \text{ W/m}^2\text{K}$; pared N°. 35 $U = 3.12 \text{ W/m}^2\text{K}$).

$$q_{\theta} = C_0 q_{i,\theta} + C_2 q_{i,\theta-2} + C_3 q_{i,\theta-3} + \dots + C_{23} \quad (3.24)$$

Donde:

- q_{θ} = 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, \dots = CTF (factores de conducción de cada hora)

Entonces para las tres de la tarde:

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

Reemplazando datos:

$$q_{15} = 265,7 \text{ W}$$

Se realiza para las 23 horas restantes obteniendo los valores de ganancia de calor expresados en la Tabla N° 3.9. Los valores representativos no solares según el método RTS (r_n) se seleccionan de la tabla expuesta (ver Anexo N° 3), de donde se asume que la energía radiante es distribuida uniformemente en todas las superficies interiores.

Se asume que el coche representa como una estructura liviana, en donde el 50% de las superficies son de vidrio y está alfombrado.

Tabla N° 3.9
GANANCIA DE CALOR DE LAS 24 HORAS DEL DÍA Y VALORES
REPRESENTATIVOS NO-SOLARES SEGÚN EL MÉTODO RTS

<i>Ganancia de calor, W</i>	<i>Valor Representativo RTS no solar r</i>	
q1	269,2	0,00
q2	242,3	0,01
q3	287,1	0,01
q4	191,3	0,01
q5	165,6	0,01
q6	123,8	0,01
q7	105,7	0,01
q8	97,2	0,01
q9	104,1	0,02
q10	122,6	0,03
q11	142,2	0,04
q12	175,4	0,06
q13	202,5	0,10
q14	234,1	0,18
q15	265,7	0,50
q16	288,6	0,00
q17	301,2	0,00
q18	329,1	0,00
q19	361,2	0,00
q20	374,4	0,00
q21	364,2	0,00
q22	352,3	0,00
q23	330,9	0,00
q24	305,5	0,00

Fuente : ASHRAE Handbook Fundamentals

iii) Cálculo de la carga de enfriamiento de la pared usando el Método RTS

Finalmente, la carga de enfriamiento para la pared se calcula sumando la parte de calor por convección y la parte de calor por radiación. Por convección se calcula de acuerdo a la siguiente tabla:

Tabla N° 3.10
FRACCIONES DE CONVECCIÓN/RADIACIÓN RECOMENDADAS PARA LAS GANANCIAS INTERNAS DE CALOR

Heat Gain Type	Recommended Radiative Fraction	Recommended Convective Fraction	Comments
Occupants, typical office conditions	0.6	0.4	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. Varies; see Table 3.
Office, with fan	0.10	0.9	
Without fan	0.3	0.7	
Lighting			
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	1.0	0.0	Varies; see Tables 13A to 13G in Chapter 15.
With interior shading			
Infiltration	0.0	1.0	

Fuente: ASHRAE Handbook Fundamentals

A través de paredes y techos la fracción por convección es de 0.54:

$$Q_c = (265.7 \text{ W})(0,54)(3,41 \text{ Btu/hW}) = 489,25 \text{ Btu/h}$$

La parte de radiación de la carga de enfriamiento se calcula usando las ganancias de calor por conducción para la hora actual y las pasadas 23 horas. De la Tabla N° 3.7 se sabe que la fracción de radiación para las paredes es de 46%. Se calcula usando la siguiente expresión matemática:

$$Q_{r,15} = r_0(0,46)q_{15} + r_1(0,46)q_{14} + r_2(0,46)q_{13} + \dots + r_{23}(0,46)q_{16} \quad (3.25)$$

Reemplazando datos:

$$Q_{r,15} = 105,8 \text{ W} = 361,21 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{pared 1} = Q_c + Q_{r,15} = 489,25 + 361,21 = 850,46 \text{ Btu/h}$$

El mismo procedimiento se repite para las restantes 3 paredes establecidas y además el techo. A continuación se presenta una tabla de resumen de las superficies expuestas:

Tabla N° 3.11

RESUMEN DE LAS SUPERFICIES EXPUESTA

* Para el caso del techo la fracción por convección es 40%

** Para el caso del techo la fracción por radiación es 60%

Superficie	Ganancia de calor q en W a LTS=15	q_{15} (W)	Carga de enfriamiento (porción convección) Q_c (54%), Btu/h	Carga de enfriamiento (porción radiación) $Q_{r,15}$ (46%), Btu/h	Carga de enfriamiento Total, Q en Btu/h
red 1	639,5	265,7	489,25	361,21	850,46
Pared 2	98,23	36,45	69,6	45,18	106,77
Pared 3	639,5	265,7	482,25	361,21	850,46
Pared 4	98,23	33,45	69,6	45,18	106,77
Techo	1638,8	483,7	786,6*	1152,9**	1921,5

Fuente : ASHRAE Handbook Fundamentals

e) Carga de enfriamiento de las ventanas y panorámicos usando el Método RTS

Se realiza un ejemplo de cálculo tomando en cuenta las ventanas ubicadas en la superficie que está a una orientación de $\Psi = +45^\circ$ (45° al suroeste) a las 15:00 en diciembre. Los componentes de ganancia de calor de las ventanas se calculan usando las ecuaciones siguientes:

$$q_b = AE_{t,b}SHGC(\theta)IAC(\theta, \Omega) \quad (3.26)$$

$$q_c = UA(T_{out} - T_{int}) \quad (3.27)$$

$$q_d = A(E_{t,b} + E_{t,r}) <SHGC>_D IAC_D \quad (3.28)$$

Donde:

A	=	Área de ventana (m ²)
E _{t,b}	=	Emisión de irradiación difusa
E _{t,r}	=	Irradiación difusa reflejada por el suelo (carretera)
SHGC(θ)	=	Coefficiente de ganancia de calor por emisión solar como función de ángulo de incidencia θ, debe ser interpolado (ver Anexo N°8)
<SHGC> _D	=	Coefficiente de ganancia de calor difusa
T _{out}	=	Temperatura exterior, °C
T _{int}	=	Temperatura interior, °C
U	=	Coefficiente global de transferencia de calor W/m ² K
IAC (θ,Ω)	=	Coefficiente de atenuación solar (es 1 si no existen dispositivos que generen sombra en el interior).

Para la pared del bus que está con una orientación de $\psi = +45^\circ$, tenemos:

$$E_{t,b} = 431,32 \text{ W/m}^2$$

$$E_{t,d} = 167,01 \text{ W/m}^2$$

$$E_{t,r} = 43,13 \text{ W/m}^2$$

$$\theta = 33,51^\circ$$

Del Anexo 8 para un vidrio pintado color plomo y espesor 6 mm, se tiene:

$$SHGC(\theta) = SHGC(40^\circ) = 0,562 \text{ (Interpolado)}$$

$$\langle SHGC \rangle_D = 0,52$$

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

$$IAC_D = 1$$

Por ende:

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

$$q_{b15} = (9,177)(431,32)(0,526)(1) = 2224,52 \text{ W}$$

$$q_d = A(E_{t,d} + E_{t,r}) \langle SHGC \rangle IAC_D$$

Este proceso se repite para determinar estos tres valores para las 24 horas del día. La carga de enfriamiento total de las ventanas y panorámicos se calcula sumando las porciones de convección y radiación. Para el caso del coche, las ventanas y panorámicos no tienen sombras internas ni externas, y la ganancia de calor de emisión solar debe ser dividida en ganancia de calor difusa y ganancia de calor por conducción. La ganancia de calor por emisión solar directa, sin sombras en el interior del bus, debe ser 100% radiante, y los factores RTS solares, deben ser considerados para convertir la ganancia de calor por emisión en cargas de enfriamiento.

De la tabla establecida (ver Anexo N°3), se selecciona los factores RTS solares para una estructura liviana alfombrada (moqueta), en donde las ventanas y panorámicos representan el 50% del total de la estructura del bus. Estos valores se utilizan para resolver la siguiente ecuación:

$$Q_{b,\theta} = r_0 q_\theta + r_1 q_{\theta-1} + r_2 q_{\theta-2} + \dots + r_{23} q_{\theta-23} \quad (3.29)$$

$$Q_{b,15} = r_0 q_{b,15} + r_1 q_{b,14} + r_2 q_{b,13} + \dots + r_{23} q_{b,14}$$

$$Q_{b,15} = 1028,79W$$

Para las ganancias de calor difusas y por conducción, la fracción por radiación de acuerdo a la Tabla N° 3.10 es 46%. La porción de radiación debe ser procesada usando los coeficientes RTS no-solares.

$$q_{difusion+conducción} = q_d + q_c \quad (3.30)$$

$$q_{difusion+conducción} = 1006,61 W + 431,2 W = 1437,81 W$$

Donde la parte por convección es: $Q_{c,15} = (0,54)*(1437,81) = 776,41 W$; y la porción por radiación es $q_{r,15} = (0,46)*(1437,81) = 661,4 W$. Para que la parte por radiación se convierta en carga de enfriamiento:

Tabla N° 3.12
 CALOR POR RADIACIÓN PARA LA PARED DE ORIENTACIÓN $\Psi = 45$

$q_d + q_c$ (W)	46% (parte por radiación), W	54% (parte por convección), W	r_0 (para LST =15)	$q_r * r,$ (W)
-9,43	-4,34	-5,09	0,00	0,00
-34,66	-15,94	-18,71	0,01	-0,16
-42,22	-19,42	-22,80	0,01	-0,19
-49,79	-22,90	-26,89	0,01	-0,23
-54,84	-25,22	-29,61	0,01	-0,25
-25,62	-11,79	-13,84	0,01	-0,12
209,31	96,28	113,03	0,01	0,96
482,76	222,07	260,69	0,01	2,22
667,73	307,15	360,57	0,02	6,14
773,14	355,64	417,49	0,03	10,67
816,52	375,60	440,92	0,04	15,02
806,64	371,05	435,58	0,06	22,26
845,66	389,00	456,66	0,10	38,90
878,05	403,90	474,15	0,18	72,70
1437,81	661,4	776,41	0,50	195,62
743,55	342,03	401,51	0,00	0,00
581,02	267,27	313,75	0,00	0,00
250,82	115,38	135,44	0,00	0,00
99,03	45,56	53,48	0,00	0,00
71,29	32,79	38,49	0,00	0,00
48,58	22,35	26,24	0,00	0,00
25,88	11,91	13,98	0,00	0,00
8,23	3,78	4,44	0,00	0,00
-9,43	-4,34	-5,09	0,00	0,00
			Q_{r,15}	718,9 W

Fuente : ASHRAE Handbook Fundamentals

Entonces, a las LST = 15 (15h00) para las ventanas ubicadas en la pared $\Psi = 45^\circ$, la carga de enfriamiento es:

$$Q_{\text{ventana},15} = Q_{v,15} = Q_{b,15} + Q_{c,15} + Q_{r,15} \quad (3.31)$$

$$Q_{v,15} = 2040 + 776,41 + 718,9 = 3535,3 \text{ W} = 120,70 \text{ Btu/h}$$

El mismo procedimiento se repite para cada pared del coche, específicamente las ventanas y parabrisas, obteniendo la siguiente tabla de resumen:

Tabla N° 3.13

RESUMEN CARGA DE ENFRIAMIENTO DE LOS VIDRIOS

VENTANAS	Carga de enfriamiento Total, Q en Btu/h
Pared 1	12 070 Btu/h
Panorámico	20 406,39 Btu/h
Pared 3	12 070 Btu/h

Fuente : Elaboración propia

a) Cálculos de la carga de calentamiento

Debido a que la ganancia de calor solar no es considerada en el cálculo de las cargas de calentamiento, la orientación de los elementos involucrados debe ser ignorada y las áreas de cada tipo de vidrio así como cada tipo de pared deben ser sumadas para dar un área total para cada tipo de elemento. Además se debe considerar el mismo coeficiente global de transferencia de calor U para cada elemento.

Tabla N° 3.14

ÁREAS TOTALES PARA CADA ELEMENTO DEL COCHE

Elemento	Área total, m²	U, W/m²K
Paredes laterales	44,91	2,57
Techo	40,39	2,69
Vidrios templados	28,35	5,73

Fuente : Elaboración propia

Para la carga de calentamiento se va a considerar que el coche se encuentra en la ciudad de Cusco (ver Anexo N° 1), debido a que la temperatura es menor que en Aguas Calientes, en el mes más frío es -8.9°C y la temperatura de diseño interior es 22°C. Las cargas de calentamiento se determinan mediante las siguientes ecuaciones:

$$Q_{\text{calentamiento total}} = Q_{c,t}$$

$$Q_{c,t} = Q_{c,ventanas} + Q_{c,paredes} + Q_{c,techo} + Q_{c,infiltraciones} \quad (3.32)$$

$$Q_{c,x} = U * A * (t_{int} - t_{HDB}) \quad (3.33)$$

Donde:

U = coeficiente global de transferencia de calor para cada elemento, W/m²K

A = área total de cada elemento, m²

t_{int} = temperatura interior de diseño en invierno, °C

t_{HDB} = temperatura de diseño de bulbo seco al 99,6%, °C

El volumen del espacio a acondicionar del bus es:

$$V_{bus} = (Ancho) \times (Altura) \times (Largo) \quad (3.34)$$

$$V_{bus} = (2.8) \times (2.3) \times (18m) = 195m^3 \langle \rangle 4061.19ft^3$$

Entonces, asumiendo un cambio de aire total por hora, la corriente de aire de infiltración (CAI) es :

$$CAI = \frac{\text{Numero de cambios por hora} \times (V_{bus})}{60 \text{ minutos}} \quad (3.35)$$

$$CAI = \frac{(1) * (4061,19)}{60 \text{ minutos}} = 67,08 \text{ cfm}$$

A continuación se puede determinar la carga de calentamiento por infiltraciones aplicando la ecuación:

Donde:

- CAI = corriente de aire de infiltración, cfm
 C_s = factor de calentamiento sensible del aire, Btu/h.cfm.°F
 t_{int} = temperatura interior de diseño en invierno, °F
 t_{HDB} = temperatura de diseño de bulbo seco al 99,6%, °F
 (para determinada ciudad)

Para elevaciones diferentes a las del nivel del mar, C_s se calcula de la siguiente manera :

$$C_s = C_{x,0} \frac{P}{P_0} \quad (3.36)$$

Donde:

- $C_{x,0}$ = es el valor de C al nivel del mar, es decir 1,1
 P/P_0 = $(1 - \text{elevación de la ciudad} * (6,8754 \cdot 10^{-6}))^{5,2559}$,
 elevación en pies.

En Cusco, (ver Anexo N° 1), la elevación es de 3249 metros, es decir 10659,45 ft, por tanto:

$$C_s = 1.1(1 - 10659,45 * (6,8754 \cdot 10^{-6}))^{5,2559} = 0,7373 \frac{Btu}{h \cdot cfm \cdot ^\circ F}$$

Por las ecuaciones (3.38) y (3.39)

$$Q_{c.infiltraciones} = 0,7373 * 67,08 * (71,6 - 16)$$

$$Q_{c.infiltraciones} = 2749,86 \text{ Btu/h}$$

Si se resume en la tabla siguiente la carga de calentamiento es:

Tabla N° 3.15
RESUMEN DE CARGAS DE CALENTAMIENTO

<i>Elemento</i>	<i>Q_c, Btu/h</i>
Paredes laterales	12 215,67
Techo	11 500
Vidrios templados	17 192.89
Infiltración	2 749.86
<i>Carga de calentamiento total</i>	<i>43 658.42</i>

Fuente : Elaboración propia

- b) Resumen de cálculo de las cargas de calentamiento y enfriamiento

Tabla N° 3.16
RESUMEN GENERAL DE LAS CARGAS

			Enfriamiento sensible del cuarto, Btu/h	Enfriamiento- Latente del cuarto, Btu/h	Calentamiento sensible del cuarto Btu/h
Cargas Internas:					
Área del espacio a climatizar, m2:	41,4				
Ocupantes:	No. 55	Btu/per- sona 230,45 Btu/h.m2	12 611,8	6 684,87	0
Iluminación:	480,81 Btu/h		442,7	0	0
Equipos:	6 280 Btu/h		856,66	0	0
Cargas Involucradas:					
Techo:	Área del techo m2	Btu/h.m2			
Área, m2	40,39	47,57	1921,5	0,00	11500
Paredes:	Área paredes m2				
Pared 1:	16,285	52,22	850,46	0,00	
Pared 2:	6,174	17,3	106,77	0,00	
Pared 3:	16,285	52,22	850,46	0,00	
Pared 4:	6,174	17,3	106,77	0,00	
					12215.67
Vidrios:	Área del vidrio m2	Btu/h.m2			
Ventanas a 45°:	9,177	1315,2	12 070	0,00	
Ventanas a -135°:	9,177	1315,2	12 070	0,00	
Panorámicos:	10	1496	14 966.4	0,00	
					17192.89
Cargas por Infiltraciones de aire:					
	Flujo de aire, cfm	Btu/h.cfm			
enfriamiento sensible:	0	0	0	0	0
enfriamiento latente:	0	0	0	0	0
calentamiento:	67,68	21,33	0	0	2749.86
CARGAS TOTALES			54 932,9	6684,87	43658.42

Fuente : Elaboración propia

3.3.2. Cálculo de las potencias de enfriamiento y calentamiento

1) Proceso de acondicionamiento en verano

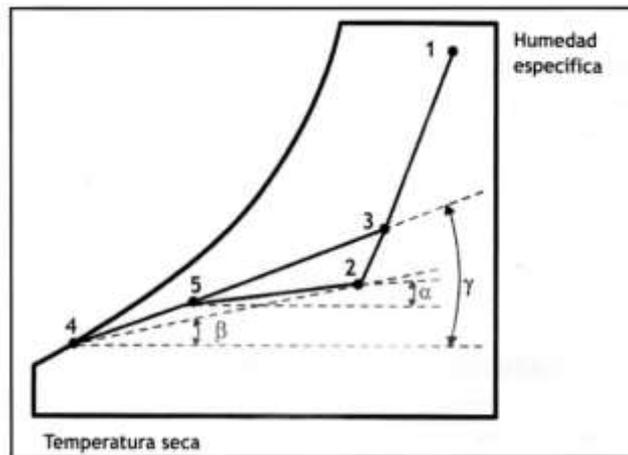
“Se trata de extraer calor del local a acondicionar. Una forma de hacerlo es introducir aire frío llevado por un fluido el cual puede ser: aire frío, agua fría, simultáneamente aire y agua, u otro fluido frío distinto” (Carrier, 2009)

En la Figura N° 3.4 se representa el proceso de acondicionamiento de aire en verano.

El estado de aire (3), que es el resultado de mezclar (1) y (2), se encuentra en la recta $\overline{12}$. El punto (4) se encuentra en la curva de saturación y le corresponde la temperatura más baja. El punto (4) representa las condiciones ideales a las cuales el aire tratado saldría de la UTA (Unidad de Tratamiento de Aire). Debido a que el proceso no es ideal entonces el aire no sale en el estado (4) sino en el (5) que representa condiciones reales. En teoría, el aire entra a la Unidad en el estado (3) y sale en el estado (4).

Esta evolución se representa en la recta $\overline{34}$, más conocida como la recta de maniobra de la UTA. El aire que sale de la UTA entra en el espacio a acondicionar y puede decirse que evoluciona de (5) a (2). A la recta $\overline{52}$ se conoce como recta térmica del ambiente. La recta $\overline{24}$ es la llamada recta térmica efectiva del local.

Figura N° 3.4
 REPRESENTACIÓN DE PROCESO DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
 EN VERANO



Fuente: Manual de Aire Acondicionado, Carrier

a) Cargas sensible y latentes efectivas

La carga sensible \dot{Q}_S , se invierte en elevar la temperatura de t_5 a t_2 por lo tanto:

$$\dot{Q}_S = \dot{m}_{da} c_{pm} (t_2 - t_5) \quad (3.37)$$

Donde:

c_{pm} = calor específico a presión constante del aire húmedo referido al kg de aire seco, cuyo valor es aproximadamente 1025 J/kgK

\dot{m}_{da} = la fracción de aire seco del caudal másico del aire de suministro.

La carga sensible del aire de ventilación que no ha sido tratado por la UTA es $\dot{m}_{va} c_{pm} f (t_1 - t_2)$. Si a la carga sensible le sumamos este término obtenemos un valor superior que se llama carga sensible efectiva:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{se} &= m_{da}c_{pm}(t_2 - t_5) + m_{va}c_{pm}(t_1 - t_2) \\ \dot{Q}_{se} &= \dot{Q}_S + m_{va}c_{pm}(t_1 - t_2) \end{aligned} \quad (3.38)$$

Análogamente para el calor latente efectivo:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{le} &= m_{da}h_{fgm}(W_2 - W_5) + m_{va}h_{fgm}(W_1 - W_2) \\ \dot{Q}_{le} &= \dot{Q}_l + m_{va}h_{fgm}(W_1 - W_2) \end{aligned} \quad (3.39)$$

Donde:

- m_{va} = es la fracción de aire seco del caudal másico de aire de ventilación
- F = es el factor de by-pass de la batería (usualmente 0,25)
- h_{fgm} = es el calor latente medio de vaporización del agua; habitualmente 2478 kJ/kg

Si se considera el volumen específico estandar del aire 0,82 m³/kg_{da}, se tiene $m_{da} \approx 1,2\dot{V}/3600$ donde el caudal volumetrico del aire de suministro, \dot{V} , esta en m³/h, y se puede demostrar que las siguientes expresiones son validas:

$$\dot{Q}_{se} = 0,34\dot{V}(1 - f)(t_2 - t_4) \quad (3.40)$$

$$\dot{Q}_{le} = 0,83\dot{V}(1 - f)(W_2 - W_4) \quad (3.41)$$

b) Factor de calor sensible efectivo

Es la relación que existe entre el calor sensible efectivo y el calor total del espacio a acondicionar:

$$FCSE = \frac{\dot{Q}_{se}}{\dot{Q}_{se} + \dot{Q}_{le}} \quad (3.42)$$

- c) Temperatura del aire a la entrada de la unidad de tratamiento de aire (UTA)

El aire del estado (3) es el resultado de mezclar el aire procedente del local (2) con el aire procedente del exterior (1). Si se tiene una mezcla adiabática la siguiente expresión puede ser aplicada:

$$t_3 = \frac{\dot{V}_{va}}{\dot{V}} (t_1 - t_2) + t_2 \quad (3.43)$$

Donde:

- t_3 = temperatura a la entrada de la UTA
- t_2 = temperatura interior
- t_1 = temperatura exterior
- \dot{V}_{va} = caudal del aire exterior de ventilación, en m³/h
- \dot{V} = caudal del aire de suministro, en m³/h

- d) Potencia de enfriamiento de la unidad de tratamiento de aire

Para el cálculo de la potencia de enfriamiento de la UTA se efectúa un balance térmico alrededor de la misma y se obtiene la siguiente expresión:

$$N_R = 0,34\dot{V}(h_3 - h_5) \quad (3.44)$$

Donde:

- h_3 y h_5 son las entalpías de los estados 3 y 5, en KJ/kg_{da}

- e) Cálculo de los parámetros característicos de la climatización del local

Antes de empezar con los cálculos, se debe obtener los datos de diseño interiores del espacio a acondicionar que corresponderían al estado (2), los cuales se establecen en Tabla N°2.1 y las condiciones exteriores del proyecto (1) que corresponden a los datos de la ciudad de Cusco (ver Anexo N° 9).

Tabla N° 3.17
CONDICIONES INTERIORES Y EXTERIORES DEL PROYECTO

Punto	t, °C	φ	P_{ws}^2	$P_w^3 = P_{ws} \phi$
(1), condiciones exteriores	32	82	4,179	3,92
(2), condiciones interiores de diseño	24	60	2,98	1,79

Fuente : Elaboración Propia

Además se utiliza los valores de carga sensible y carga latente de enfriamiento que se obtienen en la Tabla N° 3.16.

Tabla N° 3.18
CARGAS SENSIBLE Y LATENTE DE ENFRIAMIENTO

<i>Unidades</i>	<i>Carga sensible de enfriamiento</i>	<i>Carga latente de enfriamiento</i>
Btu/h	54 932,9	6 684,87
W = J/s	16 089,84	1 956

Fuente : Elaboración Propia

➤ Cálculo del caudal de aire exterior de ventilación

La capacidad del coche es de 55 pasajeros, se considera el valor de 5 cfm (valor aproximado para un auditorio (ver Anexo N°10), la cual representa un caso aproximado para el coche.

Para 55 personas:

$$\dot{V} = 55 \text{ personas} * 5 \frac{ft^3}{min.persona} * \frac{1 \text{ min}}{60s} * \frac{0.02832m^3}{1ft^3}$$

$$\dot{V} = 0,128 \frac{m^3}{s} \langle \rangle 468 \frac{m^3}{h}$$

² P_{ws} se calcula usando la ecuacion (2.2)

³ P_w se calcula usando la ecuacion (2.3)

La densidad de una sustancia es igual a la relación que existe entre su masa y su volumen. Dicha expresión también la podemos considerar como la relación entre el caudal másico y el caudal volumétrico de la sustancia. Conociendo que la densidad estándar del aire es 1,22 kg/m³ entonces su masa es:

$$\dot{m}_{va} = 1,22\dot{V} = 1,22kg/m^3/s$$

$$\dot{m}_{va} = 0,15kg/s$$

- Cálculo de la carga sensible efectiva de enfriamiento
Utilizamos la ecuación (3.38) y tenemos:

$$\dot{Q}_{se} = \dot{Q}_s + \dot{m}_{va}C_{pm}f(t_1 - t_2)$$

$$\dot{Q}_{se} = 16089,84\frac{J}{s} + \left(0,15\frac{kg}{s}\right)\left(1025\frac{J}{kgK}\right)(0,25)(32 - 24)$$

$$\dot{Q}_{se} = 16\,397,34\frac{J}{s}$$

- Cálculo de la carga latente efectiva de enfriamiento
Previamente se necesita calcular la relación de humedad en los estados (1) y (2) aplicando la ecuación (2.5) y considerando una presión atmosférica de 101,325 kPa:

$$W_1 = 0,622\frac{P_w}{p-p_w} = 0,622\frac{3,92}{68,3-3,92} = 0,037\frac{kg_w}{kg_a}$$

$$W_2 = 0,622\frac{1,7911}{68,3-1,7911} = 0,011\frac{kg_w/kg_a}{kg_a}$$

Ahora, aplicando la ecuación (3.39):

$$\dot{Q}_{le} = \dot{Q}_l + \dot{m}_{va}h_{fgm}f(W_1 - W_2)$$

$$\dot{Q}_{le} = 1956\frac{J}{s} + 0,95\frac{kg}{s}\left(2478.10^3\frac{J}{kg}\right)(0,25)(0,037 - 0,011)\frac{kg_w}{kg_a}$$

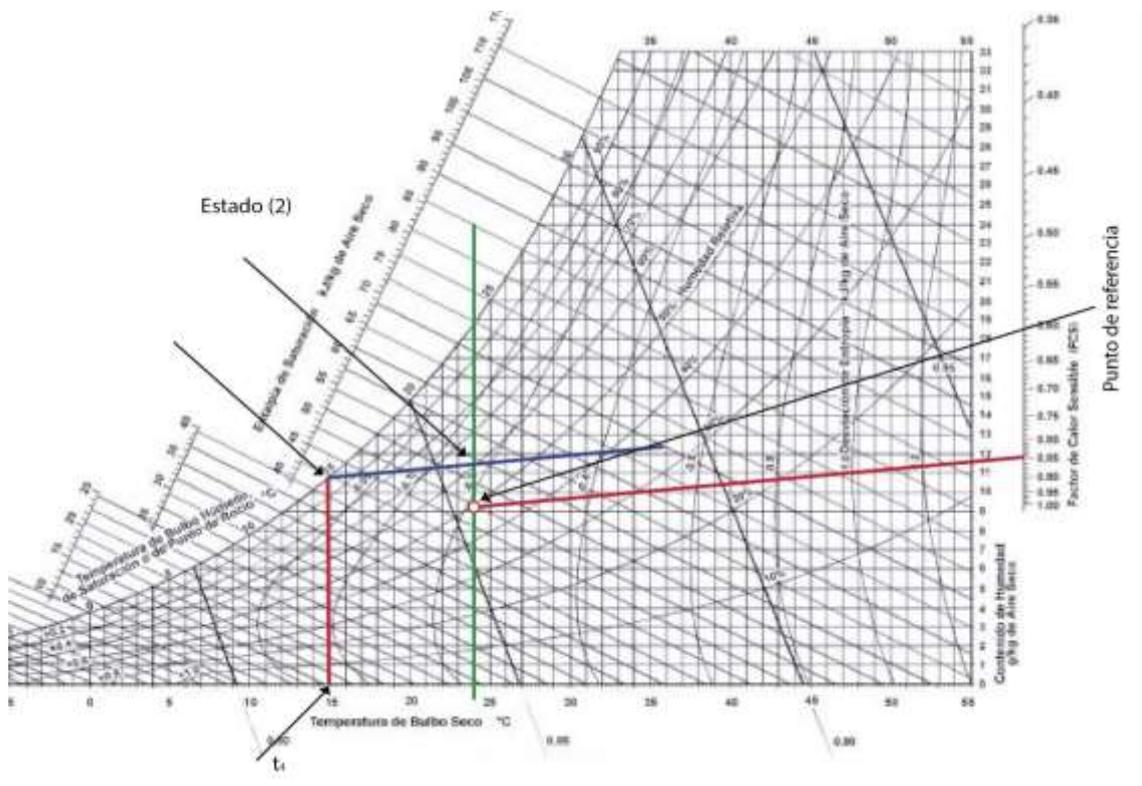
$$\dot{Q}_{le} = 3\,901,42\,J/S$$

- Cálculo del factor de carga sensible efectivo
Utilizando la ecuación (3.42):

$$FCSE = \frac{16397,34}{16397,34 + 3901,42} = 0,8$$

- Cálculo de la temperatura de rocío de la UTA, t_4
Usando el FCSE y el diagrama psicrométrico de la Figura N° 3.5
se tiene que:

Figura N° 3.5
DIAGRÁMA PSICOMÉTRICO PARA CALCULAR t_4



Fuente : Manual de Aire Acondicionado, Carrier

$$t_4 = 15^\circ\text{C}$$

- Cálculo del caudal de suministro
Despejando la ecuación (3.40):

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}_{se}}{0,34(1-f)(t_2 - t_4)} = \frac{16397,34}{2.295} = 7144,66 \frac{m^3}{h}$$

- Obtención de la temperatura a la entrada de la UTA

Utilizando la ecuación (3.43):

$$t_3 = \frac{\dot{V}_{va}}{\dot{V}}(t_1 - t_2) + t_2 = \frac{468}{7144,66}(32 - 24) + 24$$

$$t_3 = 24,6^\circ C$$

- Obtención de la temperatura de salida, t5

$$t_5 = f(t_3 - t_4) + t_4 = 0,25(24,6 - 15) + 15 = 17,3^\circ C$$

- Obtención de la potencia de enfriamiento del equipo, NR

Por la Figura N° 3.6 se sabe que $W_3 = 0,0131$ y $W_5 = 0,0115$; entonces, por la ecuación (2.9) las entalpías serán:

$$\begin{aligned} h_3 &= 1,006(24,52) + 0,0131(2501 + 1,86(24,52)) \\ &= 58,93 \text{ KJ/kg}_{da} \end{aligned}$$

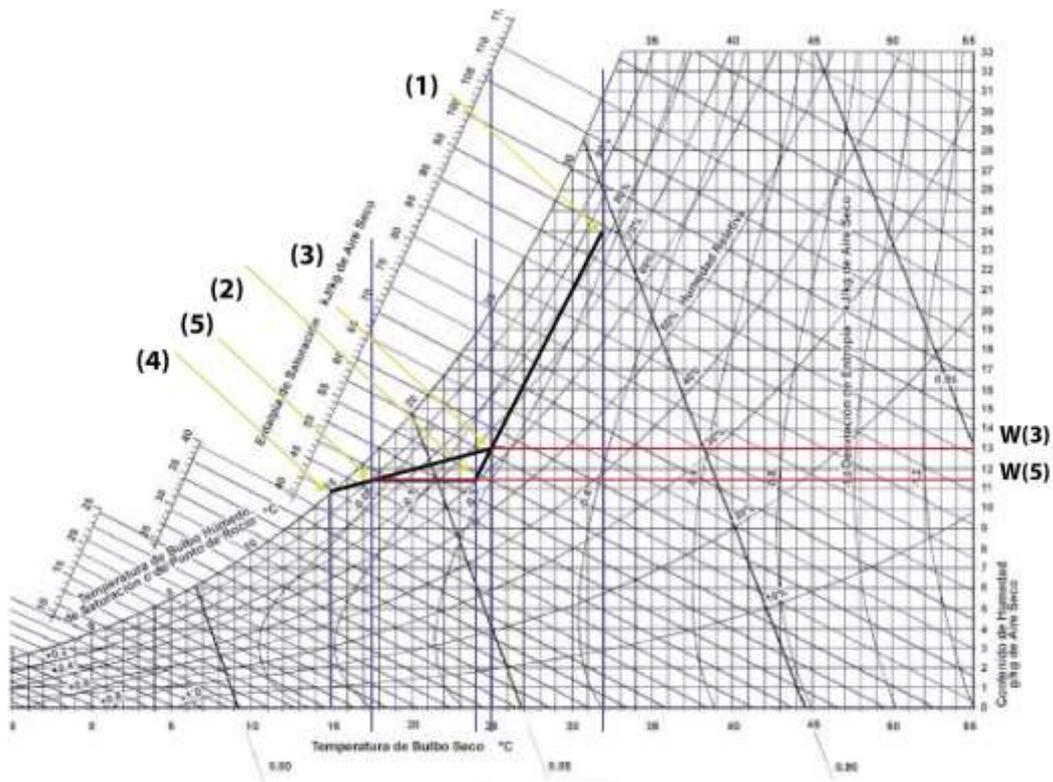
$$h_5 = 1,006(17,3) + 0,0115(2501 + 1,86(17,3)) = 46,53 \text{ KJ/kg}_{da}$$

y la potencia de refrigeración (ecuación 3.44):

$$\begin{aligned} N_R &= 0,34(7144,66)(58,93 - 46,53) = 33\,575,76W \\ &\langle \rangle 114\,632,16 \text{ Btu/h} \end{aligned}$$

Figura N° 3.6

PROCESO PSICOMÉTRICO DEL PROCESO DE ENFRIAMIENTO DEL AIRE



Fuente : Manual de Aire Acondicionado, Carrier

2) Proceso típico de acondicionamiento en invierno

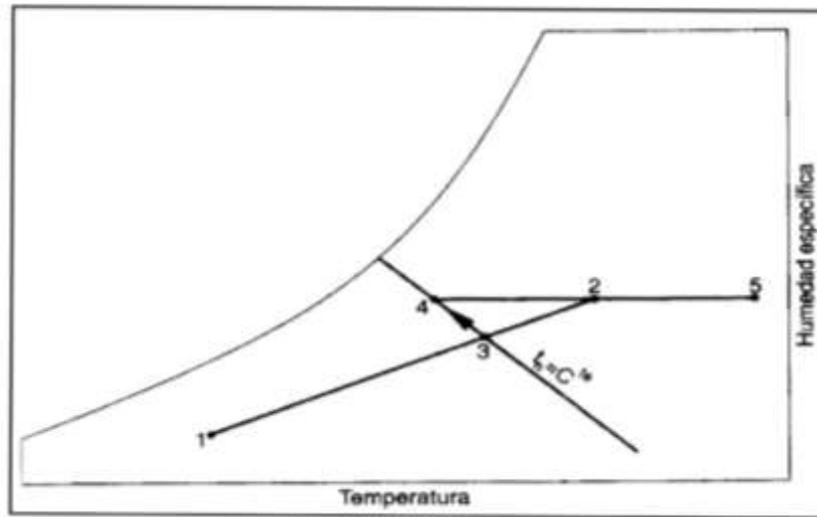
a) Definiciones y expresiones matemáticas generales

“Si el acondicionamiento de aire se realiza mediante aire caliente, se suele despreciar la carga latente en el cálculo de la instalación” (Carrier, 2009)

El proceso de acondicionamiento implica la mezcla de aire exterior de ventilación con aire de recirculación, una humidificación hasta llegar a la humedad del local y un calentamiento sensible hasta las condiciones de aire de suministro. En la Figura N° 3.7 se muestra la representación gráfica de este proceso.

Figura N° 3.7

PROCESO DE ACONDICIONAMIENTO EN INVIERNO



Fuente : Manual de Aire Acondicionado, Carrier

El caudal del aire de suministro se calcula a partir de la ecuación:

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_{da} C_{pm} (t_5 - t_2) \quad (3.45)$$

Donde C_{pm} es aproximadamente 1025 J/kgK.

El estado (3), que corresponde a una mezcla de aire exterior con aire de recirculación, se obtiene por la expresión:

$$\frac{t_2 - t_3}{t_2 - t_1} = \frac{\dot{m}_{va}}{\dot{m}_{da}} \quad (3.46)$$

Además, se puede demostrar las siguientes expresiones, si $h_3 \approx h_4$:

$$t_4 = \frac{h_2 - W_3 h_{fg0}}{t_2 - t_1} \quad (3.47)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{da} C_{pm} (t_5 - t_4) \quad (3.48)$$

b) Cálculo de la potencia de calefacción del equipo.

De la Tabla N° 3.16 se sabe que la carga sensible de calentamiento es 43 658.42 Btu/h = 12 787.55 W. El caudal de ventilación es $V = 0,13 \frac{m^3}{s}$. Además las temperaturas de diseño interiores en invierno se las toma de la tabla 2.1 y son $t_2 = 22^\circ C$, $\phi = 50\%$.

Las condiciones exteriores (ver Anexo N°11), donde se muestra las condiciones en el día más frío del mes de Julio, según la norma ASHRAE es el mes con las temperaturas más bajas del año, se tiene $t_1 = -4.6^\circ C$ y $\phi = 82\%$.

Se asume una temperatura de suministro de aire de $46^\circ C$, la cual es un promedio entre las temperaturas de diseño exterior e interior y multiplicado por el factor f (factor de bypass) la cual representa una medida de eficacia de la batería.

Se aplica la ecuación (3.45):

$$12787.55 \frac{J}{s} = \dot{m}_{da} 1025 \frac{J}{kgK} (46 - 22)K$$

$$\dot{m}_{da} = 0,52 \text{ kg/s}$$

Ya que la densidad estándar del aire exterior es $1,22 \text{ kg/m}^3$

$$\dot{m}_{va} = 1,22 \left(0,13 \frac{m^3}{s} \right) = 0,15 \text{ kg/s}$$

Luego se calcula t_3 despejando la ecuación (3.46):

$$\frac{22 - t_3}{22 - (-4.6)} = \frac{0,15}{0,52}$$

$$t_3 = 14.3^\circ C$$

Calculamos $W_2 = W_4$ de la Figura N° 3.7 y h_3 como sigue:

$$W_4 = 0,0118$$

$$h_3 = 1,006(14.3) + 0,0098(2501 + 1,86(14.3)) = 39.1 \text{ k//kg}_{da}$$

Utilizamos la ecuación (3.47)

$$t_4 = \frac{h_3 - h_{fg0}}{c_{pa} + W_4 c_{pw}} = \frac{39.1 - 0.0118(2501)}{1,006 + 0.0118(1.86)} = 9.3^\circ C$$

Finalmente utilizando la ecuación (3.48)

$$\dot{Q}_c = 0,52 \frac{kg}{s} 1025 \frac{1kg}{kgK} (46 - 9.3)K = 19,561.1W$$

$$\dot{Q}_c = 66,784.22 \frac{Btu}{h}$$

Entonces, para la selección de los equipos se tiene los siguientes datos.

Tabla N° 3.19

RESUMEN DE LAS POTENCIAS DE ENFRIAMIENTO Y CALENTAMIENTO

	Potencia (Btu/h)
Enfriamiento	114 632.16
Calentamiento	66 784.22

Fuente : Elaboración Propia

3.3.3. Selección del equipo

1) Selección del tipo de equipo a ser utilizado

En el servicio de trenes de pasajeros operan coches individuales (autovagones) o coches múltiples (turísticos) los cuales obtienen movimiento por medio de una locomotora.

En las consideraciones de diseño en trenes se deben tomar en cuenta la fuente de alimentación disponible, límites de peso, tipo de vehículo y parámetros de operación. Por lo tanto para este tipo de servicio se recomienda usar compresores herméticos o semiherméticos, los mas

comunes son los de piston y paleta, aunque los compresores de tipo espiral son cada vez mas comunes.

Otra de las preocupaciones de la selección de equipos es el espacio, ubicación, accesibilidad, fiabilidad y facilidad de mantenimiento.

Para este caso en particular, el espacio debajo y dentro del tren es muy limitado, los componentes generalmente se construyen para adaptarse a la configuración de espacio disponible. La altura del coche, el perfil del techo, falso techo y la remoción de algunas restricciones en el camino nos determinan la forma y el tamaño del equipo.

La suciedad y la corrosión constituyen un factor importante en el diseño, mas aun si los equipos se encuentran debajo del piso del coche.

Los equipos HVAC estan sometidos frecuentemente a choques y vibraciones durante su funcionamiento, como consecuencia estos componentes son altamente estresados que los componentes de un sistema estacionario, por lo que requieren mantenimiento mas frecuente.

Debido a que el coche turistico cuenta en algunas ocasiones con ventanas selladas, es fundamental que el aire acondicionado funcione demostrando su alta fiabilidad.

Alternativas:

- A. Equipo todo en uno, montado en techo de coche (Rooftop Unit)
- B. Equipo, partes distribuidas en techo de coche (Tipo Split)
- C. Equipo, partes distribuidas debajo y encima de coche (horizontal)

Criterios de Selección:

- I. Facilidad de montaje.
- II. Mantenimiento.
- III. Facilidad para la distribución de aire

IV. Dimensiones

V. Costos

Calificación:

1: Malo

10: Excelente

Tabla N° 3.20
SELECCIÓN DE EQUIPO

Alternativas	Criterios de selección					Criterios de Ponderación	
	I	II	III	IV	V		
A	7	6	7	6	6	I	25%
B	7	7	6	9	8	II	20%
C	5	6	7	7	7	III	15%
TOTAL	19	19	20	22	21	IV	20%
						V	20%
						TOTAL	100%

Fuente : Elaboración propia

Tabla N° 3.21
PONDERACIÓN DE EQUIPO

Alternativas	Criterios de selección					Criterios de Ponderación		EQUIPO
	I	II	III	IV	V			
A	0.37	0.32	0.35	0.32	0.28	I	0.25	0.33
B	0.37	0.36	0.3	0.41	0.38	II	0.2	0.38
C	0.26	0.32	0.35	0.37	0.33	III	0.15	0.29
TOTAL	1	1	1	1	1	IV	0.2	
						V	0.2	
						TOTAL	100%	

Fuente : Elaboración propia

Se concluye que el equipo B (Split Unit) es la mejor opción.

2) Especificaciones del equipo seleccionado

El equipo seleccionado es una unidad que se coloca en el techo del coche, conocida como Tipo Split (frio-calor).

Se instalaran 2 sistemas (2 unidades condensadoras (ver Anexo N° 12) y 2 unidades evaporadoras (ver Anexo N° 13)) que hacen una carga total de 120,000Btu/h (10 TR) de acuerdo a la potencia calculada (Tabla N° 3.19).

A continuacion se muestran las especificaciones de la unidad condensadora:

Tabla N° 3.22
ESPECIFICACIONES DE UNIDAD CONDESADORA

Especificaciones Técnicas	
Marca	Carrier
Modelo	38QQR060
Capacidad de enfriamiento	60,000 Btu/h
Parámetros Eléctricos	220V 60Hz 3
Tipo de Refrigerante	R 410

Fuente : Carrier, 38QRR Performance Series Heat Pump

Para la unidad evaporadora se tiene las siguientes especificaciones:

Tabla N° 3.23
ESPECIFICACIONES DE UNIDAD EVAPORADORA

Especificaciones Técnicas	
Marca	Carrier
Modelo	FE4ANB006
Capacidad de enfriamiento	60,000 Btu/h
Parámetros Eléctricos	220V 60Hz 1
CFM	500-2000
Tipo de Refrigerante	R 410

Fuente : Carrier, Series FE4A Communicating variable speed fan coil

Para el compresor se tiene las siguientes especificaciones:

Tabla N° 3.24
ESPECIFICACIONES DEL COMPRESOR

Especificaciones Técnicas	
Marca	Copeland
Modelo	ZP54K5E-TF5-830
Tipo	Hermético
Capacidad de enfriamiento	54,000 Btu/h
Parámetros Eléctricos	220V 60Hz 3
Aceite POE	2.37cc
Tipo de Refrigerante	R 410

Fuente : Carrier, 38QRR Performance Series Heat Pump

3.3.4. Diseño de sistema de distribución de aire

El objetivo del sistema de ductos es transportar el aire tratado térmicamente en la unidad evaporadora hasta el ambiente a climatizar, suele comprender ductos de inyección y retorno.

Los sistema de distribución de aire se dividen en función a la velocidad.

1) Conceptos básicos

a) Propiedades físicas del aire:

Para los cálculos de los conductos, se utiliza las propiedades físicas del aire, las cuales van a depender de la temperatura y presión. Las propiedades más utilizadas son la densidad y la viscosidad. Para la densidad se tomara un valor aproximado de $1,2 \text{ kg/m}^3$. En cuanto a la viscosidad se puede calcular mediante la siguiente expresión:

$$\mu = 1,724 \cdot 10^{-5} \left(\frac{T}{273}\right)^{0.76} \quad (3.49)$$

Donde T es la temperatura del aire (K) y μ es la viscosidad del aire (N.s/m²).

b) Diametro equivalente:

Los conductos pueden ser circulares o rectangulares. Para determinar el diametro equivalente de un conducto rectangular se puede usar la expresi3n:

$$D_e = \frac{1,3(HxW)^{0,625}}{(H+W)^{0,25}} \quad (3.50)$$

Donde D_e es el diametro equivalente, H es la altura del ducto y W el ancho.

c) P3rdida de carga

Dentro del ducto, el aire esta sometido a perdidas de presi3n por rozamiento, las cuales se dividen en peridas en el conducto y accesorios. Perdidas en el conducto:

$$\frac{\Delta P}{L} \left(\frac{Pa}{m} \right) = f \frac{\rho \left(\frac{kg}{m^3} \right) c^2 \left(\frac{m}{s} \right)}{2D_e(m)} \quad (3.51)$$

Donde f es el factor de fricci3n (a-dimensional) del material. En nuestro caso utilizaremos plancha galvanizada, para lo cual utilizaremos el diagrama (ver Anexo N3 14).

Para las p3rdidas en accesorios:

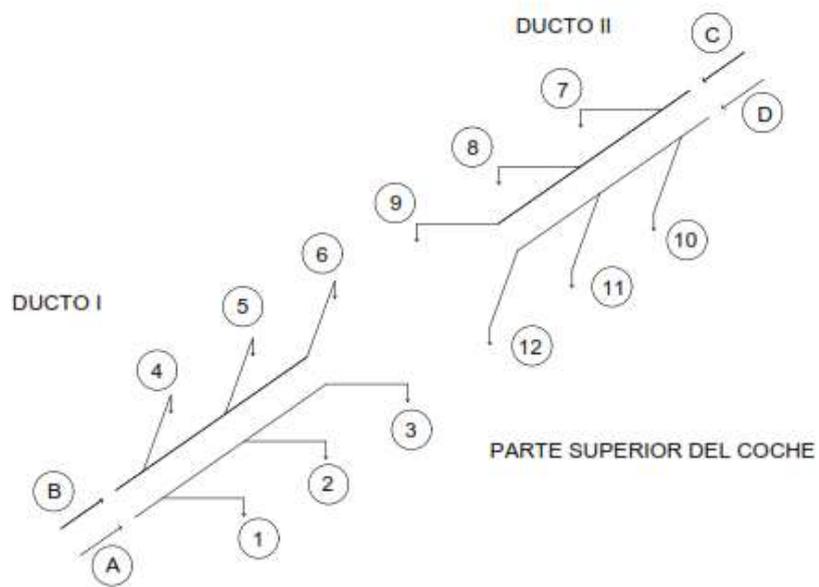
$$\Delta P = K \cdot \rho \cdot \frac{c^2}{2} \quad (3.52)$$

Donde K es el factor de forma del accesorio, para determinar el factor K usaremos tablas (ver Anexo N3 15).

2) Consideraciones generales previas al dise3no de los ductos

- El caudal de aire proporcionado por la unidad evaporadora el cual suministra 1750 CFM repartido proporcionalmente a las salidas A y B. De manera similar se hara con la otra unidad evaporadora (salidas C y D).
- En la figura se muestra un esquema general de ductos.

Figura N° 3.8
ESQUEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AIRE



Fuente: Elaboración Propia

- Se considerara caudal igual en todas los difusores o boquillas (12).
- Para situaciones de confort se recomienda que la velocidad máxima en el interior de los ductos no supere los 12 m/s.
- Por cada tramo circula el caudal anterior menos el que sale por cada boquilla. Para cada boquilla se toma un caudal de $Q = 0.14 \text{ m}^3/\text{s}$.

3) Diseño de ductos

Los ductos I y II tienen los mismos accesorios y longitudes, de manera similar se hace el análisis en los ductos III y IV.

Tabla N° 3.25
PÉRDIDAS EN DUCTOS DE DISTRIBUCIÓN

DUCTO I										
Tramo	Caudal (m³/s)	Dimensiones WxH (m)	Longitud (m)	Área (m²)	Velocidad (m/s)	Diámetro Equivalente (m)	Pérdida Unitaria (Pa/m)	Pérdida en accesorios (Pa)	Pérdida Ductos (Pa)	Pérdidas Parciales (Pa)
0-1	0,42	0,20x0,25	0,40	0,050	8,4	0,244	5	8	2	10
1-2	0,28	0,18x0,18	1,2	0,0324	8,6	0,196	4,8	7,8	5,76	13,56
2-3	0,14	0,16x0,16	1,2	0,0256	5,47	0,175	3,2	4,45	3,84	8,29
Pérdidas totales de presión (Pa)										31,85
DUCTO II										
Tramo	Caudal (m³/s)	Dimensiones WxH (m)	Longitud (m)	Área (m²)	Velocidad (m/s)	Diámetro Equivalente (m)	Pérdida Unitaria (Pa/m)	Pérdida en accesorios (Pa)	Pérdida Ductos (Pa)	Pérdidas Parciales (Pa)
0-1	0,42	0,20x0,25	0,40	0,050	8,4	0,244	5	8	2	10
1-2	0,28	0,18x0,18	1,2	0,0324	8,6	0,196	4,8	7,8	5,76	13,56
2-3	0,14	0,16x0,16	1,2	0,0256	5,47	0,175	3,2	4,45	3,84	8,29
Pérdidas totales de presión (Pa)										31,85
DUCTO III										
Tramo	Caudal (m³/s)	Dimensiones WxH (m)	Longitud (m)	Área (m²)	Velocidad (m/s)	Diámetro Equivalente (m)	Pérdida Unitaria (Pa/m)	Pérdida en accesorios (Pa)	Pérdida Ductos (Pa)	Pérdidas Parciales (Pa)
0-1	0,42	0,20x0,25	0,40	0,050	8,4	0,244	5	8	2	10
1-2	0,28	0,18x0,18	1,2	0,0324	8,6	0,196	4,8	7,8	5,76	13,56
2-3	0,14	0,16x0,16	1,2	0,0256	5,47	0,175	3,2	4,45	3,84	8,29
Pérdidas totales de presión (Pa)										31,85
DUCTO IV										
Tramo	Caudal (m³/s)	Dimensiones WxH (m)	Longitud (m)	Área (m²)	Velocidad (m/s)	Diámetro Equivalente (m)	Pérdida Unitaria (Pa/m)	Pérdida en accesorios (Pa)	Pérdida Ductos (Pa)	Pérdidas Parciales (Pa)
0-1	0,42	0,20x0,25	0,40	0,050	8,4	0,244	5	8	2	10
1-2	0,28	0,18x0,18	1,2	0,0324	8,6	0,196	4,8	7,8	5,76	13,56
2-3	0,14	0,16x0,16	1,2	0,0256	5,47	0,175	3,2	4,45	3,84	8,29
Pérdidas totales de presión (Pa)										31,85

Fuente: Elaboración Propia

3.3.5. Implementación del sistema de Aire Acondicionado y Calefacción

1) Montaje de equipos

Se procedió a realizar el montaje de las unidades condensadoras, evaporadoras y compresor en la parte superior del coche.

En el montaje de la unidad condensadora, se tuvo en cuenta las consideraciones para su buen funcionamiento, como ubicación, espacios (libre de obstáculos) y cobertores (incidencias de sol), la omisión puede con lleva a problemas de sobrepresión que disminuyen la vida útil de los equipos y partes.

En el caso de la unidad evaporadora, se instaló de acuerdo a las instrucciones dadas por el fabricante, en lo que resalta la posición para un buen drenaje por caída libre o bomba de condensado.

Figura N° 3.9

MONTAJE DE EQUIPOS



Fuente : Talleres Peru Rail

2) Proceso de soldadura oxiacetileno

Se ejecutó las conexiones de tubería y accesorios, se procedió con las uniones roscadas (uso de abocardador) y uniones soldadas hacemos uso de un equipo de soldadura oxiacetileno.

Se inició la preparación de los tubos de cobre los cuales se deben encontrar limpios (evitar ingreso de partículas al interior), aplicar nitrógeno para expulsar cualquier tipo de residuo, aplicar calor uniforme a las piezas a unir hasta que adquiera un color rojo, luego añadir el material de aporte (varilla).

Para que la unión quede completa, es necesario que la acumulación de soldadura sea uniforme, terminado el proceso se detiene el flujo de nitrógeno.

Figura N° 3.10
PROCESO DE SOLDADURA



Fuente : Talleres Peru Rail

3) Fabricación de ductos

Los ductos cumplen la función de hacer circular el flujo de aire de tal manera que, se puedan ventilar las áreas y ambientes que se requieran.

Según el diseño de ductos (expuesto figura N° 3.8) se procedió a la fabricación de los ductos, el material utilizado es acero galvanizado en plancha (espesor = 0,6mm).

Se ejecutó haciendo uso de equipos (dobladora, plegadora) y herramientas (tijeras especiales) para la fabricación de las diversas figuras (codos, desvios, campanas, etc), en el proceso de ensamble se

realizo el sellado de las uniones con cinta de aluminio para evitar cualquier tipo de fugas de aire.

Figura N° 3.11
FABRICACIÓN DE DUCTOS



Fuente : Talleres Peru Rail

4) Aislamiento de ductos

Una vez fabricado el ducto se realizo el aislamiento con fibra de vidrio con recubrimiento de aluminio reforzado (espesor 3.8 cm), omitir este paso o un mal aislamiento provoca condensación en la superficies del ducto (corrosión), asi como pérdidas de eficiencia que implica pérdida de energía como consecuencia no podra mantener las condiciones iniciales del proyecto como humedad y temperatura.

Otro factor importante es la seguridad del operador, debido al contacto con la superficie puede ocasionar quemaduras

Figura N° 3.12
AISLAMIENTO DE DUCTOS

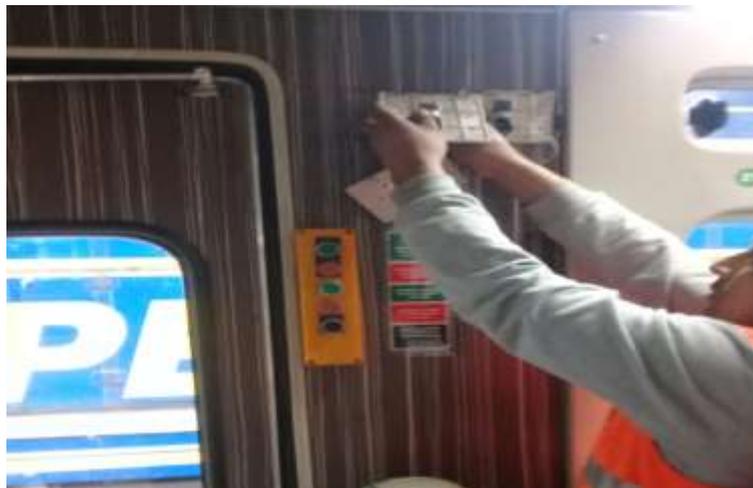


Fuente : Talleres Peru Rail

5) Instalación de sistema de control

Se procede a instalar los termostatos (sistemas de control) en el interior del ambiente a climatizar.

Figura N° 3.13
INSTALACIÓN DE TERMOSTÁTOS



Fuente : Talleres Peru Rail

Se realiza pruebas de programación de los mismos

Figura N° 3.14

FUNCIONAMIENTO DE TERMOSTÁTOS



Fuente : Talleres Peru Rail

6) Operación de vacío

Se realizó el vacío en los sistemas de aire acondicionado, para evacuar los gases no condensables son perjudiciales para el funcionamiento:

- Incremento de temperatura en alta presión.
- Calentamiento en la válvula de descarga del compresor.
- Formación de sólidos que puedan dañar el compresor.

La humedad puede ocasionar:

- Problemas en el compresor, debido que las gotas no son comprimibles creando deformaciones y roturas a mediano o largo plazo.

Para realizar un correcto vacío se debe utilizar una bomba de vacío adecuada para el tipo de instalación y la potencia de enfriamiento, es importante medir la calidad de vacío para lo cual haremos uso de un vacuómetro.

Figura N° 3.15
OPERACIÓN DE VACÍO



Fuente : Talleres Perú Rail

7) Recarga de gas refrigerante

Despues de realizar el vacío en el sistema, se procedió a la carga de gas refrigerante R-410, dicha carga se realizó en estado líquido (botella posición inversa).

En las especificaciones de los equipos de Aire Acondicionado se encuentra el peso del gas refrigerante que ingresa al sistema.

Figura N° 3.16
CARGA DE GAS REFRIGERANTE



Fuente : Talleres Peru Rail

8) Sellado de equipos y puesta en marcha.

Se realiza el sellado de los equipos y ductos de Aire Acondicionado, usado a la vez de aislamiento térmico y acústico, mejorando el proceso de transferencia de calor.

Figura N° 3.17

COBERTOR DE EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO



Fuente : Talleres Perú Rail

Se realizaron las pruebas respectivas (enfriamiento) para verificar el funcionamiento de los equipos.

Figura N° 3.18

PRUEBAS DE ENFRIAMIENTO



Fuente : Talleres Peru Rail

3.2. Evaluación técnica-económica

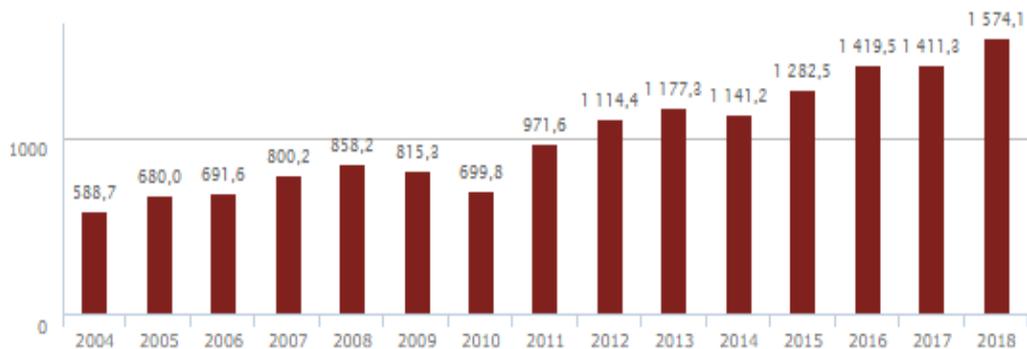
En esta parte evaluaremos las necesidades del proyecto, motivo por el cual se realizó la implementación de un sistema de Aire Acondicionado para satisfacer las necesidades de los turistas.

Cuando el nombre de nuestro país es mencionado alrededor del mundo, el primer destino turístico que aparece en la mente de peruanos y extranjeros es Machu Picchu. En el 2018 se tuvo 1 574,100 turistas el cual tuvo un incremento del 12% con respecto al 2017 el cual tuvo 1 411,279 turistas.

Los turistas extranjeros representaron el 78% del total de visitantes, mientras que los peruanos el 22%. Así, mientras el interés de nuestros compatriotas por conocer la ciudadela incaica generó un incremento del 3% en visitas, personas que abandonaron su país en busca de una aventura en Machu Picchu vio un aumento de 15%. (Mincetur, 2018).

Figura N° 3.19

INGRESO DE VISITANTES A LA CIUDADELA DE MACHUPICCHU



Fuente : <https://portaldeturismo.pe/noticia/machu-picchu-recibio-a-mas-de-15-millones-de-turistas-en-el-2018/>

Para los turistas extranjeros la ruta mas usada es por la via ferrea, existen 2 operadores turisticos que ofrecen este servicio, Peru Rail es el operador que cuenta con mas trenes en este servicio.

El presente estudio implica a estos 2 trenes en el tramo Cusco-Aguas Calientes, ademas de contar con similares características de carroceria como se puede apreciar en los graficos mostrados.

✓ Tren Vistadome:

“Para viajeros amantes de la naturaleza que buscan estar en el entorno”, esta es la frase con la que se describe el “Vistadome”. (PeruRail, 2018)

Figura N° 3.20

AMBIENTE DE COCHE VISTADOME



Fuente : Talleres Peru Rail

✓ Tren Expedition:

“Para todos los viajeros aventureros que buscan descubrir cada destino a su propio ritmo”, esta es la frase con la que se describe “Expedition”. (PeruRail, 2018).

Figura N° 3.21
 AMBIENTE DE COCHE EXPEDITION



Fuente : Talleres Peru Rail

Los trenes vistadome y Expedition se subdividen de las sgte manera:

- Tramo Largo : Ruta comprendida entre Cusco y Aguas Calientes.
- Tramo Corto : Ruta comprendida entre Ollantaytambo y Aguas Calientes.

A continuacion se presenta el costo del servicio en tren para llegar a la ciudadela de Machupicchu.

Tabla N° 3.26
 COSTO DE SERVICIO DE TRENES

SERVICIO	PRECIO POR PERSONA ⁴
VISTADOME (Tramo Largo)	\$86
VISTADOME (Tramo Corto)	\$77
EXPEDITION (Tramo Largo)	\$63
EXPEDITION (Tramo Corto)	\$54

Fuente : <https://trenes.pe/tren-a-machu-picchu-tarifas/>

⁴ El costo por persona indica solo un tramo.

En estas condiciones de operación, debido a la demanda de turistas (Figura N° 3.19) y los costos de servicio (Tabla N° 3.26), es necesario la implementación de un sistema climatizador adecuado para el confort de los turistas.

3.2.1. Costos del proyecto

En esta parte del trabajo se analizarán los costos que implican la implementación del sistema de Aire Acondicionado.

- 1) Costo de Equipos y Materiales
- 2) Costo de Diseño y Mano de obra.
- 3) Costo de transporte.

1) Costos de equipos y materiales

Se considera el suministro e instalación de:

- Unidad Condensadora
- Unidad Evaporadora
- Compresor

A continuación se muestra el presupuesto para el proyecto.

Tabla N° 3.27
RESUMEN DE COSTOS EQUIPOS Y MATERIALES

SUMINISTRO DE EQUIPOS Y SUMINISTROS PARA INSTALACION			
1 EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO CARRIER	2	5 000	10 000
1.1 UNIDAD CONDENSADORA 38QRR060 CAPACIDAD : 5 TR DATOS ELECTRICOS : 220V 3F 60Hz TIPO DE REFRIGERANTE: R 410A			
1.2 UNIDAD EVAPORADORA FE4ANB060 CAPACIDAD : 5 TR DATOS ELECTRICOS : 220V 1F 60Hz TIPO DE REFRIGERANTE: R 410A			
1.3 TERMOSTATO INFINITY TOUCH CONTROL CARRIER MODELO : SYSTXCCITC01-B ALIMENTACION : 24V			
<hr/>			
2 SUMINISTROS DE REFRIGERACION			
2.1 TUBO DE COBRE 5/8"	15	3.89	58.35
2.2 TUBO DE COBRE 3/8"	15	1.76	26.4
2.3 TUBO DE COBRE 1/2"	30	2.83	84.9
2.4 TUBO DE COBRE 3/4"	30	4.52	135.6
2.5 ARMAFLEX 3/8"	30	0.9	27
2.6 ARMAFLEX 3/8"	30	1.2	36
2.7 GAS R410	2	100	200
2.8 SOLDADURA DE PLATA	20	0.34	6.8
2.9 VALVULA DE SERVICIO DE REFRIGERACION	10	1.13	11.3
<hr/>			
3 SUMINISTROS ELECTRICOS			
3.1 CABLE AUTOMOTRIZ N° 14	200	0.28	56
3.2 CABLE AUTOMOTRIZ N° 12	100	0.47	47
3.3 CABLE AUTOMOTRIZ N° 10	100	0.65	65
3.4 CINTA AISLANTE 3/4" X 20 MT.	2	1.6	3.2
3.5 CABLE ESPECIAL DE COMUNICACIÓN 6x18	50	2.2	110
<hr/>			
4 SUMINISTROS DUCTOS Y ESTRUCTURA			
4.1 ACERO ANGULAR 1/8"x1 1/2"x1 1/2"	20	9.9	198
4.2 TUBO CUADRADO 40x40	10	14.59	145.9
4.3 ACERO GALVANIZADO EN PLANCHA 1/40"x4"x8"	40	15.73	629.2
4.4 TUBO REDONDO GALVANIZADO 1" (BRIDA)	4	15.81	63.24
4.5 PERNO DE FIERRO C/T 3/8"x1"	32	0.04	1.28
4.6 ELECTRODOS CELLOCORD 1/8 E-6011	10	3.8	38
4.7 DISCO DE CORTE 7x1/8x7/8	20	1.43	28.6
4.8 CINTA ALUMINIO	20	5.34	106.8
		SUB TOTAL	\$ 12 078.5
		IGV (18%)	\$ 1 814.1
		TOTAL	\$ 13 892.7

Fuente : Elaboración Propia

Se implemento a 20 unidades :

$$\text{Costo total}_{\text{equipos y suministros}} = 20 \times 13\,892 = \$ 277,840$$

2) Costos de diseño y mano de obra

Los costos de diseño consiste en el trabajo que realiza el Ingeniero Mecánico para escoger el sistema de climatización que mejor se adapte a las condiciones del proyecto.

El proyecto se ejecutó implementando los equipos de Aire Acondicionado en 2 coches de forma paralela, si para un coche se estimo 40 dias utiles, por lo tanto para la ejecución total se estima en 400 dias útiles.

Tabla N° 3.28
COSTOS DE DISEÑO Y PERSONAL

PERSONAL	COSTO POR DIA (USD)	DIAS DE TRABAJO	COSTO TOTAL (USD)
Ingeniero Mecánico (1)	70	400	28,000
Técnico Aire Acondicionado (4)	30	400	48,000
Electricista (2)	30	400	24,000
Ayudante (2)	15	400	12,000
COSTO TOTAL DISEÑO Y EJECUCION DE PROYECTO			112,000

Fuente: Elaboración Propia

3) Costos de transporte

Debido a que los equipos eson importados el traslado inicia en Aduanas (Lima) hasta los talleres de instalación (Cusco).

Tabla N° 3.29
COSTOS DE TRANSPORTE

DESCRIPCION	CANTIDAD	COSTO UNITARIO (USD)	COSTO TOTAL (USD)
Transporte de equipos A/C (Lima-Cusco)	40	180	7,200
Transporte de materiales (Lima-Cusco)	40	50	2,000
Transporte de equipos y materiales en Cusco	40	20	800
COSTO TOTAL DE TRANSPORTE			10,000

Fuente: Elaboración Propia

4) Costo total

Es la suma del costos involucrados en la ejecución del proyecto.

Tabla N° 3.30
RESUMEN DE COSTO TOTAL

COSTOS INVOLUCRADOS	COSTO (USD)
Costo de Equipos y Materiales	277,840
Costo de Diseño y Mano de Obra	112,000
Costo de Transporte	10,000
COSTO TOTAL DEL PROYECTO	\$ 399,840

Fuente: Elaboración Propia

3.3. Análisis de resultados

Con el fin de lograr los objetivos planteados al inicio del proyecto, se hará una comparación de sistemas de Aire Acondicionado en los trenes Vistadome y Expedition los cuales tienen similares cargas térmicas, la aceptación de satisfacción del servicio se ve reflejado en las encuestas enviadas por los pasajeros al finalizar el viaje, dichas encuestas son procesadas por el Area de Marketing.

A continuación, realizamos una comparación de los sistemas climatizadores en ambos trenes (Vistadome y Expedition).

Tabla N° 3.31

COMPARACIÓN DE SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

Características	Vistadome	Expedition
Tipo de Sistema	Split	Multi Split
Capacidad	10 Tn	8 Tn
Distribución de aire	Uniforme	No uniforme
Tipo de Control	Programable	No Programable
Datos Eléctricos	220V/3F/60Hz	220V/1F/60Hz
Refrigerante	R-410 ⁵	R-22 ⁶

Fuente : Elaboración Propia

- Tipo de Sistema: Las unidades condensadoras son similares, la diferencia es en la unidad evaporadora, en el servicio Vistadome se instalo un evaporador tipo split ducto mientras que en servicio Expedition se instalo unidades tipo fan coil.
- Capacidad: Con el analisis presentado en el capitulo anterior se realizo en calculo en el servicio Vistadome de 10 TR⁷, mientras que el servicio Expedition solo cuenta con 8 TR.
- Distribución de Aire: Con la implementación de un sistema de ductos en el servicio Vistadome (ver Anexo N° 16) se logra que la distribución de aire sea uniforme en comparacion del sistema Expedition (ver Anexo N° 17) el cual se observa algunos vacios.
- Tipo de Control: Se instalo un sistema de control automatizado, estableciendo temperaturas de confort durante el viaje, evitando que la tripulacion opere dichos controles.

⁵ R 410 mezcla casi azeotrópica de dos gases en su composición lleva diflorometano (llamado R-32) y pentafluoroetano (llamado R-125).

⁶ El R-22 o clorodifluorometano es un gas incoloro comúnmente utilizado para los equipos de refrigeración y aire acondicionado.

⁷ TR: Tonelada de Refrigeracion (1 Tr : 12 000 Btu/h)

- Datos Eléctricos: Los equipos instalados al ser trifasicos tienen menor pico de arranque en comparación a los monofasicos, con la finalidad de cuidar los generadores de corriente.
- Refrigerante: Se usa refrigerante R 410A, un gas ecológico para preservar el medio ambiente, en cambio el sistema expedition usa el R22 un gas que esta saliendo de circulacion en el mercado por se dañino a la capa de ozono.

Con estas consideraciones técnicas expuestas, el objetivo es mejorar el sistema de climatización, esto se reflejada en las encuestas (ver Anexo N° 18 y N° 19), el cual se resume en:

Tabla N° 3.32
CALIFICACIÓN DE SERVICIO DE CLIMATIZACIÓN

SERVICIO	SCORE ⁸	
	2018	2019
VISTADOME	84.5%	83.8%
EXPEDITION	75.0%	74.1%

Fuente : Área de Marketing-Perú Rail

En la Tabla N° 3.32, interpretamos que el sistema de aire acondicionado implementado en el servicio Vistadome tiene una mejor calificación y aceptación por parte de los turistas en comparación al servicio Expedition.

Las encuestas que presentan no conformidad se tomaran en cuenta para el proceso de mejora continua asi como retroalimentación en alguna modificación que el sistema implementado.

⁸ Score : Puntuacion (0-100%) que el cliente califica el servicio turistico.

CAPÍTULO IV. DISCUSIONES Y CONCLUSIONES

4.1. Discusiones

En el estudio de climatización realizado por una empresa de Aire Acondicionado, propone un equipo Roof Top el cual se muestra su esquema de disposición de equipos y ductos en el esquema (ver Anexo N° 20), coincidimos en el mismo cálculo de la carga térmica y potencia de enfriamiento, sin embargo tuvieron unas limitantes que se expone a continuación:

- Las dimensiones del equipo ocasionan una superposición de un porcentaje de área en las ventanas panorámicas, esto trae como consecuencia la visibilidad ofrecida por el servicio y/o experiencia otorgada a los turistas.
- Debido que el coche turístico posee ventanas laterales y panorámicas, la instalación de un sistema de distribución de aire (ductos) en el interior del coche, para no perder la vista ofrecida en el paquete turístico, se tendría que realizar modificaciones en el diseño de interior del coche, esto originaría un costo adicional no previsto.
- El equipo propuesto es solo frío, sin embargo en temporadas de invierno expuestas en capítulos anteriores observamos que es necesario la implementación de un sistema de calefacción (incorporado y/o adicional) para garantizar la climatización y el confort.

En el proyecto presentado se tomo estas limitaciones de espacio y requerimientos del equipo climatizador, con la finalidad de reducir costos y trabajos adicionales, tomamos en cuenta las limitaciones de espacio para implementar un sistema de Aire Acondicionado y Calefacción que cumpla

con las condiciones de confort térmico, ofreciendo una experiencia de viaje inolvidable a los pasajeros.

4.2. Conclusiones

- La implementación del sistema climatizador se ejecutó de manera óptima considerando la máxima temperatura en verano y la mínima temperatura en invierno, garantizando el confort térmico a los pasajeros, los resultados se visualizaron en las encuestas realizadas a los pasajeros por el Área de Marketing de Perú Rail, las cuales dan un 85% de aceptación con respecto al servicio de Aire Acondicionado y Calefacción.
- Se logró determinar las cargas de enfriamiento y calefacción en el interior del coche sumando las cargas involucradas en el interior y exterior para las condiciones de verano e invierno. Con dichas cargas calculadas se realizaron los cálculos de potencia de los equipos, y se determinaron las potencias de 120,000 Btu/h o 10 TR, las cuales fueron el inicio para el proceso de selección de equipos.
- Con las cargas calculadas se realizaron los cálculos de potencia de los equipos, se determinó la potencia de 120,000 Btu/h o 10 TR, el análisis de la carga térmica, el espacio limitado y las condiciones meteorológicas fueron fundamentales para la selección, además se tuvo en cuenta un equipo frío-calor debido a las condiciones extremas y cambios de temperatura, debido a estos parámetros se tomaron las decisiones de optar por un equipo climatizador tipo Split con bomba de calor (calefacción), la marca Carrier ofrecieron una alternativa para la ejecución del proyecto con las unidades condensadoras (Modelo : 38QQR060-5) y unidades evaporadoras (Modelo : FE4ANB006L00).

- El diseño y dimensionamiento de ductos se realizaron considerando las limitaciones de espacio en el interior y exterior del coche, haciéndolo un diseño simple y efectivo, considerando los parámetros de operación.

CAPÍTULO V. RECOMENDACIONES

- En el proceso de cálculo de cargas de enfriamiento y calentamiento mediante el método RTS, se recomienda utilizar programas de computación o una hoja de cálculo para reducir el exceso de cálculos involucrados a realizarse.
- Realizar un plan de mantenimiento preventivo en los equipos para asegurar su buen funcionamiento y alargar la vida útil de los mismos.
- Capacitar al personal usuario (tripulación) el uso correcto de los equipos de Aire Acondicionado y Calefacción.
- Complementar con un sistema de ventilación mecánica para renovación de aire fresco por un especialista en sistemas HVAC.
- Los conductos de drenaje deberán ser realizados por un técnico en instalaciones sanitarias.

CAPÍTULO VI. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASHRAE. 2017. Handbook Fundamentals. Atlanta : s.n., 2017. 9781939200570.

ASHRAE. 2016. HVAC Systems and Equipment. Atlanta : s.n., 2016. 978-1-939200-27-3.

ASHRAE:55. 2017. Standard 55-2017 Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy. Atlanta : s.n., 2017.

Carrier 38QRR Performance Series Heat Pump. 2015.

Carrier FE4A Infinity Series, Communicating variable speed - fan coil. 2015.

Carrier. 2009. Manual de Aire Acondicionado. Barcelona : Marcombo, 2009. 978-84-267-1499-2.

FTSA. 2017. Código General de Normas Operacionales. Perú : s.n., 2017.

Incropera. 1999. *Fundamentos de Transferencia de calor*. Mexico : s.n., 1999.

ISO-7730:2005. 2014. Ergonomía del ambiente térmico. Determinación analítica e interpretación del bienestar térmico mediante el cálculo de los índices PMV y PPD . 2014.

Mincetur. 2018. <https://portaldeturismo.pe/noticia/machu-picchu-recibio-a-mas-de-15-millones-de-turistas-en-el-2018/>. [En línea] 2018.

PeruRail. 2018. <https://www.perurail.com/es/trenes>. [En línea] 2018.

Pita, Edward. 1994. *Acondicionamiento de Aire*. México : Compañía Editorial Continental, 1994. 968-26-1247-0.

Senamhi. <https://senamhi.gob.pe/?&p=estaciones>. [En línea] [Citado el: 25 de Julio de 2019.]

ASHRAE climatic design condition

<http://ashraemeteo.info/index.php?lat=13.53&lng=71.93&place=%27%27&wmo=846860>[en línea] [Citado el 2 de Noviembre de 2019.]

ANEXOS

ANEXO N° 1 DATOS CLIMATICOS DE LA CIUDAD DE CUSCO

CUZCO, PERU (WMO: 846860)																
Lat:13.53S			Long:71.93W			Elev:3249			StdP: 67.92			Time zone:-5.00			Period:82-06	
Annual Heating and Humidification Design Conditions																
Coldest Month	Heating DB		Humidification DP/MCDB and HR						Coldest month WS/MCDB			MCWS/PCWD to				
	99.6%	99%	99.6%		99%		0.4%			1%			99.6% DB			
	DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	WS	MCDB	WS	MCDB	MCWS	PCWD				
7	0.0	1.0	-8.9	2.6	15.7	-5.3	3.6	11.4	10.3	16.4	8.3	17.1	0.0	90		
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%				
		DB	MCWB	DB	MCWB	DB	MCWB	WB	MCDB	WB	MCDB	WB	MCDB	MCWS	PCWD	
11	12.7	22.9	11.0	22.1	10.8	21.2	10.4	12.7	20.2	12.2	19.6	11.9	19.2	3.0	0	
Dehumidification DP/MCDB and HR																
Enthalpy/MCDB																
Hours 8 to 4 and 12.8/20.6																
0.4%	1%		2%		0.4%		1%		2%							
DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	Enth	MCDB	Enth	MCDB	Enth	MCDB		
10.0	11.4	15.3	9.2	10.9	14.5	9.0	10.7	14.3	47.4	20.4	45.7	19.9	44.4	19.4	2335	
Extreme Annual Design Conditions																
Extreme Annual WS			Extreme Max WB	Extreme Annual DB				n-Year Return Period Values of Extreme DB								
				Mean		Standard deviation		n=5 years		n=10 years		n=20 years		n=50 years		
1%	2.5%	5%		Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	
9.2	7.2	5.8	18.3	-2.1	24.8	1.4	1.3	-3.1	25.8	-4.0	26.6	-4.8	27.3	-5.8	28.3	
Monthly Climatic Design Conditions																
		Annual	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec		
Temperatures, Degree-Days and Degree-Hours	Tavg	12.6	13.4	13.4	13.5	13.0	11.9	10.5	10.1	11.2	12.7	13.7	14.0	13.9		
	Sd		1.38	1.39	1.26	1.31	1.20	1.22	1.26	1.42	1.39	1.36	1.26	1.24		
	HDD10.0	29	0	0	0	1	1	8	13	5	1	1	0	0		
	HDD18.3	2092	153	139	151	159	200	234	254	221	170	144	130	137		
	CDD10.0	978	106	94	107	91	59	23	18	42	81	114	120	122		
	CDD18.3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	CDH23.3	13	1	1	1	1	1	0	0	1	1	3	3	2		
	CDH26.7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
Monthly Design Dry Bulb and Mean Coincident Wet Bulb Temperatures																
	0.4%	DB	22.2	22.2	22.2	22.9	22.7	21.9	21.8	22.8	23.0	23.8	23.6	23.1		
		MCWB	11.9	12.0	12.1	12.2	10.5	9.5	9.2	9.6	10.1	11.0	11.2	11.8		
	2%	DB	20.8	20.8	20.9	21.2	21.2	20.2	20.5	21.2	21.9	22.2	22.1	21.5		
		MCWB	11.4	11.6	11.5	11.1	9.9	8.9	8.8	9.2	10.2	10.7	10.9	11.2		
	5%	DB	19.2	19.2	19.8	20.1	20.2	19.7	19.8	20.1	20.8	21.1	21.0	20.2		
		MCWB	11.1	11.1	11.3	10.9	9.7	8.9	8.7	9.1	9.9	10.5	10.7	10.9		
	10%	DB	18.0	18.0	18.2	18.9	19.2	18.4	18.2	18.9	19.5	19.9	19.8	19.1		
		MCWB	10.8	10.9	10.9	10.6	9.6	8.8	8.4	8.9	9.6	10.1	10.6	10.7		
Monthly Design Wet Bulb and Mean Coincident Dry Bulb Temperatures																
	0.4%	WB	13.0	13.1	13.1	13.1	12.2	11.6	11.2	11.8	12.1	12.5	12.7	13.0		
		MCDB	20.2	20.2	20.4	20.6	20.2	19.1	19.6	20.6	20.9	21.6	21.2	20.9		
	2%	WB	12.1	12.2	12.2	12.1	11.2	10.5	10.2	10.7	11.2	11.6	11.9	12.1		
		MCDB	18.9	18.8	19.1	19.9	19.5	18.6	18.8	19.7	20.3	20.5	20.4	19.5		
	5%	WB	11.6	11.7	11.7	11.5	10.8	10.0	9.6	10.0	10.6	11.0	11.3	11.5		
		MCDB	18.0	18.1	18.4	18.9	19.0	18.1	18.2	18.7	19.4	19.6	19.2	18.7		
	10%	WB	11.1	11.1	11.1	10.9	10.1	9.2	8.9	9.2	10.0	10.4	10.8	11.0		
		MCDB	17.1	17.2	17.4	17.9	18.0	17.2	17.3	17.5	18.3	18.4	18.4	18.0		
Mean Daily Temperature Range																
		MDBR	10.7	10.6	11.2	13.0	16.2	17.2	18.0	16.7	15.1	13.5	12.7	11.8		
		MCDBR	12.3	12.4	13.0	14.7	17.7	18.8	19.6	18.5	16.7	15.4	14.7	13.5		
	5% DB	MCWBR	5.4	5.6	5.9	6.8	8.5	9.5	9.9	8.9	7.4	6.3	6.0	5.7		
		MCDBR	11.4	11.4	11.8	13.6	16.1	17.2	18.3	17.2	15.6	14.2	13.1	12.4		
	5% WB	MCWBR	5.6	5.7	5.8	6.8	8.6	9.7	10.3	9.2	7.4	6.3	6.0	5.7		
Clear Sky Solar Irradiance																
	taub	0.390	0.406	0.401	0.346	0.307	0.302	0.305	0.358	0.431	0.417	0.393	0.423			
	taud	2.215	2.147	2.155	2.368	2.580	2.658	2.588	2.281	1.975	2.058	2.169	2.047			
	Ebn,noon	953	931	916	935	944	934	938	910	874	909	943	920			
	Edn,noon	153	163	158	121	93	84	92	130	186	176	159	181			

Fuente : <http://ashraemeteo.info/index.php?lat=13.53&lng=71.93&place=%27%27&wmo=846860>

ANEXO N° 2
GANANCIA DE CALOR DEBIDO A ILUMINACION

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

ANEXO N° 3
VALORES REPRESENTATIVOS SOLARES Y NO SOLARES RTS

% Glms	Light						Medium						Heavy					
	With Carpet			No Carpet			With Carpet			No Carpet			With Carpet			No Carpet		
	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%
Hour	Radiant Time Factor, %																	
0	53	55	56	44	45	46	52	54	55	28	29	29	47	49	51	26	27	28
1	17	17	17	19	20	20	16	16	15	15	15	15	11	12	12	12	13	13
2	9	9	9	11	11	11	8	8	8	10	10	10	6	6	6	7	7	7
3	5	5	5	7	7	7	5	4	4	7	7	7	4	4	3	5	5	5
4	3	3	3	5	5	5	3	3	3	6	6	6	3	3	3	4	4	4
5	2	2	2	3	3	3	2	2	2	5	5	5	2	2	2	4	4	4
6	2	2	2	3	2	2	2	1	1	4	4	4	2	2	2	3	3	3
7	1	1	1	2	2	2	1	1	1	4	3	3	2	2	2	3	3	3
8	1	1	1	1	1	1	1	1	1	3	3	3	2	2	2	1	1	1
9	1	1	1	1	1	1	1	1	1	3	3	3	2	2	2	3	3	3
10	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	3	3	3
11	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	1	3	3	2
12	1	1	1	1	1	0	1	1	1	2	2	2	2	1	1	2	2	2
13	1	1	0	1	0	0	1	1	1	2	2	2	2	1	1	2	2	2
14	1	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	2	1	1	2	2	2
15	1	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2
16	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2
17	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2
18	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2
19	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	2	2	2
20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	2	2	2
21	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	2	2	2
22	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1
23	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	2	1	1
	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100

% Glms	Light						Medium						Heavy						Interior Zones					
	With Carpet			No Carpet			With Carpet			No Carpet			With Carpet			No Carpet			Light		Medium		Heavy	
	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
Hour	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	31
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	5	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	2	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	3	3	1	1	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	2	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	1	0	1	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
	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100

Fuente : ASHRAE Handbook Fundamentals

ANEXO N° 4 GANANCIA DEBIDO A OCUPANTES

GRADO DE ACTIVIDAD	TIPO DE APLICACIÓN	Metabolismo hombre adulto (W)	Metabolismo medio (W)	TEMPERATURA SECA DEL LOCAL (°C)									
				28		27		26		24		21	
				W		W		W		W		W	
				Sensibles	Latentes	Sensibles	Latentes	Sensibles	Latentes	Sensibles	Latentes	Sensibles	Latentes
Sentados, en reposo	Teatro, escuela primaria	114	102	51	51	57	45	61	41	67	35	75	27
Sentados, trabajo muy ligero	Escuela secundaria	131	116	52	64	56	60	63	53	70	46	79	14
Empleado de oficina	Oficina, hotel, apartamento, escuela superior	139	131	52	79	58	73	63	68	71	60	82	49
De pie, marcha lenta	Almacenes, tienda	161											
Sentado, de pie	Farmacia	161	146	52	94	58	88	64	82	74	72	85	61
De pie, marcha lenta	Banco	161											
Sentado	Restaurante	146	161	56	106	64	97	71	90	82	79	94	67
Trabajo ligero en el banco de taller	Fábrica, trabajo ligero	234	219	56	164	64	155	72	147	86	133	107	113
Boile o danza	Sala de baile	263	248	64	184	72	176	80	168	95	153	117	131
Marcha, 5 km/h	Fábrica, trabajo bastante penoso	292	292	79	213	88	204	96	196	111	181	135	158
Trabajo penoso	Pista de bowling, fábrica	438	423	131	292	136	288	142	282	153	270	176	247

Fuente : ASHRAE Handbook Fundamentals

ANEXO N° 5
GANANCIA DE CALOR DEBIDO A EQUIPOS

<i>Dispositivo</i>	<i>Calor disipado durante el funcionamiento (Btu/h)</i>	
	<i>Calor sensible</i>	<i>Calor latente</i>
Luz eléctrica y aparatos eléctricos, por kw instalado	3,413
Motores con la carga aplicada en el mismo cuarto, por HP *		
De 1/8 — 1/2 HP	4,250
De 1/2 — 3 HP	3,700
De 3 — 20 HP	2,950
Cafetera eléctrica (3 galones)	2,200	1,500
Cafetera eléctrica (5 galones)	3,400	2,300
Estufa de gas	3,100	1,700
Calentador de agua	3,150	3,850
Horno doméstico de gas	8,100	4,000
Cafetera de gas (3 galones)	2,500	2,500
Cafetera de gas (5 galones)	3,900	3,900

Fuente: Acondicionamiento del Aire, E. Pita

ANEXO N° 6
 APROXIMACIONES ASTRONOMICOS PARA EL 21 DE CADA MES

Table 2 Approximate Astronomical Data for the 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_g , Btu/h·ft ²	447	443	437	429	423	419	420	424	430	437	444	447
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 δ , 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 : ASHRAE Handbook Fundamentals

ANEXO N° 7
FACTOR CTS PARA GANANCIA DE CALOR EN PAREDES

Wall Number =	CONCRETE BLOCK WALL					PRECAST AND CAST-IN-PLACE CONCRETE WALLS										
	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	
U-Factor, W/(m ² ·K)	0.383	0.335	0.414	1.056	0.834	0.589	0.673	0.418	0.434	0.650	0.387	0.467	0.434	0.266	3.122	
Total R	2.6	3.0	2.4	0.9	1.2	1.5	1.5	2.4	2.3	1.5	2.6	2.1	2.3	3.8	0.3	
Mass, kg/m ²	108.8	108.8	224.3	94.3	107.1	168.9	143.9	144.6	262.5	291.8	274.7	488.1	469.9	638.9	683.2	
Thermal Capacity, kJ/(m ² ·K)	98.1	98.1	204.4	83.8	96.1	151.3	124.7	124.7	220.8	247.3	233.0	441.5	425.2	631.6	615.2	
Hour	Conduction Time Factors, %															
0	0	1	0	1	0	1	1	0	1	2	1	3	1	2	1	
1	4	1	2	11	3	1	10	8	1	2	3	2	2	2	2	
2	13	5	8	21	12	2	20	18	3	3	3	4	5	3	4	
3	16	9	12	20	16	5	18	18	6	5	6	5	8	3	7	
4	14	11	12	15	15	7	14	14	8	6	7	6	9	5	8	
5	11	10	11	10	12	9	10	11	9	6	8	6	9	5	8	
6	9	9	9	7	10	9	7	8	9	6	8	6	8	6	8	
7	7	8	8	5	8	8	5	6	9	6	7	5	7	6	8	
8	6	7	7	3	6	8	4	4	8	6	7	5	6	6	7	
9	4	6	6	2	4	7	3	3	7	6	6	5	6	6	6	
10	3	5	5	2	3	6	2	2	7	5	6	5	5	6	6	
11	3	4	4	1	3	6	2	2	6	5	5	5	5	5	5	
12	2	4	3	1	2	5	1	2	5	5	5	4	4	5	4	
13	2	3	2	1	2	4	1	1	4	5	4	4	4	5	4	
14	2	3	2	0	1	4	1	1	4	4	4	4	3	4	4	
15	1	3	2	0	1	3	1	1	3	4	3	4	3	4	2	
16	1	2	1	0	1	3	0	1	2	4	3	4	3	4	2	
17	1	2	1	0	1	2	0	0	2	3	3	4	2	4	2	
18	1	2	1	0	0	2	0	0	1	3	2	4	2	4	2	
19	0	1	1	0	0	2	0	0	1	3	2	3	2	3	2	
20	0	1	1	0	0	2	0	0	1	3	2	3	2	3	2	
21	0	1	1	0	0	2	0	0	1	3	2	3	2	3	1	
22	0	1	1	0	0	1	0	0	1	3	2	3	1	3	1	
23	0	1	0	0	0	1	0	0	1	2	2	2	1	3	1	
Total Percentage	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	
Layer ID from outside to inside (see Table 19)	F01 M03 I04 G01 F02 —	F01 M08 I04 G01 F02 —	F01 M07 M05 I04 G01 F02	F01 M08 F02 F04 —	F01 M08 F04 G01 F02 —	F01 M09 F04 G01 F02 —	F01 M11 I01 F04 G01 F02 —	F01 M11 I04 I02 G01 F02 —	F01 M11 I02 M11 F02 —	F01 F06 I01 M13 G01 F02 —	F01 M13 I04 M15 G01 F02 —	F01 F06 I02 M15 G01 F02 —	F01 M15 I04 G01 F02 —	F01 M16 I05 G01 F02 —	F01 M16 I05 G01 F02 —	F01 M16 I05 G01 F02 —
Wall Number Descriptions																
21. 200 mm LW CMU, batt insulation, gyp board								25. 100 mm LW concrete, board insulation, 100 mm LW concrete								
22. 200 mm LW CMU with fill insulation, batt insulation, gyp board								30. EIFS finish, insulation board, 200 mm LW concrete, gyp board								
23. 25 mm stucco, 200 mm HW CMU, batt insulation, gyp board								31. 200 mm LW concrete, batt insulation, gyp board								
24. 200 mm LW CMU with fill insulation								32. EIFS finish, insulation board, 200 mm HW concrete, gyp board								
25. 200 mm LW CMU with fill insulation, gyp board								33. 200 mm HW concrete, batt insulation, gyp board								
26. 300 mm LW CMU with fill insulation, gyp board								34. 300 mm HW concrete, batt insulation, gyp board								
27. 100 mm LW concrete, board insulation, gyp board								35. 300 mm HW concrete								
28. 100 mm LW concrete, batt insulation, gyp board																

Fuente : ASHRAE Handbook Fundamentals

ANEXO N° 8
COEFICIENTE SOLAR DE GANANACIA DE CALOR (SHGC)

Glazing System		Center Glazing T_g	Center-of-Glazing Properties							Total Window SHGC at Normal Incidence		Total Window T_g 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., mm																		
<i>Uncoated Single Glazing</i>																			
1a	3	CLR	0.90	SHGC	0.86	0.84	0.82	0.78	0.67	0.42	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								
				SH _g ^f	0.09	0.10	0.10	0.11	0.11	0.11	0.10								
1b	6	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								
				SH _g ^f	0.16	0.17	0.18	0.19	0.19	0.17	0.17								
1c	3	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								
				SH _g ^f	0.29	0.31	0.32	0.33	0.33	0.29	0.31								
1d	6	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	0.06	0.62	0.53	0.33	0.10								
				SH _g ^f	0.46	0.49	0.50	0.51	0.49	0.41	0.48								
1e	3	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								
				SH _g ^f	0.33	0.35	0.36	0.37	0.36	0.31	0.35								
1f	6	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								
				SH _g ^f	0.47	0.50	0.51	0.51	0.49	0.40	0.49								
1g	3	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								
				SH _g ^f	0.33	0.36	0.37	0.37	0.37	0.32	0.35								
1h	6	GRY	0.46	SHGC	0.59	0.57	0.55	0.51	0.44	0.28	0.52	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								
				SH _g ^f	0.49	0.52	0.54	0.54	0.52	0.43	0.51								
1i	6	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								
				SH _g ^f	0.45	0.48	0.49	0.49	0.47	0.38	0.48								
<i>Reflective Single Glazing</i>																			
1j	6	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								
				SH _g ^f	0.61	0.61	0.60	0.58	0.52	0.37	0.57								
1k	6	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								
				SH _g ^f	0.63	0.63	0.62	0.60	0.55	0.39	0.60								

Fuente : ASHRAE Handbook Fundamentals

ANEXO N° 9
REGISTRO DE TEMPERATURA EXTERIOR EN AGUAS CALIENTES
(MACHUPICCHU)

Estación : MACHUPICCHU					
Departamento : CUSCO		Provincia : URUBAMBA		Distrito : MACHUPICCHU	
Latitud : 13°9'59.58"		Longitud : 72°32'45.06"		Altitud : 2548 msnm.	
Tipo : Meteorológica		Código : 472897F0			
AÑO / MES / DÍA	HORA	TEMPERATURA (°C)	PRECIPITACIÓN (mm/hora)	HUMEDAD (%)	DIRECCION DEL VIENTO (°)
1/09/2017	15:00	28.5	0	62	283
2/09/2017	15:00	25.6	0	58	281
3/09/2017	15:00	19.1	0	89	307
4/09/2017	15:00	23.1	0	62	317
5/09/2017	15:00	23.7	0	51	262
6/09/2017	15:00	27.5	0	63	10
7/09/2017	15:00	28.1	0	62	114
8/09/2017	15:00	23.7	0	64	337
9/09/2017	15:00	28	0	43	324
10/09/2017	15:00	26.1	0	60	284
11/09/2017	15:00	30.7	0	60	286
12/09/2017	15:00	30	0	60	307
13/09/2017	15:00	28.3	0	67	321
14/09/2017	15:00	28.5	0	60	270
15/09/2017	15:00	26.9	0	65	266
16/09/2017	15:00	27.4	0	66	262
17/09/2017	15:00	24.1	0	68	103
18/09/2017	15:00	28.8	0	70	265
19/09/2017	15:00	25.6	0	77	254
20/09/2017	15:00	30.2	0	78	271
21/09/2017	15:00	32	0	82	271
22/09/2017	15:00	30.8	0	74	267
23/09/2017	15:00	28.7	0	73	278
24/09/2017	15:00	31.4	0	73	279
25/09/2017	15:00	31.8	0	62	283
26/09/2017	15:00	30.8	0	60	270
27/09/2017	15:00	30	0	73	267
28/09/2017	15:00	29.1	0	73	270
29/09/2017	15:00	26.7	0	60	283
30/09/2017	15:00	27.8	0	62	264

Fuente : Senamhi

ANEXO N° 10
REQUISITOS DE VENTILACIÓN PARA OCUPANTES

	PERSONAS ESTIMADAS POR 100 ft ² de área de piso	Aire de ventilación necesario por persona	
		FCM Mínimos	FCM Recomendados
RESIDENCIAL			
Viviendas de una unidad			
Salas y recámaras	5	5	7-10
Cocinas, baños	—	20	30-50
Viviendas de unidades múltiples			
Salas y recámaras	7	5	7-10
Cocinas, baños	—	20	30-50
COMERCIAL			
Sanitarios públicos	100	15	20-25
Comercios			
Pisos de venta (sótanos y plantas bajas)	30	7	10-15
Pisos de venta (pisos superiores)	20	7	10-15
Comedores	70	10	15-20
Cocinas	20	30	35
Cafeterías	100	30	35
Hoteles, moteles			
Recámaras	5	7	10-15
Salas	20	10	15-20
Baños	—	20	30-50
Salas de belleza	50	25	30-35
Paluquerías	25	7	10-15
Estacionamientos	—	1.5	2-3
Teatros			
Vestíbulos	150	20	25-30
Auditorios (no se fuma)	150	5	5-10
Auditorios (permitido fumar)	150	10	10-20
Balches, zona de asientos	70	15	20-25
Gimnasios y arenas			
Pisos de ejercicios	70	20	25-30
Vestidores	20	30	40-50
Áreas de público	150	20	25-30
Piscinas	25	15	20-25
Oficinas			
Espacio de oficinas en general	10	15	15-25
Salas de juntas	60	25	30-40
INSTITUCIONAL			
Escuelas			
Salones de clase	50		
Auditorios	150	10	10-15
Gimnasios	70	5	5-7.5
Bibliotecas	20	20	25-30
Vestidores	20	7	10-12
Hospitales			
Recámaras sencillas y dobles	15	30	40-50
Guarderías	20	10	15-20
Salas de cirugía, salas de parto	20	10	15-20
		20	

Fuente: Acondicionamiento del Aire, E. Pita

ANEXO N° 11
REGISTRO DE TEMPERATURA EXTERIOR EN CUSCO

Estación : CUSCO			
		Provin-	
Departamento :	CUSCO	cia :	CUSCO
Latitud :	13°33'25"	Longitud :	71°52'31"
		Altitud :	3219 msnm
Tipo :	MAP - Meteorológica	Código :	100044

AÑO / MES / DÍA	TEMPERATURA (°C)		HUMEDAD RELATIVA	PRECIPITACIÓN (mm/día)
	MAX	MIN	(%)	TOTAL
1/07/2018	23.1	-1.6	58.8	0
2/07/2018	23.5	-1.7	70.6	0
3/07/2018	22	-2	68.5	0
4/07/2018	21.2	2.1	66.5	0
5/07/2018	22.7	0.2	54	0
6/07/2018	22.2	1.2	56.1	0
7/07/2018	23.5	-4	66.2	0
8/07/2018	20.8	-4.2	77.6	0
9/07/2018	19	-4.6	82	2.2
10/07/2018	18.6	0.5	69.1	0
11/07/2018	18.8	3.1	73.7	0
12/07/2018	19.5	2.1	56.3	0
13/07/2018	18.2	-0.2	66.4	0
14/07/2018	17.8	-1.5	65.3	0
15/07/2018	21.2	-1.8	56.1	0
16/07/2018	19	-1	57.5	0
17/07/2018	19.8	-2.7	55.8	0
18/07/2018	20.2	-1.7	55.3	0.2
19/07/2018	14.5	3.8	80.2	1.6
20/07/2018	13.8	2.4	77.4	5.1
21/07/2018	9.4	4.5	93.9	6.7
22/07/2018	15.5	3.7	82.4	0
23/07/2018	17.6	0.4	65.2	0
24/07/2018	20.6	-0.9	56.8	0
25/07/2018	21.2	-1.5	64.8	0
26/07/2018	20.8	-3.5	62.7	0
27/07/2018	21.1	-4	57.6	0
28/07/2018	21.2	-3	66.6	0
29/07/2018	22	-3.3	66.7	0
30/07/2018	24	-0.5	52.5	0
31/07/2018	20.1	-0.3	73.8	0

Fuente : Senamhi

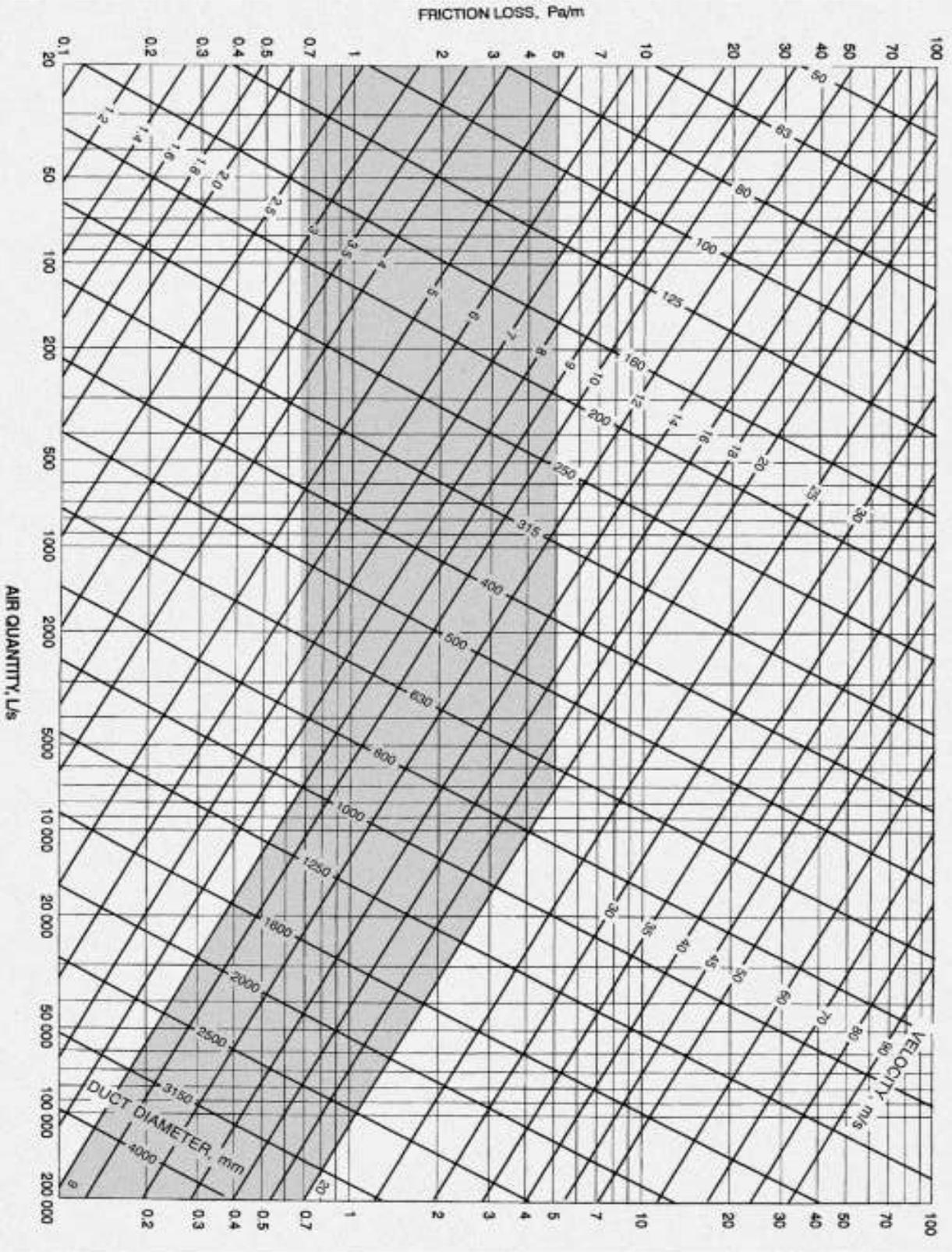
ANEXO N° 12
ESPECIFICACIONES DE UNIDAD CONDENSADORA

Fuente : Carrier, 38QRR Performance Series Heat Pump

ANEXO N° 13
ESPECIFICACIONES DE UNIDAD EVAPORADORA

Fuente : Carrier, Series FE4A Communicating variable speed fan coil

ANEXO N° 14
PERDIDA POR ROZAMIENTO EN CONDUCTO REDONDOS



Fuente : ASHRAE Handbook Fundamentals, (2017)

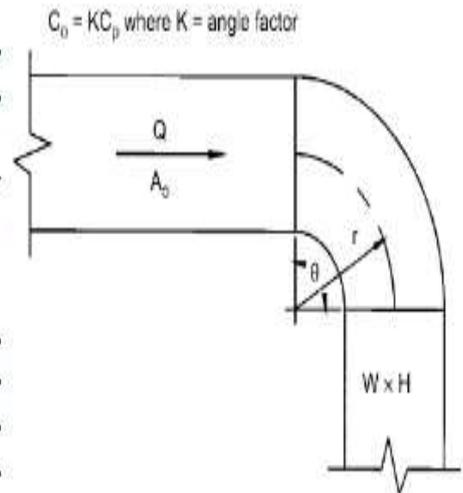
ANEXO N° 15
 PERDIDA POR ACCESORIOS

RECTANGULAR FITTINGS

CR3-1 Elbow, Smooth Radius, Without Vanes

C_p Values											
H/W											
r/W	0.25	0.50	0.75	1.0	1.50	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0
0.50	1.53	1.38	1.29	1.18	1.06	1.00	1.00	1.06	1.12	1.16	1.18
0.75	0.57	0.52	0.48	0.44	0.40	0.39	0.39	0.40	0.42	0.43	0.44
1.00	0.27	0.25	0.23	0.21	0.19	0.18	0.18	0.19	0.20	0.21	0.21
1.50	0.22	0.20	0.19	0.17	0.15	0.14	0.14	0.15	0.16	0.17	0.17
2.00	0.20	0.18	0.16	0.15	0.14	0.13	0.13	0.14	0.14	0.15	0.15

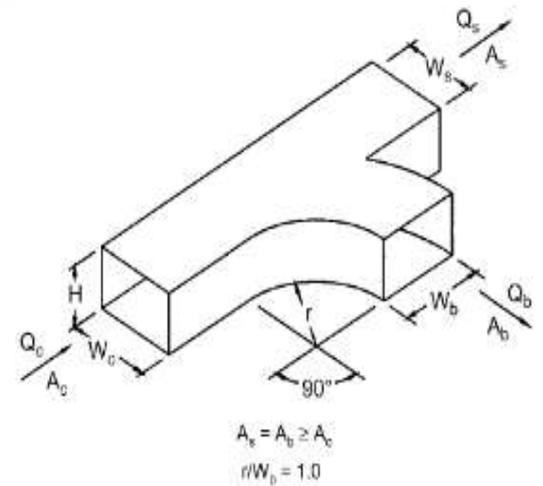
Angle Factor K											
θ	0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
K	0.0	0.31	0.45	0.60	0.78	0.90	1.00	1.13	1.20	1.28	1.40



SR5-1 Smooth Wye of Type $A_x + A_b \geq A_c$, Branch 90° to Main, Diverging

C_b Values										
Q_b/Q_c										
A_x/A_c	A_b/A_c	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.50	0.25	2.25	0.48	0.25	0.18	0.17	0.16	0.17	0.17	0.17
	0.50	11.00	2.38	1.06	0.64	0.52	0.47	0.47	0.47	0.48
	1.00	60.00	13.00	4.78	2.06	0.96	0.47	0.31	0.27	0.26
0.75	0.25	2.19	0.55	0.35	0.31	0.33	0.35	0.36	0.37	0.39
	0.50	13.00	2.50	0.89	0.47	0.34	0.31	0.32	0.36	0.43
	1.00	70.00	15.00	5.67	2.63	1.36	0.78	0.53	0.41	0.36
1.00	0.25	3.44	0.78	0.42	0.33	0.30	0.31	0.40	0.42	0.46
	0.50	15.50	3.00	1.11	0.63	0.48	0.42	0.40	0.42	0.46
	1.00	67.00	13.75	5.11	2.31	1.28	0.81	0.59	0.47	0.46

C_f Values										
Q_s/Q_c										
A_x/A_c	A_b/A_c	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.50	0.25	8.65	1.12	0.21	0.05	0.06	0.10	0.15	0.19	0.24
	0.50	7.50	0.98	0.19	0.06	0.06	0.10	0.14	0.18	0.22
	1.00	5.21	0.68	0.15	0.06	0.07	0.10	0.13	0.16	0.19
0.75	0.25	19.62	3.25	0.86	0.23	0.05	0.02	0.00	0.00	0.05
	0.50	20.62	3.24	0.76	0.14	-0.03	-0.07	-0.05	-0.01	0.03
	1.00	17.01	2.55	0.55	0.07	-0.05	-0.05	-0.02	0.02	0.06
1.00	0.25	46.00	9.50	3.22	1.31	0.52	0.14	-0.02	-0.05	-0.01
	0.50	35.34	6.49	1.98	0.69	0.22	0.00	-0.04	-0.05	-0.05
	1.00	38.95	7.10	2.15	0.74	0.23	0.03	-0.04	-0.05	-0.04



Fuente : ASHRAE Handbook Fundamentals, (2017)

ANEXO 16
DISTRIBUCIÓN DE AIRE - VISTADOME

Fuente: Elaboración propia

ANEXO 17
DISTRIBUCIÓN DE AIRE – EXPEDITION

Fuente: Elaboración propia

ANEXO 18
ENCUESTAS A TURISTAS – SERVICIO VISTADOME
2018

Vistadome	Jan 18	Feb-18	Mar-18	Apr 18	May-18	Jun-18	Jul-18	Aug 18	Sep 18	Oct-18	Nov-18	Dec 18	AVG
Travel Experience	86.0	87.6	87.6	86.2	86.6	87.0	84.7	84.1	85.7	86.8	86.6	86.1	
Departure/Arrival	89.1	90.5	89.9	87.7	89.8	89.6	86.0	86.7	88.9	89.6	90.0	89.8	
Boarding Process	87.5	88.4	89.3	85.5	88.4	87.4	83.8	83.9	87.3	87.8	88.7	88.1	
Disembarking Process	88.3	90.3	88.8	87.7	89.3	89.9	86.6	86.7	89.0	89.3	89.9	89.3	
Boarding Order	87.8	88.6	88.7	84.7	87.3	86.6	82.5	83.6	85.9	87.1	87.8	87.8	
Boarding Speed	88.3	88.8	89.3	85.6	88.7	87.8	84.0	84.8	86.8	88.3	88.1	88.2	
Staff Service	91.6	93.6	93.1	91.0	92.5	92.2	89.6	89.9	91.4	91.8	91.9	92.4	
Boarding Punctuality	91.9	91.3	91.5	88.0	91.9	91.2	84.8	87.9	91.6	92.2	91.8	91.9	
Disembarking Order	88.3	90.5	88.4	88.0	89.3	89.7	86.2	86.7	88.7	89.1	90.0	89.4	
Disembarking Speed	88.6	91.1	89.3	88.6	89.8	90.0	87.3	87.6	89.2	89.7	90.4	89.8	
Staff Service	89.9	91.9	90.7	90.2	91.0	91.2	89.4	89.3	90.5	91.3	91.5	91.4	
Entertainment On Board	79.0	79.2	80.7	79.4	80.0	81.8	78.9	77.7	78.7	80.4	79.2	77.9	
On-board Shows	77.2	77.3	79.5	78.6	79.5	81.0	78.5	76.7	77.6	79.6	78.5	76.1	
On-board Music	81.2	82.2	82.2	81.8	81.1	82.8	80.7	78.9	79.8	82.2	80.0	79.3	
Audio Tour Quality	78.6	78.1	80.3	77.8	79.3	81.4	77.5	77.5	78.7	79.2	79.2	78.3	
Carriage	83.6	85.7	86.0	85.1	83.7	83.7	83.5	81.1	81.9	83.7	82.8	82.1	
Temperature	84.7	89.1	89.3	87.3	84.4	83.2	84.2	80.6	82.3	83.3	83.3	82.6	84.52
Luggage Area	82.3	84.7	84.3	84.0	83.0	84.3	83.4	82.1	81.8	84.5	83.9	83.4	
Furniture Quality	88.2	89.4	90.0	89.4	88.6	88.2	88.2	86.6	86.7	88.4	87.0	86.3	
On Board Services	86.4	88.4	88.2	87.4	87.1	87.7	85.7	85.1	86.6	87.6	87.5	87.3	
Overall Experience	89.6	90.9	91.1	90.2	89.9	89.5	87.8	87.0	88.6	89.5	88.8	87.6	
Staff Service	93.0	94.4	94.1	93.9	93.5	93.8	92.2	91.7	92.5	93.5	93.0	92.9	
Staff Languages	90.0	91.8	92.0	91.0	90.8	91.4	90.6	89.1	90.5	91.1	90.7	91.3	
Staff Situation Mngmnt	86.9	88.4	88.3	85.8	85.9	86.7	81.9	83.8	87.1	88.3	87.6	88.1	
Order	90.8	93.0	92.1	91.5	91.7	91.7	90.0	90.0	90.5	91.5	91.2	91.2	
Cleanliness	91.7	94.4	94.3	93.6	92.9	93.7	92.4	91.7	92.5	93.4	92.7	92.6	
Restrooms Appearance	86.1	91.0	90.3	88.6	88.8	89.1	88.0	86.5	87.6	88.6	88.3	87.9	
Food Quality	75.4	78.1	75.9	77.0	75.9	77.0	75.8	74.8	75.7	78.0	75.2	74.1	
Drinks Quality	81.2	84.1	81.6	82.0	81.2	82.1	80.5	78.7	80.8	82.0	79.9	79.5	

2019

VISTADOME	Ene-19	Feb-19	Mar-19	Abr-19	May-19	Jun-19	Jul-19	Avg.
Travel Experience	85.9	86.6	85.4	84.8	84.9	85.2	87.3	85.8
Departure/Arrival	87.6	88.5	87.4	86.8	88.9	88.6	89.4	88.3
Overall: Boarding Process	85.4	86.9	85.6	85.1	87.6	86.9	86.8	86.4
Overall: Disembarking Process	87.4	86.8	85.9	84.4	89.1	87.7	88.6	87.3
Overall: Welcome Show								
z-Arrival: Disembarking Order	87.2	88.6	86.3	85.4	88.8	88.2	89.3	87.9
z-Arrival: Disembarking Speed	87.4	88.9	87.6	86.4	88.9	88.8	90.0	88.5
z-Arrival: Staff Service	89.5	90.2	88.2	88.1	90.1	90.9	91.5	90.0
z-Departure: Boarding Order	85.1	88.2	86.2	84.6	86.7	85.7	86.9	86.2
z-Departure: Boarding Punctuality	89.1	89.4	88.6	90.6	90.5	90.4	91.4	90.2
z-Departure: Boarding Speed	86.6	87.3	86.7	86.3	87.8	87.5	88.5	87.4
z-Departure: Staff Service	90.9	90.5	91.2	90.8	90.8	91.1	92.1	91.1
z-Departure: Waiting Lounge								
Entertainment On Board	79.9	80.5	78.4	78.1	78.3	79.6	81.0	79.5
Services: On-board Shows	79.2	79.1	76.6	78.9	77.8	78.8	81.0	79.1
z-Services: Audio Tour Quality	79.5	79.8	77.3	76.3	78.7	80.0	81.1	79.2
z-Services: On-board Music	81.1	82.4	81.2	79.1	78.4	80.1	82.5	80.7
Facilities & Services (Carriage)	83.4	84.8	82.6	83.1	81.3	82.0	84.1	83.0
Facilities: Furniture Quality	87.5	88.9	88.1	87.8	86.1	86.3	87.8	87.4
Facilities: Luggage Area	84.2	84.0	83.2	83.8	82.7	81.8	84.5	83.5
Services: On-board Sale	77.5	78.5	76.4	76.8	74.9	77.2	79.4	77.5
Train: Temperature	84.4	86.6	83.0	84.1	81.8	82.4	84.7	83.8

Fuente : Area de Marketing Perú Rail

ANEXO 19
ENCUESTAS A TURISTAS – SERVICIO EXPEDITION

2018

Expedition	Jan 18	Feb-18	Mar-18	Apr 18	May-18	Jun-18	Jul-18	Aug 18	Sep 18	Oct-18	Nov-18	Dec 18	AVG
Travel Experience	83.6	83.4	82.9	83.1	85.3	86.2	80.7	81.8	83.3	83.3	84.6	83.9	
Departure/Arrival	85.7	86.2	83.7	83.3	86.8	88.5	81.1	83.1	85.4	85.6	86.3	86.9	
Boarding Process	83.5	84.8	81.1	80.5	84.1	85.9	77.0	81.0	83.1	83.6	83.7	84.6	
Disembarking Process	84.8	84.6	84.0	84.1	86.6	88.4	81.1	84.0	85.7	85.1	86.1	86.7	
Boarding Order	83.2	84.7	80.9	79.0	83.6	85.8	76.3	79.0	82.2	83.3	83.8	84.6	
Boarding Speed	84.9	85.3	81.4	81.3	84.5	86.7	78.7	80.7	83.1	84.2	84.8	85.0	
Staff Service	87.8	88.5	86.6	86.8	89.6	91.4	85.9	85.0	88.0	88.4	89.2	88.6	
Boarding Punctuality	88.0	88.4	84.1	82.1	87.8	90.1	80.2	84.1	87.3	87.6	87.6	89.7	
Disembarking Order	85.2	85.4	84.2	84.4	86.8	88.8	81.8	84.0	85.4	85.3	86.0	86.8	
Disembarking Speed	86.1	86.1	84.5	84.7	88.0	89.3	82.7	84.5	86.3	85.7	86.9	87.3	
Staff Service	87.6	87.9	86.5	86.9	89.7	90.4	85.8	86.0	87.7	87.1	88.6	88.6	
Entertainment On Board	75.6	75.1	75.9	77.6	78.2	78.8	74.3	75.1	76.6	76.0	77.2	74.7	
On-board Music	75.6	75.1	75.9	77.6	78.2	78.8	74.3	75.1	76.6	76.0	77.2	74.7	
Carriage	81.2	79.8	81.0	81.2	82.2	82.3	79.3	79.3	80.1	79.5	81.0	78.9	
Temperature	74.9	73.4	73.9	75.6	78.3	77.6	73.2	73.4	74.5	75.0	76.3	74.1	75
Luggage Area	83.0	80.9	81.9	81.9	83.9	84.1	80.4	82.0	81.8	81.0	83.2	81.6	
Furniture Quality	83.7	82.9	84.2	84.1	85.1	86.1	82.4	83.2	83.1	82.7	83.8	81.8	
On Board Services	83.6	83.5	83.9	84.4	86.3	86.9	81.8	82.5	83.8	83.9	85.6	84.5	
Overall Experience	84.7	85.0	84.8	85.7	87.1	87.1	82.0	83.4	84.4	84.4	86.8	85.4	
Staff Service	88.7	89.8	89.3	89.9	91.3	92.2	88.3	87.7	89.0	89.0	90.8	89.7	
Staff Language	86.5	88.1	87.4	87.5	89.3	89.6	85.7	86.0	87.1	87.3	88.5	88.7	
Staff Situation Mngmnt	84.2	84.0	83.2	80.7	84.5	86.0	76.9	80.1	82.4	82.8	84.3	84.4	
Order	88.1	86.9	87.5	87.7	89.8	90.2	85.8	86.3	87.5	87.2	88.1	87.7	
Cleanliness	89.0	87.9	89.1	89.4	90.6	92.0	88.2	88.1	89.2	88.7	89.8	89.2	
Restrooms Appearance	84.0	85.2	85.5	85.3	87.3	88.2	84.0	84.2	84.6	85.6	86.0	85.4	
Snacks Quality	71.5	69.2	71.5	74.5	75.8	76.1	70.0	71.2	72.4	73.4	75.9	72.6	
Drinks Quality	76.1	75.6	77.1	78.9	80.8	80.7	75.2	76.0	77.2	77.3	80.3	77.9	

2019

EXPEDITION	Ene-19	Feb-19	Mar-19	Abr-19	May-19	Jun-19	Jul-19	Avg.
Travel Experience	83.6	83.6	84.9	84.3	83.5	84.4	84.3	84.1
Departure/Arrival	84.3	84.7	85.3	85.4	84.4	85.9	85.0	85.0
Overall: Boarding Process	81.1	83.5	82.6	82.8	80.2	82.6	82.0	82.1
Overall: Disembarking Process	84.2	84.3	85.2	84.4	85.8	86.6	85.5	85.1
Overall: Welcome Show								
z-Arrival: Disembarking Order	84.8	84.8	85.4	84.6	85.4	86.7	85.5	85.3
z-Arrival: Disembarking Speed	85.2	85.2	86.3	86.0	86.1	87.6	86.1	86.1
z-Arrival: Staff Service	87.2	87.0	88.5	87.4	87.7	88.5	88.1	87.8
z-Departure: Boarding Order	81.5	82.1	82.0	82.7	77.9	81.6	80.6	81.2
z-Departure: Boarding Punctuality	85.1	85.6	85.2	87.6	86.8	86.9	86.7	86.3
z-Departure: Boarding Speed	82.5	83.0	83.8	84.2	81.9	83.5	83.0	83.1
z-Departure: Staff Service	87.3	86.6	88.8	89.1	87.6	88.8	87.6	87.9
z-Departure: Waiting Lounge								
Entertainment On Board	76.3	78.3	80.2	77.4	76.4	77.9	78.3	77.8
Services: On-board Shows								
z-Services: Audio Tour Quality								
z-Services: On-board Music	76.3	78.3	80.2	77.4	76.4	77.9	78.3	77.8
Facilities & Services (Carriage)	81.2	81.3	82.5	81.9	81.1	81.2	81.4	81.5
Facilities: Furniture Quality	84.2	84.6	86.0	84.8	83.7	84.7	84.7	84.6
Facilities: Luggage Area	83.2	83.0	84.5	83.8	83.3	83.5	83.3	83.5
Services: On-board Sale	74.7	75.9	77.8	76.2	75.8	76.7	76.0	76.1
Train: Temperature	75.3	75.8	76.5	76.0	70.0	72.2	73.1	74.1

Fuente : Area de Marketing Perú Rail

ANEXO 20
ESTUDIO DE CLIMATIZACIÓN DE TRENES – MARCO PERUANA

Fuente : Informe Técnico - Thermo King