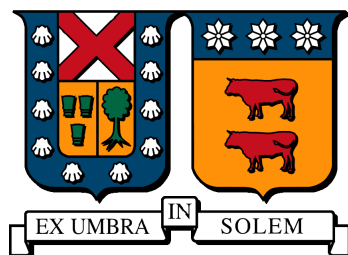


UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
SANTIAGO-CHILE



**REDISEÑO DEL SISTEMA DE
REFRIGERACIÓN PARA EL COFRE SIE DE
LA FLOTA NS-93 DE LÍNEA DE METRO
SUBTERRÁNEO**

CLAUDIO CRISTI

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PROFESOR GUÍA : LUIS GUZMAN B.
PROFESOR CORREFERENTE : MARIO VILLA D.

julio, 2019

Resumen

En esta memoria de título se presenta una de las problemáticas existentes actualmente en Metro de Santiago y correspondiente al Sistema de Control y Comando del Material Rodante NS-93. Dicha problemática corresponde a la falla en los ordenadores encargados de controlar todas las funciones del Material Rodante, la cual presenta un comportamiento crónico con un promedio de 300 fallas y un tiempo total de detención de aproximadamente 2.000 horas al año, representando pérdidas del orden de los \$360 MMCLP al año.

Inicialmente se comienza realizando el estudio del comportamiento actual del conjunto de ordenadores del cofre SIE, los que arrojan una temperatura de hasta 26°C por sobre la temperatura ambiente. En esta etapa se realizan los cálculos necesarios para conocer la cantidad de calor disipado en el conjunto de ordenadores y la resistencia térmica inicial entre el cofre SIE y el medio ambiente.

Al conocer los datos de calor disipado y resistencia térmica, se procede a evaluar entre distintas tecnologías de refrigeración disponibles en el mercado, las cuales se comparan según distintos criterios, por lo que se selecciona el sistema de refrigeración basado en módulos termoeléctricos debido a que es el método más idóneo para las restricciones existentes.

Seleccionada la tecnología más idónea de refrigeración, se realizan los cálculos asociados al rediseño del sistema actual de refrigeración. Además, se describen las políticas de mantenimiento, los riesgos asociados al montaje y mantenimiento, y los modos de fallas probables en la operación.

Luego se realiza un estudio de factibilidad económica, donde se comprueba la capa-

cidad que tiene el sistema presentado de ser rentable en un horizonte temporal de 5 años, obteniendo un TIR del 27,3 % y un VAN del orden de \$73 MMCLP cuando se aplica una tasa de descuento del 13 %.

Finalmente se recomienda un sistema de refrigeración utilizando elementos comercialmente disponible, comprobando así la factibilidad técnica del sistema.

Abstract

This title report presents one of the currently problems in Metro de Santiago and corresponding to the NS-93 Rolling Stock Control and Command System. This problem corresponds to the failure in the computers in charge of controlling all the functions of the Rolling Stock, which presents a chronic behavior with an average of 300 failures and a total detention time of approximately 2,000 hours per year, representing losses of the order of \$360 MMCLP per year.

Initially, the study of the current behavior of the computer set of the On-board Computer System box is started, which show a temperature of up to 26°C above the ambient temperature. In this stage the necessary calculations are carried out to know the amount of heat dissipated in the computer set and the initial thermal resistance between the On-board Computer System box and the environment.

Upon knowing the data of heat dissipation and thermal resistance, we proceed to evaluate between different refrigeration technologies available in the market, which are compared according to different criteria, so the cooling system based on thermoelectric modules is selected because it is the most suitable method for existing restrictions.

Once the most suitable refrigeration technology is selected, the calculations associated with the redesign of the current refrigeration system are performed. In addition, maintenance policies, risks associated with assembly and maintenance, and probable failure modes in the operation are described.

An economic feasibility study is then carried out, where the capacity of the presented system to be profitable in a 5-year time horizon is verified, obtaining an IRR of 27.3 % and a NPV of the order of \$73 MMCLP when a 13 % discount rate.

Finally, a cooling system using commercially available elements is recommended, thus checking the technical feasibility of the system.

Objetivos

1. Objetivo Principal

Rediseñar un mecanismo que permita a los ordenadores de cada cofre trabajar en condiciones adecuadas para su correcto funcionamiento..

2. Objetivos Específicos

- Identificar las condiciones actuales de operación y mantenimiento del cofre SIE.
- Elegir una tecnología de refrigeración adecuada para los modos de falla presentes.
- Rediseñar el sistema de refrigeración conforme a las mediciones y cálculos realizados, además, elaborar una política de mantenimiento adecuada y un análisis de fallas para el sistema diseñado.
- Estimar los costos asociados al diseño e implementación del mecanismo, además de compararlos con los costos de mantenimiento existentes de los ordenadores.
- Recomendar un sistema de refrigeración utilizando elementos disponibles comercialmente.

Índice general

1. Metodología	13
2. Marco Teórico	15
2.1. Descripción del Material Rodante NS-93 [11]	15
2.2. Descripción del Sistema Informático Embarcado [11]	16
2.2.1. Rol del SIE dentro del Sistema de Trenes	16
2.2.2. Restricciones Ambientales de Diseño del SIE	17
2.3. Análisis de Masa y Energía de Volúmenes de Control [3]	19
2.3.1. Conservación de Masa	19
2.3.2. Análisis de Energía de Sistemas de Flujo Estacionario	22
2.4. Acondicionamiento del Aire [3]	23
2.4.1. Aire Seco y Aire Atmosférico	23
2.4.2. Humedad Relativa del Aire	24
2.4.3. Temperatura del Punto de Rocío	24
2.5. Conducción de Calor [4]	24
2.5.1. Transferencia de Calor desde Superficies con Aletas	24
2.6. Convección Externa Forzada [4, 2]	26
2.6.1. Transferencia de Calor	26
2.6.2. Flujo sobre Placas Planas	27
2.7. Convección Interna Forzada [4]	31
2.7.1. Velocidad y Temperatura Promedios	31
2.7.2. Región de Entrada	32
2.7.3. Análisis Térmico General	34
2.7.4. Flujo Laminar en Tubos	35
2.7.5. Flujo Turbulento en Tubos	37
2.8. Efecto Termoeléctrico [1, 8, 14]	39

2.8.1.	Estructura y Funcionamiento	39
2.8.2.	Ecuaciones Teóricas	41
3.	Condiciones Actuales de Operación	43
3.1.	Mediciones de Temperatura	43
3.2.	Análisis de las Mediciones de Temperatura	44
4.	Alternativas de Enfriamiento	54
4.1.	Refrigeración Convencional	54
4.2.	Módulos Termoeléctricos	55
4.3.	Selección de Alternativas	55
4.3.1.	Espacio Necesario	56
4.3.2.	Riesgo de Fuga de Líquidos	56
4.3.3.	Consumo Eléctrico	56
4.3.4.	Mantenimiento Requerido	56
5.	Rediseño del Sistema de Refrigeración	58
5.1.	Descripción del Rediseño	59
5.2.	Restricciones del Nuevo Sistema de Enfriamiento	60
5.3.	Humedad Relativa	60
5.4.	Capacidad de Enfriamiento Necesaria	62
5.5.	Distribución de Aire	62
5.5.1.	Intercambiador de Calor	63
5.5.2.	Ductos y Accesorios de Distribución	65
5.5.3.	Curva de Carga del Sistema y Determinación de Flujo Volumétrico	67
5.6.	Resistencia Térmica de los Componentes	68
5.6.1.	Intercambiador de Calor	68
5.6.2.	Disipador de Calor	69
5.7.	Temperaturas Necesarias en los Componentes	71
5.7.1.	Temperatura del Intercambiador de Calor de la Cara Fría	71
5.7.2.	Temperatura del Disipador de Calor de la Cara Caliente	72
5.8.	Selección, Montaje y Operación de los Módulos Termoeléctricos	73
5.9.	Fuente de Poder	75

6. Políticas de Mantenimiento y Análisis de Fallas	77
6.1. Políticas de Mantenimiento	77
6.1.1. Mantenimiento Preventivo	77
6.1.2. Mantenimiento Correctivo	78
6.2. Análisis de Riesgo	78
6.3. Análisis de Fallas	82
7. Análisis de Costos	90
7.1. Costos de Capital	90
7.2. Costos de Operación	91
7.3. Factibilidad Económica	92
7.3.1. Análisis de Sensibilidad	93
8. Diseño Recomendado	94
8.1. Distribución de Aire	95
8.1.1. Intercambiador de Calor	95
8.1.2. Zona Caliente	98
8.1.3. Zona Fría	99
8.1.4. Curva de Carga del Sistema y Determinación de Flujo Volumétrico	102
8.2. Resistencia Térmica de los Componentes	104
8.2.1. Intercambiador de Calor	104
8.2.2. Disipador de Calor	106
8.3. Temperaturas Necesarias en los Componentes	108
8.3.1. Temperatura del Intercambiador de Calor de la Cara Fría	108
8.3.2. Temperatura del Disipador de Calor de la Cara Caliente	110
8.4. Selección de Módulos Termoeléctricos	110
8.5. Fuente de Poder	113
9. Conclusión	115
A. Rol del SIE	119
B. Propiedades Termofísicas de los Elementos	126
B.1. Propiedades del agua saturada	127
B.2. Propiedades del Aire a Presión de 1[atm]	128

C. Diagrama de Moody	129
D. Procedimiento para el Montaje de los Módulos Termoeléctricos en los Intercambiadores de Calor [14]	131
E. Determinación de las Variables Físicas (R_{tem} , α_{tem} y K_{Tem}) de un Módulo Termoeléctrico	134
F. Flujo de Caja del Proyecto de Rediseño	136
G. Datasheet Ventilador	138
H. Módulo Termoeléctrico [16]	144
I. Fuente de Poder	152

Índice de figuras

1.	Afluencia anual de Metro S.A. en millones de viajes [7]	7
2.	Averías totales dentro de los años 2016 y 2017.	9
3.	Jack Knife de los modos de falla registrados.	11
2.1.	Distribución de coches en el Material Rodante NS-93 [13]	16
2.2.	Fotografía del cofre SIE y sus respectivos ordenadores. Correspondiente a un coche S.	17
2.3.	Esquema de una superficie con aletas rectangulares planas [4]	26
2.4.	Regiones laminar y turbulenta de la capa límite en el flujo sobre una placa plana. [4]	28
2.5.	Flujo sobre una placa con tramo inicial no calentado. [4]	30
3.1.	Registro de temperaturas de los cofres de los coches S1, S2 y N3 del tren 2057.	44
3.2.	Registro de temperaturas del cofre correspondiente al coche S1 del tren 2063.	45
3.3.	Volumen de control del conjunto de ordenadores para la etapa de enfriamiento.	46
3.4.	Histograma de la conductancia térmica entre los ordenadores y el interior del cofre SIE del coche S1 del M.R. 2063.	47
3.5.	Volumen de control del conjunto de ordenadores para la etapa de enfriamiento.	48
3.6.	Valores calculados del calor disipado por el conjunto de ordenadores dentro de todo el rango de datos.	49
3.7.	Histograma del calor generado por el conjunto de ordenadores.	50
3.8.	Volumen de control del cofre SIE.	50
3.9.	Conductancia térmica entre el cofre SIE y el medio ambiente.	51

3.10. Histograma de la conductancia térmica entre el interior del cofre SIE y el medio ambiente, del coche S1 del M.R. 2063.	52
5.1. Distribución física de los componentes dentro del cofre SIE.	58
5.2. Configuración del disipador de calor de la cara fría.	63
5.3. Curvas de comportamiento de los módulos termoelectricos [15].	74
8.1. Esquema del sistema de refrigeración.	94
8.2. Esquema del intercambiador de calor de la cara fría.	96
8.3. Esquema de la configuración de la zona fría del sistema de distribución de aire.	98
8.4. Esquema de la configuración de la zona caliente del sistema de distribución de aire.	100
8.5. Gráfico de pérdida de presión vs flujo volumétrico en el sistema de distribución de aire.	103
8.6. Curva característica del grupo de ventiladores, donde la curva naranja representa el grupo de dos ventiladores con flujo en serie y la curva azul muestra la curva de un único ventilador.	103
8.7. Curva de pérdida de presión del sistema y del grupo de dos ventiladores, ambas en función del flujo volumétrico de aire.	104
8.8. Esquema del disipador de calor utilizado.	107
8.9. Curvas de calor extraído por el módulo termoelectrico HP-199-1.4-0.8 en función de la temperatura [16].	111
8.10. Curvas de COP del módulo termoelectrico HP-199-1.4-0.8 en función del voltaje [16].	111
8.11. Distribución física de los módulos termoelectricos en el intercambiador de calor de la cara fría.	112
C.1. Diagrama de Moody del factor de fricción para flujo completamente desarrollado en tubos circulares para el uso en la relación $\Delta P_L = f \frac{L}{D} \frac{\rho u^2}{2}$. Los factores de fricción en el flujo turbulento se evalúan con la ecuación de Colebrook $\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right)$ [4]	130

Índice de tablas

3. Cantidad de averías y tiempo de reparación total para cada modo de falla del Material Rodante.	10
6.1. Matriz de Evaluación de Riesgos evaluada para distintas probabilidades y consecuencias.	79
6.2. Riesgos asociados al proceso de montaje del nuevo sistema de refrigeración.	80
6.3. Riesgos asociados al proceso de mantenimiento del nuevo sistema de refrigeración.	81
6.4. Análisis de falla de cuando no existe una entrega de aire al conjunto de ordenadores	83
6.5. Análisis de falla cuando existe una intermitencia en el flujo de aire entregado a los ordenadores	84
6.6. Análisis de falla cuando existe una temperatura mayor a 27°C en el aire entregado a los ordenadores	85
6.7. Análisis de falla cuando existe una temperatura menor a 23°C en el aire entregado a los ordenadores	87
6.8. Análisis de fallas cuando la temperatura entregada a los ordenadores presenta una alta variabilidad	88
6.9. Análisis de fallas cuando la humedad relativa del aire entregado a los ordenadores supera el 60 %	89
7.1. Costos aproximados del sistema de refrigeración propuesto para cada cofre SIE	91
7.2. TIR, VAN y payback originales del proyecto.	92
7.3. TIR, VAN y payback con el 50 % del consumo eléctrico	93

8.1. Factor L/D de los accesorios utilizados en la zona caliente del sistema de distribución de aire.	99
B.1. Agua Saturada. Tabla de Temperaturas [3]	127
B.2. Propiedades del aire a presión de 1[atm] [4]	128
F.1. Flujo de caja del proyecto evaluado a 5 años	137

Glosario

m_{ord}	Masa del conjunto de ordenadores	$[kg]$
C_{ord}	Calor específico del conjunto de ordenadores	$\left[\frac{J}{kg\ K}\right]$
T_{ord}	Temperatura del conjunto de ordenadores	$[K]$
T_{cofre}	Temperatura al interior del cofre SIE	$[K]$
$\dot{Q}_{ord-cofre}$	Calor cedido por parte de los ordenadores hacia el interior del cofre SIE	$[W]$
$K_{T\ ord-cofre}$	Conductividad térmica entre el conjunto de ordenadores y el interior del cofre SIE	$\left[\frac{W}{K}\right]$
$\dot{W}_{gen}$	Calor generado por el conjunto de ordenadores	$[W]$
T_{amb}	Temperatura ambiental al exterior del cofre SIE	$[K]$
$\dot{Q}_{cofre-amb}$	Calor cedido desde el interior del cofre SIE hacia el exterior de este	$[W]$
m_{air}	Masa del aire al interior del cofre SIE	$[kg]$
$C_{p\ air}$	Calor específico del aire al interior del cofre SIE	$\left[\frac{J}{kg\ K}\right]$
$K_{T\ ord-amb}$	Conductividad térmica entre el conjunto de ordenadores y el exterior del cofre SIE	$\left[\frac{W}{K}\right]$
Φ	Humedad relativa del aire al hacer ingreso al conjunto de ordenadores	$[\%]$
P_{ν}	Presión de vapor del aire al hacer ingreso al conjunto de ordenadores	$[kPa]$
$\dot{Q}_c$	Calor absorbido por la cara fría de los módulos termoelectrónicos	$[W]$
$\dot{Q}_{acc}$	Calor generado por los accesorios eléctricos del sistema de refrigeración	$[W]$

A_c	Área de los canales del intercambiador de calor de la cara fría en la dirección transversal al flujo de aire	$[m^2]$
L_{he}	Largo del intercambiador de calor de la cara fría en la dirección longitudinal al flujo de aire	$[m]$
p_{he}	Perímetro de los canales del intercambiador de calor de la cara fría en dirección transversal al flujo de aire	$[m]$
D_h	Diámetro hidráulico del intercambiador de calor de la cara fría	$[m]$
v_{he}	Velocidad promedio del aire al través del intercambiador de calor de la cara fría	$[\frac{m}{s}]$
$\dot{V}$	Flujo volumétrico de aire a través del sistema de distribución de aire	$[\frac{m^3}{s}]$
ν_{aire}	Viscosidad cinemática del aire a través del sistema de distribución de aire	$[\frac{m^2}{s}]$
Re_{he}	Número de Reynolds del flujo de aire a través del intercambiador de calor de la cara fría	$[-]$
f	Coeficiente de fricción de Darcy de la superficie del intercambiador de calor	$[-]$
ρ_{aire}	Densidad volumétrica del aire a través del sistema de distribución de aire	$[\frac{kg}{m^3}]$
ΔP_{he}	Caída de presión de aire en el intercambiador de calor de la cara fría	$[Pa]$
D_{hz}	Diámetro del ducto de la zona caliente del sistema de distribución de aire	$[m]$
L_{hz}	Largo del ducto de la zona caliente del sistema de distribución de aire	$[m]$
f_{hz}	Coeficiente de fricción de Darcy de la superficie del ducto de la zona caliente del sistema de distribución de aire	$[-]$
f_{acchz}	Coeficiente de fricción de Darcy para los accesorios de la zona caliente del sistema de distribución de aire	$[-]$
L_{acchz}	Largo equivalente de los accesorios de la zona caliente del sistema de distribución de aire	$[m]$

D_{acchz}	Diámetro de los accesorios de la zona caliente del sistema de distribución de aire	$[m]$
κ_{acchz}	Constante de pérdida de la singularidad de los accesorios de la zona caliente del sistema de distribución de aire	$[-]$
v_{hz}	Velocidad del aire a través de los ductos y accesorios de la zona caliente del sistema de distribución de aire	$\left[\frac{m}{s}\right]$
ΔP_{hz}	Pérdida de presión en la zona caliente del sistema de distribución de aire	$[Pa]$
L_1, L_2	Largos de los ductos de la zona fría del sistema de distribución de aire	$[m]$
D_1, D_2	Diámetro de los ductos de la zona fría del sistema de distribución de aire	$[m]$
f_1, f_2	Coeficiente de fricción de Darcy de los ductos de la zona fría del sistema de distribución de aire	$[-]$
$(\kappa_{acccz})_1,$ $(\kappa_{acccz})_2$	Constante de pérdida de singularidad de los accesorios de la zona fría del sistema de distribución de aire	$[-]$
A_1, A_2	Área de los ductos de la zona fría del sistema de distribución de aire, transversal al flujo de aire	$[m^2]$
v_1, v_2	Velocidad promedio del aire a través del respectivo ducto de la zona fría del sistema de distribución de aire	$\left[\frac{m}{s}\right]$
$\Delta P_1, \Delta P_2,$ ΔP_{cz}	Pérdida de presión en la zona fría del sistema de distribución de aire	$[Pa]$
ΔP_{sist}	Pérdida de presión de todo el sistema de distribución de aire	$[Pa]$
Pr_{aire}	Número de Prandtl del aire a través del sistema de distribución de aire	$[-]$
$L_{he, t}$	Largo necesario para que el flujo de aire se desarrolle térmicamente al interior del intercambiador de calor de la cara fría	$[m]$
Nu_{he}	Número de Nusselt del flujo de aire a través del intercambiador de calor de la cara fría	$[-]$
h_{he}	Coeficiente de transferencia de calor por convección del flujo de aire a través del intercambiador de calor de la cara fría	$\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$

k_{aire}	Conductividad térmica del aire a través del sistema de distribución de aire	$\left[\frac{W}{m\ K}\right]$
R_{The}	Resistencia térmica del intercambiador de calor de la cara fría	$\left[\frac{K}{W}\right]$
ν_{amb}	Viscosidad cinemática del aire al exterior del cofre SIE	$\left[\frac{m^2}{s}\right]$
v_{MR}	Velocidad promedio del Material Rodante	$\left[\frac{m}{s}\right]$
T_f	Temperatura de película del aire en el disipador de calor de la cara caliente	$[K]$
ξ_{hs}	Longitud de entrada de aire antes de llegar a la zona calentada en el disipador de calor de la cara fría	$[m]$
h_{hs}	Coeficiente de transferencia de calor por convección del flujo de aire a través del disipador de calor de la cara caliente	$\left[\frac{W}{m^2\ K}\right]$
x_{cr}	Largo crítico donde el aire comienza un flujo turbulento en el disipador de calor de la cara caliente	$[m]$
w_{hs}	Largo del disipador de calor de la cara caliente en dirección longitudinal al flujo de aire	$[m]$
n	Número de aletas del disipador de calor de la cara caliente	$[-]$
L_{hs}	Largo de las aletas del disipador de calor de la cara caliente	$[m]$
t_{hs}	Espesor de las aletas del disipador de calor de la cara caliente	$[m]$
k_{hs}	Conductividad térmica del material con el que está fabricado el intercambiador de calor de la cara caliente	$\left[\frac{W}{m\ K}\right]$
η_{aleta}	Eficiencia de las aletas del disipador de calor de la cara caliente	$[-]$
$\dot{Q}_h$	Calor cedido por la cara caliente de los módulos termoelectrónicos hacia el disipador de calor de dicha cara	$[W]$
A_b	Área de la base del disipador de calor de la cara caliente	$[m^2]$
T_h	Temperatura de la cara caliente del módulo termoelectrónico	$[K]$
R_{Ths}	Resistencia térmica del disipador de calor de la cara caliente	$[K/W]$
T_i	Temperatura del aire al ingreso del intercambiador de calor de la cara fría	$[K]$

T_e	Temperatura del aire a la salida del intercambiador de calor de la cara fría	$[K]$
T_c	Temperatura de la cara fría del módulo termoelectrico	$[K]$
$\dot{m}$	Flujo másico de aire a través del sistema de distribución de aire	$\left[\frac{kg}{s}\right]$
$\dot{Q}_{oh}$	Calor entregado en el proceso de recalentamiento del aire	$[W]$
T_{or}	Temperatura de entrada de aire a la zona de los ordenadores	$[K]$
N	Número de módulos termoelectricos utilizados	$[-]$
$\dot{Q}_{ci}$	Calor bombeado por cada módulo termoelectrico	$[W]$
P_{tem}	Potencia requerida por cada módulo termoelectrico	$[W]$
P_{req}	Potencia requerida para todo el conjunto de módulos termoelectricos	$[W]$
η_{ps}	Eficiencia eléctrica de la fuente de poder	$[\%]$
P_{ps}	Potencia requerida por la fuente de poder	$[W]$

Siglas

M.R.	Material Rodante (Matériel Roulant)
SIE	Sistema Informático Embarcado (Système Informatique Embarqué)
AM	Ayuda al Mantenimiento (Aide à la Maintenance)
TEM	Módulo Termoeléctrico (Thermoelectric Module)
TEC	Enfriador Termoeléctrico (Thermoelectric Cooler)
COP	Coefficiente de Eficiencia (Coefficient of performance)
MTTR	Tiempo Medio para Reparar (Mean Time To Repair)
MTBF	Tiempo Medio entre Fallas (Mean Time Between Failures)
VAN	Valor Actual Neto
TIR	Tasa Interna de Retorno
CC	Conducción controlada
PCC	Puesto de Comando Centralizado

Introducción

Actualmente Metro de Santiago es el responsable de entregar un servicio de transporte rápido, seguro y eficiente a aproximadamente 700 millones de pasajeros al año en la Región Metropolitana [7]. Es debido a esto que para entregar un servicio de excelencia a cada pasajero es necesario mantener una alta disponibilidad y confiabilidad del Material Rodante.

Sin embargo, existe un problema frecuente que afecta en la confiabilidad de los equipos electrónicos del Material Rodante NS-93, siendo el principal afectado el conjunto de ordenadores encargados de controlar funciones específicas de éste, tales como el sistema de puertas, iluminación y ventilación, equipos de tracción y frenado, entre otros. Generando un alza de costos asociados a la reparación de estos equipos, además de todos los procedimientos de mantenimiento, logísticos y mano de obra asociados a las fallas de sus componentes, y provocando, a su vez, una disminución de la disponibilidad de la flota de este tipo de Material Rodante y afectando la calidad del servicio que percibe el pasajero.

Es debido a esto que en esta Memoria de Título se presenta una posible solución a la problemática existente del conjunto de ordenadores, y consiste principalmente en el rediseño del sistema de refrigeración del cofre SIE en base a módulos termoeléctricos,

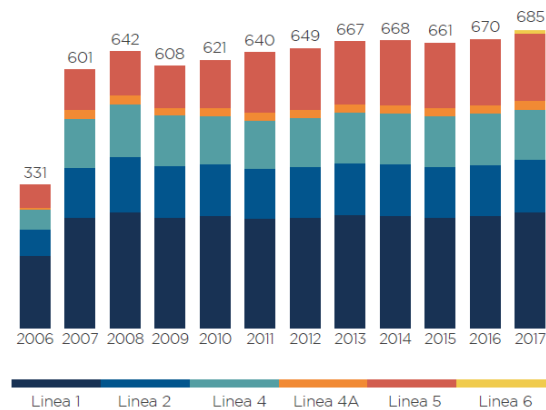


Figura 1: Afluencia anual de Metro S.A. en millones de viajes [7]

los cuales son elementos que se comportan como una bomba de calor en estado sólido cuando son alimentados por una corriente eléctrica. El calor generado por el conjunto de ordenadores se extrae mediante un sistema cerrado de distribución de aire, el cual toma parte del calor emitido por los ordenadores y lo cede al intercambiador de la cara fría de los módulos termoelectricos, para luego ingresar nuevamente con una temperatura deseada de 25[°C] y una humedad relativa menor al 60 % a la zona donde están ubicados dichos ordenadores.

Para el rediseño se consideran condiciones ambientales extremas (40[°C]) y restricciones propias del fabricante de los equipos, como temperatura y humedad relativa máximas.

Se espera que esta solución pueda disminuir la cantidad de averías de ordenadores en un 40 %, que es el porcentaje aproximado de fallas asociadas a la temperatura de estos elementos (Fuente: Laboratorio CREE). Además, se espera que este trabajo pueda ser implementados en otras áreas donde se presenten las mismas problemáticas.

Antecedentes

Al agrupar las fallas ocurridas, como por ejemplo, solo en la línea 5 entre de los años 2016 y 2017, se observa que la mayor cantidad de averías está dada para el Sistema de Control y Comando, siendo aproximadamente el 34 % del total de las averías registradas en el periodo (Ver Figura 2). Cabe destacar que actualmente existen en funcionamiento 22 trenes NS-93 en la línea mencionada.

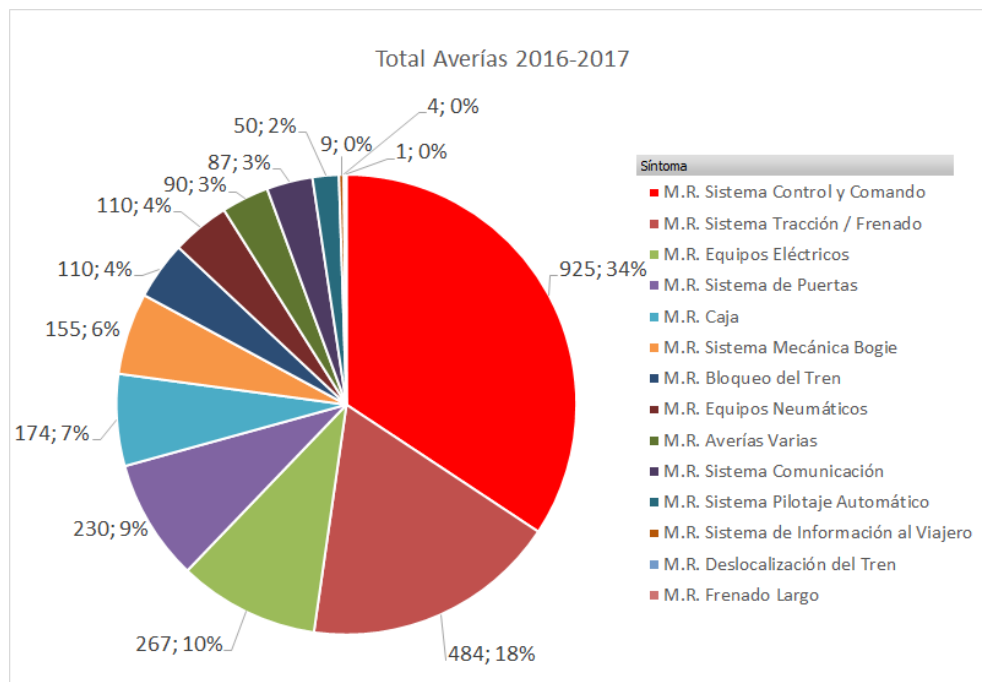


Figura 2: Averías totales dentro de los años 2016 y 2017.

Al observar las características de gráfico, se debe tener en cuenta que las averías mostradas son únicamente las ocurridas en línea, es decir, cuando el Material Rodante se encuentra en explotación, las que tienen como consecuencia en algunos casos la evacuación de pasajeros y en todos los casos la pérdida de disponibilidad del material

y envío a talleres.

Para hacer más comprensible el tipo de falla que se presenta en el Sistema de Control y Comando, se agrupa la cantidad de cada avería junto con las horas de detención del Material Rodante (Ver Tabla 3). Estos antecedentes prevén que para el caso del Sistema de Control y Comando ocurrieron 925 fallas en los dos años registrados, suponiendo así un tiempo de detención del Material Rodante de más de 6.076 horas.

Tabla 3: Cantidad de averías y tiempo de reparación total para cada modo de falla del Material Rodante.

Tipo Avería	Tiempo Total [horas]	N° de Averías
M.R. Averías Varias	1116,3	90
M.R. Bloqueo del Tren	926,5	110
M.R. Caja	1086,4	174
M.R. Deslocalización del Tren	11,5	4
M.R. Equipos Eléctricos	2575,4	267
M.R. Equipos Neumáticos	497,7	110
M.R. Frenado Largo	1,0	1
M.R. Sistema Comunicación	170,0	87
M.R. Sistema Control y Comando	6076,6	925
M.R. Sistema de Información al Viajero	6,5	9
M.R. Sistema de Puertas	1313,8	230
M.R. Sistema Mecánica Bogie	702,6	155
M.R. Sistema Pilotaje Automático	316,8	50
M.R. Sistema Tracción / Frenado	7404,9	484

Para conocer la criticidad de la avería a tratar, es decir, si es de carácter leve, grave, crónico o grave-crónico se utiliza la herramienta Jack Knife, la que agrupa los modos de falla según tiempo promedio para reparar (MTTR) y el número de fallas registradas para luego catalogarlas por tiempo de detención y criticidad (Ver Imagen 3).

Como resultado se tiene que las averías del Sistema de Control y Comando están catalogadas como crónicas, lo que quiere decir que, pese a que su MTTR es corto (aprox. 6,6[horas]), existe una gran cantidad de averías de este tipo, lo que provoca un elevado tiempo de detención del Material Rodante, ascendiendo a más de 6.000 horas de

detención del Material Rodante dentro de los dos años evaluados.

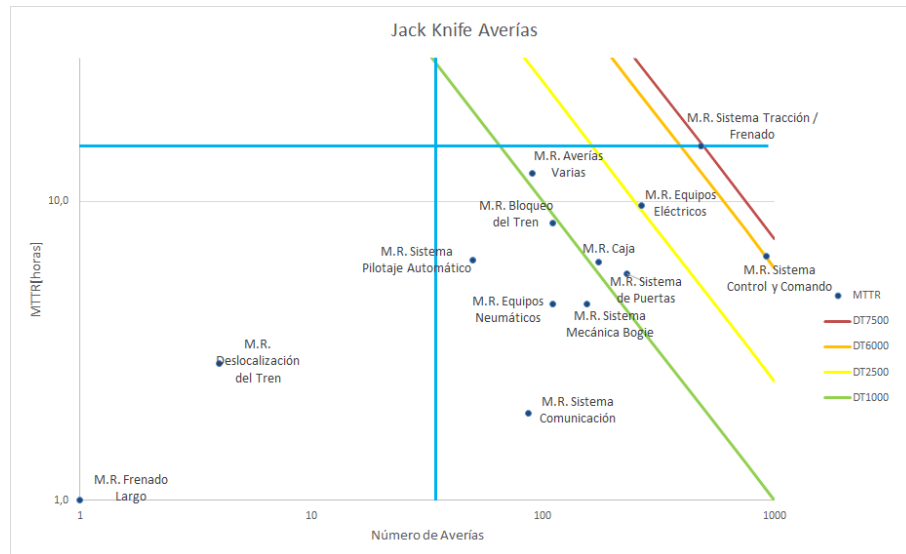


Figura 3: Jack Knife de los modos de falla registrados.

Una avería común en el Sistema de Control y Comando es la que afecta al conjunto de ordenadores, las cuales pueden afectar a otros sistemas del Material Rodante. En los años evaluados existieron aproximadamente 742 averías que afectaron el conjunto de ordenadores, de las cuales un total de 951 ordenadores tuvieron que ser reparados (Fuente: Laboratorio CREE), resultando en un total anual de 371 averías al año, con un índice de 1,28 ordenadores en falla por cada avería que afecta los ordenadores.

Se estima que por cada tren detenido en horario punta existe un costo asociado de \$563.445 CLP por hora (Fuente interna de Metro S.A.) debido a la pérdida de oferta y disminución en la calidad del servicio de transporte. Teniendo en cuenta los datos, aproximadamente la mitad de las averías afectan la disponibilidad en este horario, lo que llevado a pérdidas resultan en una cantidad mayor a \$209 MMCLP dentro del periodo evaluado solo provocadas por la falta de disponibilidad del Material Rodante y asumiendo que la avería provoca un retraso de solamente una hora (en algunos casos el M.R. puede quedar no disponible la totalidad de este horario), lo que resulta en un costo por avería unitaria de cerca de \$250 MCLP.

Por otra parte, se tiene que los costos de reparación de cada ordenador ascienden a

cerca de \$500 MCLP por cada avería registrada, lo que entrega un costo total del mantenimiento dentro de los dos años evaluados de cerca de \$475,5 MMCLP. También se debe considerar el tiempo asociado al mantenimiento del Material Rodante, y considera desde que el tren presenta la falla en línea hasta que se entrega disponible por parte del taller, por lo que teniendo en cuenta que a lo largo del proceso de mantenimiento existen por lo menos 3 técnicos, supervisores, conductores, personal de bodega o combinaciones de éstos, los costos por hora ascienden a un aproximado de \$30 MCLP, lo que da como resultado un costo asociado a éste factor de aproximadamente \$200 MCLP por cada falla presentada. Considerando todos estos factores, además de los asociados al traslado de materias primas, costos de consumo eléctrico, uso de talleres, equipos y programas, se estima que cada avería que afecta al conjunto de ordenadores presenta un costo de aproximadamente \$1,2 MMCLP.

Finalmente, considerando una tasa de 300 averías de ordenadores por año, se estima que las pérdidas provocadas por las fallas en el Sistema de Control y Comando ascienden aproximadamente a \$360 MMCLP al año solo en la línea 5 de Metro de Santiago.

Capítulo 1

Metodología

En este capítulo se describe el procedimiento teórico y experimental para llevar a cabo la memoria.

Primero que todo se realiza un levantamiento de las condiciones actuales de operación del cofre SIE, las cuales se llevan a cabo utilizando instrumentos de medición de temperatura Ibutton DS1921G#F50, los cuales permiten tomar una cantidad de 2048 muestras a lo largo de un periodo de tiempo definido según el tiempo configurado entre muestras. Tales mediciones se extraen mediante el datalogger DS9490R# que permite exportar las mediciones en formato csv. a cualquier computadora.

Luego, mediante la herramienta informática Microsoft Excel, se procede a separar los datos obtenidos y segregar los ciclos de temperatura en etapas de enfriamiento y en operación, con el propósito de calcular la resistencia térmica del sistema y el calor generado por el conjunto de ordenadores al interior del cofre, lo que se lleva a cabo realizando un análisis térmico del cofre.

Definidas las necesidades de capacidad para el sistema de refrigeración, se comienza la etapa de selección de las distintas tecnologías disponibles, la cual se lleva a cabo según restricciones de espacio, seguridad operacional, entre otras. Seleccionando la alternativa más idónea para la función y que, en este caso es la que involucra módulos termoelectrónicos.

Teniendo seleccionada la alternativa más idónea, se procede a realizar el rediseño del

sistema de refrigeración actual del cofre SIE, considerando condiciones extremas de funcionamiento ($T_{m\acute{a}x}=40[^\circ\text{C}]$). Se utiliza la herramienta informática Autodesk Inventor Professional 2016 para el diseño asistido por computadora, el cual entrega la facilidad de seleccionar el layout más acorde a las necesidades.

Para mejorar las condiciones de seguridad y mantenimiento de los nuevos equipos, se realiza un análisis de riesgos para la etapa de montaje y mantenimiento del sistema, además de un análisis de fallas para las distintas funciones de este, donde se describen los modos de falla asociados a cada falla funcional, además de los posibles riesgos en la operación cuando se cumple cada modo de falla.

Identificados los riesgos y modos de falla, se lleva a cabo la etapa de factibilidad económica, la que consiste en la evaluación de rentabilidad del proyecto. En esta etapa se calculan los valores promedio de costos según distintos proveedores de componentes, y se evalúan los costos fijos y operacionales del sistema de refrigeración, por lo que finalmente se calculan los indicadores económicos Valor Actual Neto (VAN), Tasa Interna de Retorno, y el tiempo que demora el proyecto en generar ganancias (Payback).

Finalmente se realiza un diseño recomendado, el cual se lleva a cabo a través del diseño asistido por computadora, y utilizando elementos disponibles en el mercado.

Capítulo 2

Marco Teórico

En éste capítulo se presentan las consideraciones teóricas que son tomadas en el rediseño del sistema de refrigeración, tanto para los disipadores, ventiladores, módulos peltier, ductos de distribución de aire, además de definiciones importantes para el desarrollo de la memoria.

2.1. Descripción del Material Rodante NS-93 [11]

El M.R. NS-93 está compuesto por dos tipos de coches, los cuales son denominados coches remolques y coches motrices.

Coches Remolques: son aquellos en que la carrocería está montada sobre dos boguies denominados "boguies portadores" sin motores de tracción. En su extremo cuentan con cabina de conducción y se les designan con la letra "S" (S1 y S2), y "R" sin Cabina de conducción.

Coches Motrices: Son aquellos en que la carrocería está montada sobre dos boguies denominados "boguies motores", cada uno equipado con un motor de tracción. No cuentan con cabina de conducción y se les designan con la letra "N" (N1, N2, N3, N5, N6).

Los trenes actualmente están compuestos por seis, siete coches reconfigurados (originalmente eran de seis coches y posteriormente se les agregó un coche R), siete coches originales y ocho coches, distribuidos de la siguiente forma:

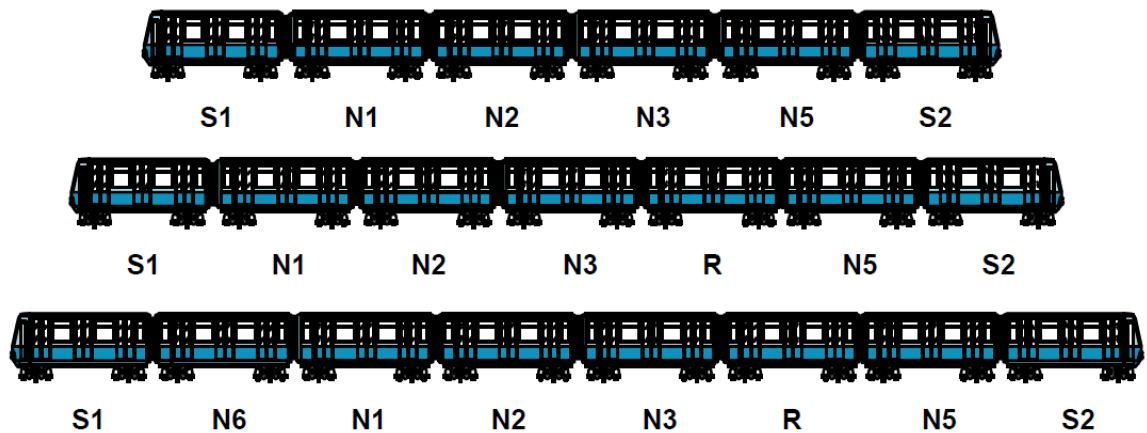


Figura 2.1: Distribución de coches en el Material Rodante NS-93 [13]

El largo del Material Rodante según los tipos de configuración es:

- 6 coches: 90,280[m]
- 7 coches: 105,160[m]
- 8 coches: 120,040[m]

Actualmente en Línea 5 de Metro de Santiago circula solamente Material Rodante de 6 y 7 coches.

2.2. Descripción del Sistema Informático Embarcado [11]

El Sistema Informático Embarcado está compuesto por dos ordenadores por coche, los que están conectados a través de la Red Informática y son los encargados del comando y control de todos los sistemas y equipos del material rodante.

2.2.1. Rol del SIE dentro del Sistema de Trenes

El análisis funcional del Sistema de Control y Comando del M.R. NS-93 es realizado a partir de 9 temas repartidos:

- Conducción
- Motricidad

- Energía eléctrica
- Energía neumática
- Puertas
- Confort
- Fonía
- Ayuda al mantenimiento
- Ayuda a la explotación



Figura 2.2: Fotografía del cofre SIE y sus respectivos ordenadores. Correspondiente a un coche S.

Se presenta en el anexo A en forma resumida y por tema los roles del Sistema de Control y Comando y los roles del SIE.

2.2.2. Restricciones Ambientales de Diseño del SIE

Especificaciones Técnicas Particulares

Condiciones medio ambientales:

Temperatura máxima: 37[°C]

Temperatura mínima: -4[°C]

Temperatura promedio máxima: 29[°C]

Temperatura promedio mínima: -3[°C]

Porcentaje de humedad relativa máxima: 84 %

Porcentaje de humedad promedio anual: 72 %

En verano, variaciones de 20[°C] tienen lugar entre las temperaturas absolutas máximas y mínimas. Tales variaciones en invierno son de 10[°C].

Temperatura en tunel: 40[°C] máximo.

Temperatura en el tramo a los talleres: 45[°C] a pleno sol.

Vida útil de los coches y sus componentes:

El tiempo promedio diario de explotación es de 12 horas, sin embargo, el Material Rodante debe ser capaz de soportar un servicio continuo de 40 horas en conducción automática, lo que puede ser necesario en los periodos de vacaciones.

Mantenibilidad

El curso entre dos intervenciones de mantenimiento preventivo es del orden de los 30.000[km]. Los tiempos de intervención de éstos mantenimientos son menores a 6 horas.

Con respecto a las intervenciones mencionadas, el promedio de los tiempos de intervención, es decir, el MTTR es de 0,8 horas máximo para intervenciones que provoquen la detención del Material Rodante.

Además, el 95 % de las intervenciones deberían tener una duración inferior a 1,5 horas.

2.3. Análisis de Masa y Energía de Volúmenes de Control [3]

Se utiliza la relación de balance de energía, expresada como:

$$E_{entrada} - E_{salida} = \Delta E_{sistema} \quad (2.1)$$

Donde E corresponde a la cantidad de energía y los subíndices indican la entrada o salida al volumen de control.

En ésta sección se inicia con el desarrollo de la relación general de conservación de masa para volúmenes de control, luego se aplica el balance de energía a sistemas que involucran procesos de flujo estacionario.

2.3.1. Conservación de Masa

La conservación de masa es uno de los principios fundamentales de la naturaleza y, al igual que la energía, la masa es una propiedad conservada y que no puede crearse ni destruirse dentro de un proceso. Para volúmenes de control, la masa de fluido puede cruzar fronteras, de modo que se debe mantener un registro de la cantidad de masa que entra y sale.

Flujos Másicos y Volumétricos

La cantidad de masa que pasa por una sección transversal por unidad de tiempo se llama flujo másico y se denota mediante $\dot{m}$. El punto sobre un símbolo se usa para indicar la rapidez de cambio respecto al tiempo.

Un fluido entra o sale comúnmente de un volumen de control a través de tuberías y ductos. El flujo másico diferencial del fluido que pasa por un pequeño elemento de área dA_t en una sección transversal del flujo es proporcional a dA_t , a la densidad del fluido ρ y a la componente de la velocidad del flujo normal a dA_t , que se denota como V_n , y se expresa como:

$$\delta \dot{m} = \rho V_n dA_t \quad (2.2)$$

Se debe considerar que tanto δ como d se usan para indicar cantidades diferenciales, pero δ se emplea por lo regular para cantidades que son funciones de la trayectoria y tienen diferenciales inexactas, mientras que d se utiliza para cantidades que son funciones de punto y tienen diferenciales exactas.

La velocidad nunca es uniforme en una sección transversal de tubería debido a que el fluido se adhiere a la superficie y, por lo tanto, tiene velocidad cero en la pared (condición de no deslizamiento). Además, la velocidad varía desde cero en las paredes hasta algún valor máximo cercano o sobre la línea central de la tubería. Se define la velocidad promedio V_{prom} como el valor promedio de V_n en toda la sección transversal.

$$V_{prom} = \frac{1}{A_t} \int_{A_t} V_n dA_t \quad (2.3)$$

Donde A_t es el área de la sección transversal normal a la dirección del flujo. Así, para flujo tanto incompresible como compresible donde ρ es uniforme en A_t , la ecuación por el flujo másico es la siguiente:

$$\dot{m} = \rho V_{prom} A_t \quad (2.4)$$

El volumen del fluido que pasa por una sección transversal por unidad de tiempo se llama flujo volumétrico $\dot{V}$ y se expresa como:

$$\dot{V} = \int_{A_t} V_n dA_t = V_{prom} A_t \quad (2.5)$$

Por lo que finalmente, los flujos másicos y volumétricos se relacionan como:

$$\dot{m} = \rho \dot{V} \quad (2.6)$$

Principio de Conservación de Masa

El principio de conservación de masa para un volumen de control se puede expresar como: la transferencia neta de masa hacia o desde el volumen de control durante un intervalo de tiempo Δt es igual al cambio neto en la masa dentro del volumen de control durante Δt . Es decir:

$$m_{entrada} - m_{salida} = \Delta m_{VC} \quad (2.7)$$

Donde Δm_{VC} es el cambio en la masa del volumen de control durante el proceso. También se puede expresar como tasa de la forma

$$\dot{m}_{entrada} - \dot{m}_{salida} = \frac{dm_{VC}}{dt} \quad (2.8)$$

donde $\dot{m}_{entrada}$ y $\dot{m}_{salida}$ son los flujos másicos hacia adentro y hacia afuera del volumen de control, y dm_{VC}/dt es la misma rapidez de cambio de la masa con respecto al tiempo dentro de las fronteras del volumen de control. Comúnmente se hace referencia a las ecuaciones 2.7 y 2.8 como balance de masa y son aplicables a cualquier volumen de control que experimenta alguna clase de proceso.

La masa total dentro del volumen de control en cualquier instante t se determina mediante integración como:

$$m_{VC} = \int_{VC} \rho dV \quad (2.9)$$

Balance de Masa en Procesos de Flujo Estacionario

Durante un proceso de flujo estacionario, la cantidad total de masa contenida dentro de un volumen de control no cambia con el tiempo ($m_{VC}=\text{constante}$). Entonces el principio de conservación de masa requiere que la cantidad de masa que entra a un volumen de control sea igual a la salida total de masa que sale del mismo.

Cuando se trata de procesos de flujo estacionario, el interés no se centra en la cantidad de masa que entra o sale de un dispositivo con el tiempo, pero sí se está interesado en la cantidad de masa que fluye por unidad de tiempo, es decir, el flujo másico $\dot{m}$. El principio de conservación de masa para un sistema general de flujo estacionario con entradas y salidas múltiples se puede expresar en forma de tasa como

$$\sum_{entrada} \dot{m} = \sum_{salida} \dot{m} \quad (2.10)$$

Lo que expresa que la tasa total de masa que entra a un volumen de control es igual a la tasa total de masa que sale del mismo.

Caso de Flujo Incompresible

Las relaciones de conservación de masa pueden simplificarse aún más cuando el fluido es incompresible. La cancelación de la densidad en ambos lados de la relación general de flujo estacionario da

$$\sum_{entrada} \dot{V} = \sum_{salida} \dot{V} \quad (2.11)$$

2.3.2. Análisis de Energía de Sistemas de Flujo Estacionario

Durante un proceso de flujo estacionario, el contenido de energía total de un volumen de control permanece constante ($E_{VC}=\text{constante}$); por lo tanto, el cambio en la energía total del volumen de control es cero ($\Delta E_{VC}=0$). En consecuencia, la cantidad de energía que entra a un volumen de control en todas las formas (calor, trabajo y masa) debe ser igual a la cantidad de energía que sale. Entonces, la forma de tasa del balance de energía general se reduce para un proceso de flujo estacionario a

$$\dot{E}_{entrada} = \dot{E}_{salida} \quad (2.12)$$

En vista de que la energía se puede transferir por calor, trabajo y masa solamente, el balance de energía en la ecuación 2.12 para un sistema general de flujo estacionario se puede escribir también de manera explícita como

$$\dot{Q}_{entrada} + \dot{W}_{entrada} + \sum_{entrada} \dot{m}\theta = \dot{Q}_{salida} + \dot{W}_{salida} + \sum_{salida} \dot{m}\theta \quad (2.13)$$

dado que la energía de un fluido en movimiento por unidad de masa es $\theta = h + V_{prom}^2/2 + gz$, donde h corresponde a la entalpía del fluido, g la aceleración de gravedad y z la altura del fluido respecto a una altura de referencia.

La relación del balance de energía recién presentada es de naturaleza intuitiva y es fácil de usar cuando se conocen las magnitudes y direcciones de transferencia de calor y trabajo. Sin embargo, cuando se lleva a cabo un estudio analítico general o se debe resolver un problema relacionado con una interacción desconocida de calor o trabajo, se requiere suponer una dirección para las interacciones de éstos. En tales casos, es práctica común suponer que se transferirá calor hacia el sistema (entrada de calor) a una tasa $\dot{Q}$, y que se producirá trabajo por el sistema (salida de trabajo) a una tasa $\dot{W}$, para

después resolver el problema. La relación de balance de energía para flujo estacionario en el caso de dispositivos de una sola corriente queda expresada como:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \left[h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \right] \quad (2.14)$$

Donde los subíndices 1 y 2 corresponden a las etapas de entrada y salida, respectivamente, del fluido en el volumen de control. Cuando el fluido experimenta cambios insignificantes en sus energías cinéticas y potencial, la ecuación 2.14 se reduce a:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} [h_2 - h_1] = \dot{m} \Delta h \quad (2.15)$$

Finalmente, para gases ideales, se puede aproximar la diferencia de entalpía como $\Delta h = C_p(T_2 - T_1)$, donde C_p corresponde al calor específico a presión constante del gas.

2.4. Acondicionamiento del Aire [3]

2.4.1. Aire Seco y Aire Atmosférico

La temperatura del aire en aplicaciones de acondicionamiento del aire varía de -10 a 50[°C]. En este intervalo, el aire seco puede tratarse como un gas ideal con un valor de su calor específico C_p constante de 1.005[kJ/kg·K] con un error insignificante (menor a 0,2 por ciento).

El vapor de agua en el aire puede tratarse como un gas ideal en el rango de temperaturas mencionado con un error igualmente insignificante. Lo que resulta conveniente debido a que obedece la relación de los gases ideales $Pv = RT$. En este caso, el aire atmosférico se trata como una mezcla de gases ideales cuya presión es la suma de la presión parcial del aire seco P_a y la del vapor de agua P_v :

$$P = P_a + P_v \quad (2.16)$$

A la presión parcial del vapor de agua se le conoce como presión de vapor.

2.4.2. Humedad Relativa del Aire

La cantidad de humedad en el aire tiene un efecto importante en la condición de operación de distintos componentes industriales. La relación entre la cantidad de humedad que contiene el aire (m_v) respecto a la cantidad máxima de humedad que el aire puede contener a la misma temperatura (m_g) se conoce como humedad relativa Φ

$$\Phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v}{P_g} \quad (2.17)$$

La humedad relativa varía de 0 para aire seco a 1 para aire saturado.

2.4.3. Temperatura del Punto de Rocío

La temperatura del punto de rocío T_{pr} se define como la temperatura a la que se inicia la condensación si el aire se enfría a presión constante. En otras palabras T_{pr} es la temperatura de saturación del agua correspondiente a la presión de vapor:

$$T_{pr} = T_{sat \text{ a } P_v} \quad (2.18)$$

2.5. Conducción de Calor [4]

2.5.1. Transferencia de Calor desde Superficies con Aletas

La razón de la transferencia de calor desde una superficie que está a una temperatura T_s hacia el medio circundante que está a T_∞ se expresa por la ley de Newton del enfriamiento como

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (2.19)$$

donde A_s es el área superficial de transferencia de calor y h es el coeficiente de transferencia de calor por convección. Cuando las temperaturas T_s y T_∞ se fijan por consideraciones de diseño, como con frecuencia es el caso, existen dos maneras de incrementar la razón de transferencia de calor por convección, h , o aumentar el área superficial A_s . El aumento de h puede requerir la instalación de una bomba o ventilador, o reemplazar el existente con uno más grande, pero este procedimiento puede no ser práctico ni adecuado. La alternativa es aumentar el área superficial al agregar unas superficies extendidas llamadas aletas, hechas de materiales conductores como el aluminio.

En el análisis de aletas, se considera operación estacionaria sin generación de calor en la aleta y se supone que la conductividad térmica k del material permanece constante. También por conveniencia en el análisis se supone que el coeficiente de transferencia de calor por convección, h , es constante y uniforme sobre toda la superficie de la aleta.

Eficiencia de la Aleta

Considere la superficie de una pared plana que está a la temperatura T_b , expuesta a un medio a la temperatura T_∞ . El calor se pierde de la superficie hacia el medio circundante por convección, con un coeficiente de transferencia de calor h . Si se descarta la radiación o se considera su contribución en el coeficiente de convección h , la transferencia de calor desde un área superficial A_s se expresa como $\dot{Q} = hA_s(T_b - T_\infty)$.

En el caso límite de resistencia térmica cero o conductividad térmica infinita ($k \rightarrow \infty$), la temperatura de la aleta es uniforme al valor de la temperatura de la base de T_b . en este caso, la transferencia de calor desde la aleta será máxima y se puede expresar como

$$\dot{Q}_{aleta,m\acute{a}x} = hA_{aleta}(T_b - T_\infty) \quad (2.20)$$

donde A_{aleta} es el área superficial total de la aleta. Sin embargo, en realidad la temperatura de la aleta cae a lo largo de ella y, por lo tanto, la transferencia de calor desde la misma será menor debido a la diferencia decreciente en la temperatura, $T(x) - T_\infty$, hacia la punta. Para considerar el efecto de esta disminución en la temperatura sobre la transferencia de calor, se define una eficiencia de la aleta como

$$\eta_{aleta} = \frac{\dot{Q}_{aleta}}{\dot{Q}_{aleta,m\acute{a}x}} \quad (2.21)$$

Esta relación permite determinar la transferencia de calor desde una aleta cuando se conoce su eficiencia. Para los casos de sección transversal constante de aletas rectangulares rectas, su eficiencia está dada por

$$\eta_{aleta} = \frac{\tanh(mL_c)}{mL_c} \quad (2.22)$$

Donde

$$m = \sqrt{\frac{2h}{kt}} \quad (2.23)$$

$$L_c = L + t/2 \quad (2.24)$$

$$A_{aleta} = 2wL_c \quad (2.25)$$

Siendo k la conductividad térmica del material con el que están fabricadas las aletas.

Una consideración importante en el diseño de las superficies con aletas es la selección de la longitud L de la aleta que sea más apropiada. Por lo común, entre más larga es la aleta, mayor es el área de transferencia de calor y, como consecuencia, más alta es la razón de la transferencia desde ella. Pero también entre más grande es la aleta, más grande es la masa, el precio y la fricción del fluido.

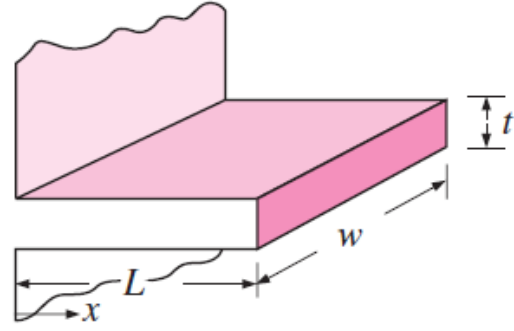


Figura 2.3: Esquema de una superficie con aletas rectangulares planas [4]

El calor total intercambiado por una superficie con aletas se expresa como

$$\dot{Q}_{total} = h(A_{libre\ de\ aletas} + \eta_{aletas}A_{aletas})(T_b - T_{\infty}) \quad (2.26)$$

Donde A_{aletas} corresponde a la suma de todas las áreas de las aletas, es decir, el número de aletas n multiplicado por el área de cada aleta A_{aleta} .

2.6. Convección Externa Forzada [4, 2]

2.6.1. Transferencia de Calor

Los datos experimentales para la transferencia de calor a menudo se representan de manera conveniente con precisión razonable mediante una simple relación de la ley de las potencias de la forma

$$Nu = CRe_L^m Pr^n \quad (2.27)$$

donde m y n son exponentes constantes y el valor de la constante C depende de la configuración geométrica del flujo.

La temperatura del fluido en la capa límite térmica varía desde T_s , en la superficie, hasta al rededor de T_∞ , en el borde exterior de esa capa. Las propiedades del fluido también varían con la temperatura y, por consiguiente, con la posición a lo largo de la capa límite. Para tomar en consideración la variación de las propiedades con la temperatura, las propiedades suelen evaluarse a la llamada "temperatura de película", definida como

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (2.28)$$

el cual es el promedio aritmético de las temperaturas de la superficie y del flujo libre. De esta forma, se supone que las propiedades del fluido se mantienen constantes en esos valores a lo largo de todo el flujo.

Los coeficientes locales de convección varían a lo largo de la superficie como resultado de los cambios en las capas límite de velocidad en la dirección del flujo. Por lo común se está interesado en la razón de transferencia de calor para la superficie completa, las cuales se pueden determinar mediante los coeficientes de convección promedio. Por lo tanto, se presentan correlaciones tanto para los coeficientes locales (identificados con el subíndice x) y los de convección promedio. Cuando se cuenta con las relaciones para los coeficientes de convección locales, se pueden determinar los coeficientes de convección promedio por integración a partir de

$$h = \frac{1}{L} \int_0^L h_x dx \quad (2.29)$$

Cuando se dispone de los coeficientes de convección promedio, se puede determinar la razón de transferencia de calor hacia la superficie isotérmica, o desde ésta a partir de la ecuación 2.19.

2.6.2. Flujo sobre Placas Planas

Considere un flujo paralelo de un fluido sobre una placa plana de longitud L en la dirección del flujo, como se muestra en la figura 2.4.

La coordenada x se mide a lo largo de la superficie de la placa, desde el borde de ataque, en la dirección x con una velocidad uniforme V , y temperatura T_∞ . El flujo en la capa límite de velocidad se inicia como laminar, pero si la placa es suficientemente

larga, el flujo se volverá turbulento a una distancia x_{cr} a partir del borde de ataque, donde el número de Reynolds alcanza su valor crítico para la transición.

La transición de flujo laminar hacia turbulento depende de la configuración geométrica de la superficie, de su aspereza, la velocidad corriente arriba, de la temperatura de superficie y del tipo de fluido, entre otras, y se caracteriza de la mejor manera por el número de Reynolds. El número de Reynolds a una distancia x desde el borde de ataque de una placa plana se expresa como

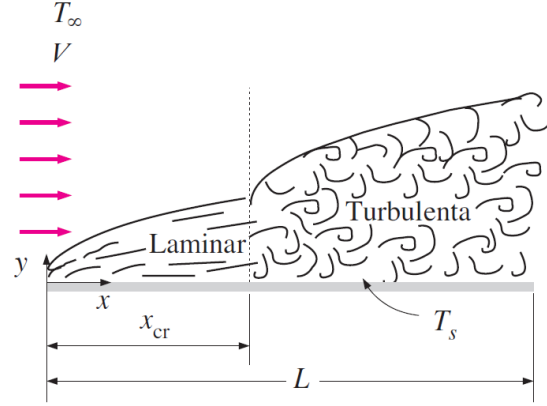


Figura 2.4: Regiones laminar y turbulenta de la capa límite en el flujo sobre una placa plana. [4]

$$Re_x = \frac{\rho V x}{\mu} = \frac{V x}{\nu} \quad (2.30)$$

Donde μ corresponde a la viscosidad dinámica del fluido y ν a la viscosidad cinemática de este.

Nótese que el valor del número de Reynolds varía para una placa plana a lo largo del flujo, hasta llegar a $Re_L = VL/\nu$ al final de la misma.

Para un flujo sobre una placa plana, la transición del flujo de laminar a turbulento empieza alrededor de $Re \approx 1 \times 10^5$, pero no se vuelve por completo turbulento antes de que el número de Reynolds alcance valores mucho más elevados, comúnmente alrededor de 3×10^6 . En el análisis de ingeniería, un valor generalmente aceptado para el número crítico de Reynolds es

$$Re_{cr} = \frac{\rho V x_{cr}}{\mu} = 5 \times 10^5 \quad (2.31)$$

Coeficiente de Transferencia de Calor

El número local de Nusselt en la ubicación x , para el flujo laminar sobre una placa plana es

$$Nu_x = \frac{h_x x}{k} = 0,332 Re_x^{0,5} Pr^{1/3} \quad \begin{array}{l} Pr > 0,6 \\ Re_x < 5 \times 10^5 \end{array} \quad (2.32)$$

La relación correspondiente para el flujo turbulento es

$$Nu_x = \frac{h_x x}{k} = 0,0296 Re_x^{0,8} Pr^{1/3} \quad \begin{array}{l} 0,6 \leq Pr \leq 60 \\ 5 \times 10^5 \leq Re_x \leq 10^7 \end{array} \quad (2.33)$$

Donde k en este caso representa la conductividad térmica del fluido involucrado, la cual no se debe confundir con la conductividad térmica del material mencionada en la sección anterior.

Cabe mencionar que los coeficientes de transferencia de calor son más altos en el flujo turbulento que en el laminar.

El número de Nusselt promedio sobre la placa completa se determina mediante la sustitución de las relaciones dadas en la ecuación 2.29 y al efectuar la integración. Se obtiene

$$Nu = \frac{hx}{k} = 0,664 Re_L^{0,5} Pr^{1/3} \quad \begin{array}{l} Pr > 0,6 \\ Re_x < 5 \times 10^5 \end{array} \quad (2.34)$$

$$Nu = \frac{hx}{k} = 0,037 Re_L^{0,8} Pr^{1/3} \quad \begin{array}{l} 0,6 \leq Pr \leq 60 \\ 5 \times 10^5 \leq Re_x \leq 10^7 \end{array} \quad (2.35)$$

La primera relación da el coeficiente de transferencia de calor promedio para la placa completa cuando el flujo es laminar sobre toda la placa. La segunda relación lo da para la placa completa sólo cuando el flujo es turbulento sobre toda la placa, o cuando

la región del flujo laminar de esta última es demasiado pequeña en relación con la región del flujo turbulento.

En algunos casos una placa plana es suficientemente larga como para que el flujo se vuelva turbulento, pero no lo suficiente como para descartar la región del flujo laminar. En éstos casos, el coeficiente de transferencia de calor promedio sobre la placa completa se determina al realizar la integración dada en la ecuación 2.29 sobre dos partes, se puede emplear la ecuación 2.34 para la región laminar $0 \leq x \leq x_{cr}$ y la ecuación 2.35 para la región turbulenta $x_{cr} \leq x \leq L$ como

$$h = \frac{1}{L} \left(\int_0^{x_{cr}} h_{x,laminar} dx + \int_{x_{cr}}^L h_{x,turbulenta} dx \right) \quad (2.36)$$

Placa Plana con Tramo Inicial no Calentado [2]

Hasta ahora se ha limitado esta consideración a situaciones para las cuales la temperatura superficial T_s es uniforme. Una excepción común involucra la existencia de superficies con tramos iniciales no calentados ($T_s = T_\infty$) llegando a una sección calentada ($T_s \neq T_\infty$). Como se muestra en la figura 2.5, la capa límite de velocidad comienza en $x = 0$, pero la térmica se desarrolla donde se inicia en $x = \xi$. Por lo tanto, no existe transferencia de calor para $0 \leq x \leq \xi$. Para un flujo laminar el número de Nusselt local queda expresado como

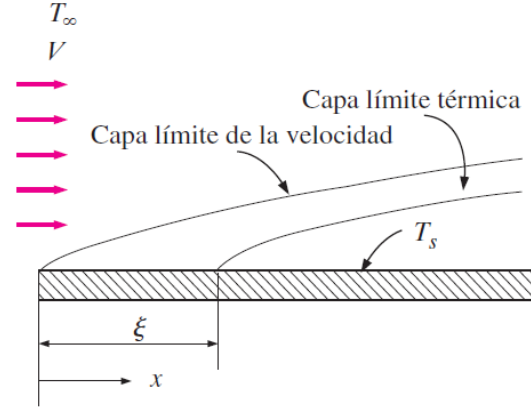


Figura 2.5: Flujo sobre una placa con tramo inicial no calentado. [4]

$$Nu_x = \frac{Nu_{x(para \ \xi=0)}}{[1 - (\xi/x)^{3/4}]^{1/3}} = \frac{0,332 Re_x^{0,5} Pr^{1/3}}{[1 - (\xi/x)^{3/4}]^{1/3}} \quad (2.37)$$

donde $Nu_{x(para \ \xi=0)}$ está dado por la ecuación 2.32. Para Nu_x como $Nu_{x(para \ \xi=0)}$, el largo característico x es medido desde el borde de ataque de la placa. Para flujo turbulento, la expresión es la siguiente

$$Nu_x = \frac{Nu_{x(para \ \xi=0)}}{[1 - (\xi/x)^{9/10}]^{1/9}} = \frac{0,0296 Re_x^{0,8} Pr^{1/3}}{[1 - (\xi/x)^{9/10}]^{1/9}} \quad (2.38)$$

donde $Nu_{x(para \ \xi=0)}$ está dado por la ecuación 2.33.

Utilizando la ecuación 2.29 con coeficientes de transferencia de calor por convección dados por las relaciones anteriores, se pueden obtener los números de Nusselt promedio de una placa isotérmica con tramo inicial no calentado. Sin embargo, ésta relación nos puede realizar de forma analítica, por lo que se debe realizar la integración de forma numérica.

2.7. Convección Interna Forzada [4]

En las aplicaciones de calentamiento y enfriamiento, es común el uso del flujo de líquido o gas en tubos y ductos. En ellas, se fuerza al fluido a desplazarse por medio de un ventilador o bomba por un tramo de tubo o ducto que es suficientemente largo como para realizar la transferencia deseada de calor. En este capítulo se pone atención particular en la determinación del factor de fricción y del coeficiente de convección, ya que están relacionados en forma directa con la caída de presión y con la razón de la transferencia de calor, respectivamente. Así, estas cantidades son usadas para determinar la necesidad de potencia de bombeo y la longitud requerida del tubo.

2.7.1. Velocidad y Temperatura Promedios

La velocidad de un fluido en un tubo cambia desde cero en la superficie, en virtud de la condición de no deslizamiento, hasta un máximo en el centro del propio tubo. Por lo tanto, resulta conveniente trabajar con una velocidad promedio o media, V_{prom} , la cual permanece constante para el flujo incompresible cuando el área de la sección transversal del tubo es constante.

El valor de la velocidad media, V_{prom} , en un tubo se determina a partir del requisito de que se debe satisfacer el principio de conservación de la masa, mediante la ecuación 2.3.

El valor de la temperatura media T_m se determina con base en el requisito de que

se debe satisfacer el principio de conservación de la energía. Es decir, la energía transportada por el fluido a través de una sección transversal en el flujo real debe ser igual a la energía que se transportaría a través de la misma sección transversal si el fluido estuviera a una temperatura constante T_m . Esto se puede expresar matemáticamente como

$$\dot{E}_{fluido} = \dot{m}C_pT_m \quad (2.39)$$

donde C_p es el calor específico a presión constante del fluido, y $\dot{m}$ es el flujo másico a través del tubo.

Flujo Laminar y Turbulento en Tubos

Para el flujo en un tubo circular, el número de Reynolds se define como

$$Re = \frac{V_{prom}D}{\nu} \quad (2.40)$$

en donde V_{prom} es la velocidad promedio del flujo, D es el diámetro del tubo y $\nu = \mu/\rho$ es la viscosidad cinemática del fluido.

Para el flujo por tubos no circulares, el número de Reynolds así como el número de Nusselt y el factor de fricción se basan en el diámetro hidráulico D_h , definido como

$$D_h = \frac{4A_c}{p} \quad (2.41)$$

donde A_c es el área de la sección transversal del tubo y p es su perímetro.

En las condiciones más prácticas, el flujo en un tubo es laminar para $Re < 2300$, turbulento para $Re > 10000$ y, en los valores intermedios, de transición. Cuando se diseñan redes de tuberías y se determina la potencia de bombeo, se aplica un enfoque conservador y se supone que los flujos con $Re > 4000$ son turbulentos.

2.7.2. Región de Entrada

Considérese un fluido que entra a un tubo circular a una velocidad uniforme. Debido a la condición de no deslizamiento, las partículas del fluido en la capa en contacto con la superficie del tubo llegan a detenerse por completo. Esta capa también causa que

las partículas del fluido en las capas adyacentes se desaceleren en forma gradual como resultado de la fricción. Para compensar esta reducción en la velocidad, la velocidad del fluido en el centro del tubo tiene que incrementarse a fin de mantener constante el flujo de masa por el tubo. Como resultado, se desarrolla un gradiente de velocidad a lo largo del tubo.

La región del flujo sobre la cual se desarrolla la capa límite térmica y alcanza el centro del tubo se llama región de entrada térmica y la longitud de esta región se llama longitud de entrada térmica L_t . El flujo en la región de entrada térmica se llama flujo en desarrollo térmico, ya que es ahí donde se desarrolla el perfil de temperaturas.

Considérese un fluido que se está calentando (o enfriando) en un tubo, conforme se desplaza por él. El esfuerzo cortante en la pared y el coeficiente de transferencia de calor son los más altos en la entrada del tubo, en donde el espesor de las capas límite es el más pequeño, y decrecen en forma gradual hasta los valores del flujo completamente desarrollado. Por lo tanto, la caída de presión y el flujo de calor son más altos en las regiones de entrada de un tubo, y el efecto de la región de entrada siempre es el incremento del factor de fricción promedio y del coeficiente promedio de transferencia de calor evaluados para el tubo completo. Este incremento puede ser significativo para los tubos cortos, pero despreciable para los largos.

Longitudes de entrada

La longitud de entrada hidrodinámica suele tomarse como la distancia desde la entrada al tubo hasta aquella sección transversal donde el esfuerzo cortante en la pared (y, por consiguiente, el factor de fricción) se aproxima al valor del flujo completamente desarrollado dentro de 2 % de diferencia. En el flujo laminar, las longitudes de entrada hidrodinámica y térmica se dan de manera aproximada como

$$L_{h,laminar} \approx 0,05ReD \quad (2.42)$$

$$L_{t,laminar} \approx 0,05RePrD = PrL_{h,laminar} \quad (2.43)$$

Como cabía esperar, la longitud de entrada es mucho menor en el flujo turbulento y su dependencia del número de Reynolds es más débil. En muchos flujos en tubos de interés práctico, los efectos de entrada se vuelven insignificantes más allá del tramo

de una longitud de 10 diámetros del tubo, y las longitudes de entrada hidrodinámica y térmica se toman aproximadamente como

$$L_{h,turbulento} \approx L_{t,turbulento} \approx 10D \quad (2.44)$$

2.7.3. Análisis Térmico General

En ausencia de cualquier interacción de trabajo (como el calentamiento mediante resistencia eléctrica), la ecuación de conservación de la energía para el flujo estacionario de un fluido en un tubo se puede expresar como

$$\dot{Q} = \dot{m}C_p(T_e - T_i) \quad (2.45)$$

donde T_i y T_e son las temperaturas medias del fluido en la entrada y la salida del tubo, respectivamente, y $\dot{Q}$ es la razón de la transferencia de calor hacia el fluido o desde éste.

Temperatura Superficial Constante

Con base en la ley de Newton del enfriamiento, la razón de la transferencia de calor desde o hacia un fluido, que fluye en un tubo se puede expresar como

$$\dot{Q} = hA_s\Delta T_{lm} \quad (2.46)$$

donde

$$\Delta T_{lm} = \frac{T_e - T_i}{\ln[(T_s - T_e)/(T_s - T_i)]} \quad (2.47)$$

es la diferencia media logarítmica de la temperatura.

La diferencia media logarítmica de temperatura, ΔT_{lm} , se obtiene al seguir el rastro del perfil real de temperaturas del fluido a lo largo del tubo y es una representación exacta de la diferencia de temperatura promedio entre el fluido y la superficie. En verdad refleja el decaimiento exponencial de la diferencia de temperatura local. Siempre se debe usar la diferencia media logarítmica de temperatura cuando se determina la transferencia de calor por convección en un tubo cuya superficie se mantenga a una temperatura constante T_s .

2.7.4. Flujo Laminar en Tubos

Se sabe que el flujo en tubos es laminar para $Re \leq 2300$ y que está completamente desarrollado si el tubo es lo suficientemente largo (en relación con la longitud de entrada), de modo que los efectos provocados en la entrada sean despreciables. En esta sección se considera el flujo laminar estacionario en un fluido incompresible con propiedades constantes, en la región completamente desarrollada de un tubo circular recto.

Caída de Presión

Una cantidad de interés en el análisis del flujo en tubos es la caída de presión ΔP ya que está directamente relacionada con las necesidades de potencia del ventilador o bomba con el fin de mantener el flujo. Dado que $dP/dx = \text{constante}$ y al integrar desde $x = x_1$, donde la presión es P_1 , hasta $x = x_1 + L$, donde la presión es P_2 . Se obtiene

$$\frac{dP}{dx} = \frac{P_2 - P_1}{L} \quad (2.48)$$

La caída de presión ΔP para un flujo laminar se puede expresar como

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \frac{32\mu LV_{prom}}{D^2} \quad (2.49)$$

Nótese, por lo mostrado en la ecuación 2.49, que la caída de presión es proporcional a la viscosidad μ del fluido, y ΔP sería cero si no hubiera fricción. Por lo tanto, en este caso, la caída de presión de P_1 a P_2 se debe por entero a los efectos viscosos, y la ecuación 2.49 representa la pérdida de presión P_L cuando un fluido de viscosidad μ fluye por un tubo de diámetro constante D y longitud L , a la velocidad promedio V_{prom} .

En la práctica, resulta conveniente expresar la pérdida de presión para todos los tipos de flujos internos completamente desarrollados (flujos laminares o turbulentos, tubos circulares o no circulares, superficies lisas o ásperas, tubos horizontales o inclinados). Esta expresión se muestra a continuación

$$\Delta P_L = f \frac{L}{D} \frac{\rho V_{prom}^2}{2} \quad (2.50)$$

donde $\rho V_{prom}^2/2$ es la presión dinámica y f es el factor de fricción de Darcy.

Si se igualan las ecuaciones 2.49 y 2.50 entre sí y se despeja f , se obtiene el factor de fricción para el flujo laminar completamente desarrollado en un tubo circular:

$$f = \frac{64\mu}{\rho DV_{prom}} = \frac{64}{Re} \quad (2.51)$$

Esta ecuación muestra que en el flujo laminar, el factor de fricción es función sólo del número de Reynolds y es independiente de la aspereza de la superficie del tubo.

Flujo Laminar en Tubos no Circulares

Los números de Reynolds y de Nusselt para el flujo en estos tubos están basados en el diámetro hidráulico $D_h = 4A_c/p$, donde A_c es el área de la sección transversal del tubo y p es su perímetro. Una vez que se cuenta con el número de Nusselt, el coeficiente de transferencia de calor por convección se determina a partir de $h = kNu/D_h$, donde k corresponde a la conductividad térmica del fluido.

Desarrollo de Flujo Laminar en la Región de Entrada

El análisis de transferencia de calor presentado hasta ahora es válido para el flujo laminar hidrodinámico y térmicamente desarrollado (completamente desarrollado) en un tubo circular. La solución a la ecuación de energía en la región de entrada es más complicada que la de la región completamente desarrollada, además de que la ecuación de energía se resuelve sólo de manera numérica.

Existe una cantidad limitada de correlaciones empíricas disponibles en la literatura para el número de Nusselt promedio para una condición de frontera de temperatura constante. Para un tubo circular de longitud L sujeto a temperatura superficial constante, el número promedio de Nusselt para la región de entrada térmica se puede determinar a partir de

$$Nu = 3,66 + \frac{0,065(D/L)RePr}{1 + 0,04[(D/L)RePr]^{2/3}} \quad (2.52)$$

Todas las propiedades que aparecen en la ecuación 2.52 deben evaluarse en la temperatura del fluido promediada entre la entrada y salida, $T_b = (T_i - T_e)/2$.

El número de Nusselt promedio para la región de entrada térmica de flujo entre placas paralelas isotérmicas de longitud L se expresa como

$$Nu = 7,54 + \frac{0,03(D_h/L)RePr}{1 + 0,016[(D_h/L)RePr]^{2/3}} \quad (2.53)$$

Donde D_h es el diámetro hidráulico, el cual es el doble del espaciamiento entre las placas. Esta relación se puede usar para $Re \leq 2800$.

2.7.5. Flujo Turbulento en Tubos

Anteriormente se mencionó que el flujo en los tubos lisos es completamente turbulento para $Re > 10000$. El flujo turbulento se utiliza de manera común en la práctica debido a los coeficientes más altos de transferencia de calor asociados con él. La mayor parte de las correlaciones para los coeficientes de fricción y de transferencia de calor en el flujo turbulento se basan en estudios experimentales debido a la dificultad para tratar en forma teórica con este tipo de flujo.

Para los tubos lisos, el factor de fricción en el flujo turbulento se puede determinar a partir de la primera ecuación de Petukhov explícita, dada como

$$f = (0,790 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad 3000 < Re < 5 \times 10^6 \quad (2.54)$$

El Número de Nusselt se puede calcular con exactitud con la relación siguiente

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{0,5}(Pr^{2/3} - 1)} \quad \begin{matrix} 0,5 \leq Pr \leq 2000 \\ 3 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6 \end{matrix} \quad (2.55)$$

donde se puede determinar el factor de fricción f a partir de la primera ecuación de Petukhov. Todas las propiedades deben ser evaluadas con el promedio entre la temperatura de entrada, T_i y la de salida, T_e .

Superficies Ásperas

Cualquier irregularidad o aspereza en la superficie perturba la subcapa laminar y afecta el flujo. Por lo tanto, a diferencia del flujo laminar, el factor de fricción y el coeficiente de convección en el flujo turbulento dependen fuertemente de la aspereza superficial.

El factor de fricción en el flujo turbulento completamente desarrollado en un tubo depende del número de Reynolds y de la aspereza relativa ϵ/D , la cual es la razón de la altura media de la aspereza del tubo con diámetro de éste. La forma funcional de esta dependencia no se puede obtener a partir de un análisis teórico y todos los resultados de los que se dispone se obtienen de concienzudos experimentos mediante el uso de superficies cuya aspereza se produce en forma artificial (comúnmente, al pegar granos de arena de un tamaño conocido sobre las superficies interiores de los tubos).

Los datos disponibles para el flujo de transición y para el flujo turbulento en tubos lisos, así como ásperos, se relacionan mediante la siguiente expresión, conocida como ecuación de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2,0 \log \left(\frac{\epsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (2.56)$$

Cabe mencionar que el logaritmo de la ecuación 2.56 es uno de base 10, en lugar de natural. En el apéndice C se muestra el ahora famoso diagrama de Moody. En éste se presenta el factor de fricción de Darcy para el flujo en tubos como función del número de Reynolds y de ϵ/D , sobre un amplio rango. Probablemente es uno de los diagramas aceptados y usados con más amplitud en ingeniería. Aunque está desarrollado para tubos circulares, también se puede usar para tubos no circulares, al reemplazar el diámetro por el diámetro hidráulico.

Desarrollo del Flujo Turbulento en la Región de Entrada

Las longitudes de entrada para el flujo turbulento son típicamente cortas, a menudo sólo de 10 diámetros de tubo de largo y, por lo tanto, se puede usar de manera aproximada el número de Nusselt determinado para el flujo turbulento completamente desarrollado para todo el tubo. Este simple procedimiento proporciona resultados razonables para la caída de presión y la transferencia de calor, en el caso de tubos largos, y resultados conservadores para los tubos cortos.

Flujo turbulento en Tubos no Circulares

Se pueden usar, con razonable exactitud, las relaciones antes dadas para el flujo turbulento en tubos circulares para los ductos no circulares, al reemplazar el diámetro D en la evaluación del número de Reynolds por el diámetro hidráulico $D_h = 4A_c/p$.

2.8. Efecto Termoeléctrico [1, 8, 14]

Las bombas de calor en estado sólido se han conocido desde el descubrimiento del efecto Peltier en 1834. Los dispositivos se volvieron comercialmente disponibles en la década de los 60 con el desarrollo de los materiales de los semiconductores para termocuplas en combinación con substratos cerámicos.

Los módulos termoeléctricos (TEMs) son bombas de calor en estado sólido, las cuales requieren de disipadores para liberar el calor utilizando el efecto Peltier. Durante la operación, corriente continua fluye a través de los TEM para crear transferencia de calor y un diferencial de temperatura a través de las superficies cerámicas, causando que una cara del TEM se enfríe, mientras que la otra cara se caliente. Un módulo estándar de una etapa puede lograr diferenciales de temperatura de hasta 70[°C]. Sin embargo, los avances modernos en semiconductores están provocando un aumento en estas limitaciones.

Los TEM tienen varias ventajas sobre las tecnologías de refrigeración alternas, ya que no poseen partes móviles, lo que resulta en una alta confiabilidad. Además, los TEM son capaces de calentar y enfriar simplemente variando su polaridad, lo que permite que el control de temperaturas sea muy preciso.

Este tipo de enfriamiento es ideal para aplicaciones que requieran un enfriamiento activo por debajo de la temperatura ambiente y que requieran capacidades de enfriamiento de hasta 600[W]. El diseño de ingeniería debe considerarlos cuando los criterios de diseño incluyan factores como control preciso de la temperatura, alta confiabilidad, restricciones de espacio, bajo peso y requerimientos ambientales.

2.8.1. Estructura y Funcionamiento

En la cara fría, el calor es absorbido por los electrones a medida que ellos pasan de un nivel bajo de energía en un conductor tipo p, a un nivel de alta energía en el semiconductor tipo n. Una fuente de poder provee la energía para mover los electrones a través del sistema. En la cara caliente, el calor es expulsado al disipador de calor cuando los electrones se mueven desde un elemento de alto nivel energético hacia un elemento de menor energía.

Los TEM son bombas de calor en estado sólido sin partes móviles, fluidos o gases. Las leyes básicas de la termodinámica aplican a ellos al igual que las bombas de calor convencionales y otros dispositivos que involucran transferencia de calor.

Hay usualmente una necesidad de usar módulos termoelectricos en lugar de otros métodos de refrigeración, lo cual se debe principalmente a consideraciones en tamaño, espacio, peso, eficiencia, confiabilidad o condiciones ambientales como el trabajo en vacío.

Una vez decidido el uso de TEMs, la siguiente tarea es seleccionar el o los módulos que satisfagan una serie particular de requerimientos. Existen tres parámetros del sistema que deben ser determinados antes de comenzar con la selección de los dispositivos, los cuales son:

- T_c : Temperatura de la cara fría
- T_h : Temperatura de la cara caliente
- Q_c : Cantidad de calor que debe ser absorbido en la cara fría del TEM

En la mayoría de los casos, la cara fría está dada como parte del problema, lo que quiere decir que algún objeto es enfriado a una cierta temperatura. Generalmente, si el objeto a enfriar está en contacto directo con la cara fría del módulo termoelectrico, la temperatura deseada del objeto puede ser considerada como la temperatura de la cara fría del TEM (T_c).

La temperatura de la cara caliente está definida por dos parámetros principales:

1. La temperatura del medio ambiente a la cual se debe disipar el calor.
2. La eficiencia del disipador de calor que está entre la cara caliente del TEM y el medio ambiente.

Estas dos temperaturas (T_c y T_h) y la diferencia entre ellas (ΔT) son parámetros muy importantes y deben ser determinados con precisión para que el diseño opere como se desea.

El tercer parámetro, y a menudo el más difícil de cuantificar precisamente es la cantidad de calor que tiene que ser removido o absorbido por la cara fría del TEM, (Q_c). Todas las cargas térmicas del TEM deben ser consideradas, donde se incluyen, aunque no limitadas a, el calor activo de la carga de los dispositivos electrónicos a ser enfriados y el calor pasivo de carga, que pueden ocurrir a través de algunos objetos en contacto con el medio ambiente.

Hay muchos módulos o arreglos de módulos que pueden ser usados para una aplicación específica. Un criterio adicional que es utilizado a menudo para escoger las mejores alternativas es de Coeficiente de Performance (COP). El COP es definido como el calor absorbido en la cara fría y dividido por la potencia suministrada al módulo (Q_c/P). El máximo COP tiene ventajas de mínima potencia de alimentación y, además, el mínimo calor para ser expulsado por el disipador de calor de la cara caliente. Tales ventajas influyen en la disminución de los costos operacionales, sin embargo, aumentan los costos de implementación.

2.8.2. Ecuaciones Teóricas

La ecuación del voltaje V para un módulo termoelectrico es

$$V = \alpha(T_h - T_c) + IR \quad (2.57)$$

donde α es el coeficiente de Seebeck del módulo, R es la resistencia eléctrica total del módulo, e I es la corriente que circula a través del módulo termoelectrico.

La potencia P suministrada al módulo se expresa como

$$P = \alpha I(T_h - T_c) + I^2 R \quad (2.58)$$

La capacidad de enfriamiento el módulo Q_c se puede determinar como

$$\dot{Q}_c = \alpha I T_c - \frac{1}{2} I^2 R - K_t(T_h - T_c) \quad (2.59)$$

Donde K_t es la conductancia térmica del módulo termoelectrico.

El calor que debe conducir desde la cara caliente al disipador de calor de ésta se determina como

$$\dot{Q}_h = P + \dot{Q}_c = \alpha I T_h - \frac{1}{2} I^2 R - K_t (T_h - T_c) \quad (2.60)$$

El coeficiente de performance (COP) se calcula como

$$COP = \frac{\dot{Q}_c}{P} \quad (2.61)$$

Una propiedad física importante para el módulo termoelectrico es la figura de mérito (figure of merit) Z , la que se define como

$$Z = \frac{\alpha^2}{K_t R} \quad (2.62)$$

La corriente óptima para que el sistema funcione a su máxima eficiencia (COP máximo) se calcula derivando el COP respecto a I , igualando a cero la expresión y despejando I en función de las demás constantes, lo que queda expresado como

$$I_{opt} = \frac{\Delta T K_t}{\alpha \bar{T}} \left(1 + \sqrt{1 + \bar{T} Z} \right) \quad (2.63)$$

Por lo que se puede obtener el máximo COP evaluando la ecuación 2.63 en la ecuación 2.61 para cada diferencia de temperatura existente en el sistema.

Capítulo 3

Condiciones Actuales de Operación

En este capítulo se presentan las mediciones de temperatura registradas en el cofre SIE a lo largo de un periodo de tiempo, además del análisis correspondiente, con el propósito de determinar la capacidad de refrigeración necesaria que requiere el sistema.

Actualmente existe un sistema para mejorar la transferencia de calor entre el cofre y el medio ambiente, el cual consiste en dos grupos de ventiladores, uno en cada ordenador, los cuales crean una convección forzada en la superficie de las tarjetas controladoras. Si bien este sistema ayuda a disipar parte del calor de las tarjetas controladoras debido a que también afectan al intercambiador de calor existente al interior del cofre, no posee ninguna bomba de calor, por lo que requiere obligatoriamente estar por sobre la temperatura ambiente para lograr disipar calor. Este sistema se vuelve un problema cuando la temperatura ambiente se eleva demasiado, ya que también lo hace el cofre de ordenadores, así como las tarjetas controladoras.

3.1. Mediciones de Temperatura

En esta sección se presentan los resultados obtenidos de las mediciones realizadas en distintos Materiales Rodante para distintas fechas, las cuales se muestran en los respectivos gráficos de temperatura.

Primero que todo se realizan mediciones de temperatura en tres cofres distintos para periodos de 1 minuto entre medición, siendo los cofres seleccionados los pertenecientes a los coches S1, S2 y N3 del M.R. 2057 en los periodos del 4 de octubre del 2018

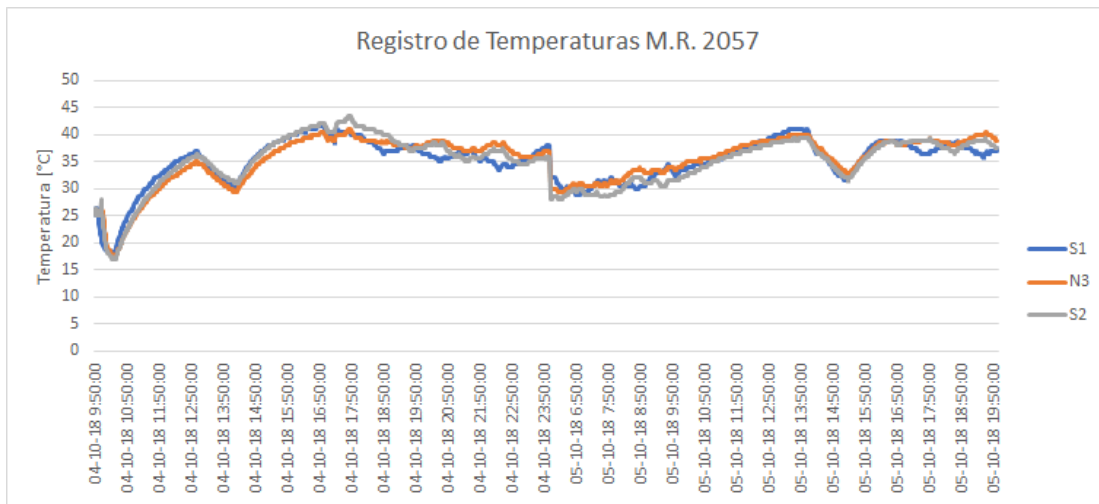


Figura 3.1: Registro de temperaturas de los cofres de los coches S1, S2 y N3 del tren 2057.

a las 10:00 horas hasta el 5 de octubre del 2018 a las 19:56 horas, donde se quitan las mediciones entre las 00:00 y las 06:00 del día 5 de octubre. Los resultados se pueden ver de forma gráfica en la figura 3.1.

Debido a la similitud en el comportamiento de la temperatura para los 3 cofres evaluados, se procede a realizar una segunda medición con un tiempo entre muestras de 3 minutos, esta vez para los periodos del 14 de enero del 2019 a las 22:40 hasta el 18 de enero a las 17:55 horas en el M.R. 2063. En este caso se instalan los 3 iButton solamente en el coche S1, uno junto al disipador de calor de una tarjeta controladora, el cual se encarga de sensar la temperatura de esta; otro dentro del cofre, encargado de registrar la temperatura del aire dentro del cofre SIE, y el último en el exterior del cofre, el cual mide la temperatura ambiental al exterior de este. Los resultados se muestran en el gráfico presentado en la figura 3.2.

3.2. Análisis de las Mediciones de Temperatura

En esta sección se presentan los análisis correspondientes a las mediciones de temperaturas realizadas sobre el tren 2063 (Ver Figura 3.2), donde el objetivo es estimar la temperatura máxima alcanzada, la diferencia de temperatura máxima entre las tarjetas controladoras y el medio ambiente, los valores de resistencia térmica entre el conjunto de ordenadores y el interior del cofre SIE y calor disipado por el conjunto de ordenado-

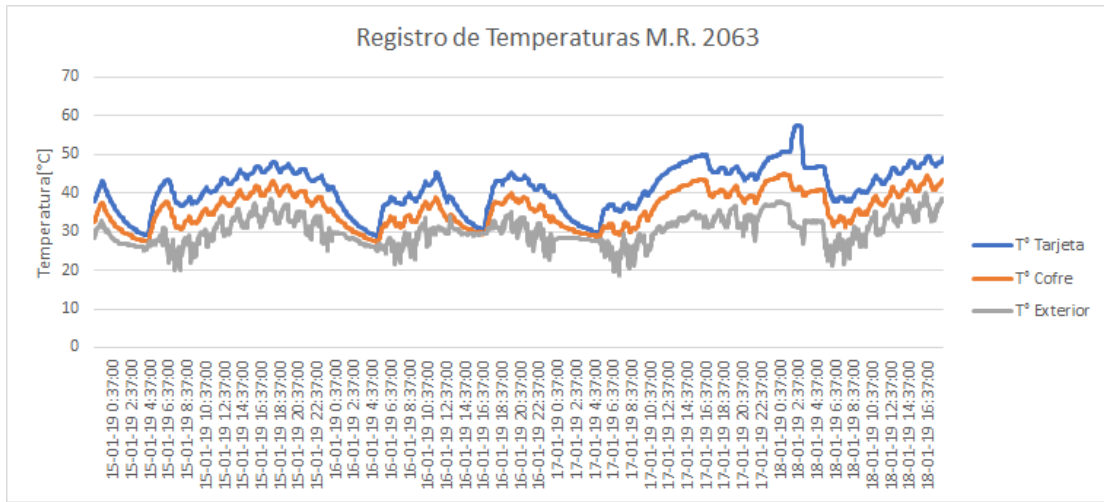


Figura 3.2: Registro de temperaturas del cofre correspondiente al coche S1 del tren 2063.

res del coche, para posteriormente determinar la capacidad de refrigeración necesaria.

La temperatura máxima alcanzada por la tarjeta controladora monitoreada es de $57,5[^\circ\text{C}]$, la cual tiene origen el día 18 de enero del 2019 entre las 2:13 y las 2:31 de la madrugada. En éstos periodos, la diferencia de temperatura con el medio ambiente alcanza una magnitud de $26[^\circ\text{C}]$, siendo la mayor diferencia de temperatura registrada para todo el rango de datos.

Se puede apreciar en la figura 3.2 que en régimen de operación, las tarjetas controladoras de los ordenadores del cofre SIE presentan una temperatura de aproximadamente $11[^\circ\text{C}]$ por sobre la temperatura ambiente. Además, se observa una especie de diente de sierra en el periodo de operación del M.R., lo que tiene periodos de frecuencia de aproximadamente 1 hora, tiempo correspondiente al que tarda el M.R. en cambiar de vía, donde en un sentido disminuye su temperatura debido a que el M.R. cuenta con el espacio suficiente como para permitir un gran flujo de aire al exterior del cofre SIE, mientras que en otro sentido cuenta con un espacio acotado, lo que provoca una disminución del flujo de aire que pasa por el dissipador externo y disminuye la transferencia de calor hacia el exterior del cofre, lo que provoca un aumento de la temperatura al interior de éste.

Se toma como masa del conjunto de ordenadores m_{ord} como la mencionada por el fabricante, teniendo una magnitud aproximada de $18[\text{kg}]$ y conformado por dos de es-

tos. Por simplicidad se asumen de aluminio, contando con un calor específico C_{ord} de 896[J/kg K]. Además, teniendo en consideración la mala resolución de los instrumentos de medición utilizados, se realiza una media móvil de 3 elementos, con el propósito de suavizar cada curva de temperatura.

La conductancia térmica se puede analizar para distintos procesos de enfriamiento, donde el calor disipado por los ordenadores es nulo. Para calcular la conductancia térmica entre los ordenadores y el cofre SIE $K_{T\ ord-cofre}$, se procede a realizar un volumen de control en los ordenadores, considerando la masa y el calor específico de éstos, el cual se muestra en la figura 3.3, donde T_{cofre} corresponde a la temperatura del cofre y T_{ord} la temperatura de los ordenadores.

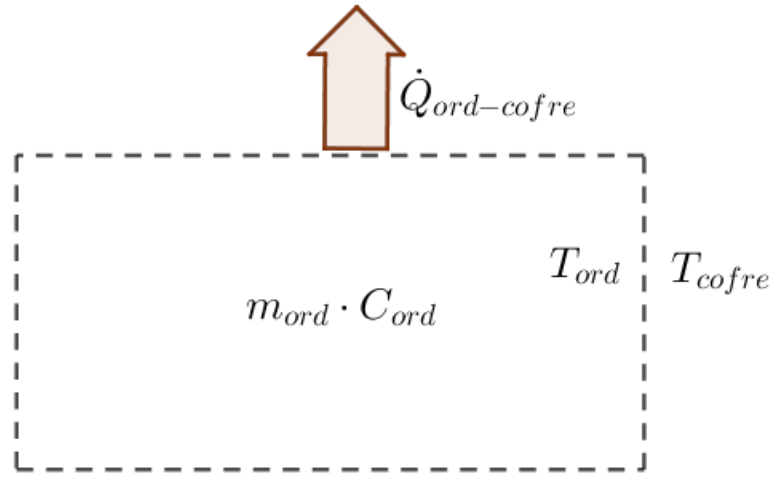


Figura 3.3: Volumen de control del conjunto de ordenadores para la etapa de enfriamiento.

Luego, al aplicar un balance de energía al proceso transitorio de enfriamiento del sistema, la ecuación que gobierna es la siguiente:

$$2m_{ord} C_{ord} \frac{dT_{ord}}{dt} = -\dot{Q}_{ord-cofre} = -K_{T\ ord-cofre}(T_{ord} - T_{cofre})$$

Por lo que, despejando la conductancia térmica de la ecuación anterior se obtiene la expresión para realizar el cálculo correspondiente a esta, la cual se presenta a continuación:

$$K_{T\ ord-cofre} = \frac{2 m_{ord} C_{ord} \frac{dT_{ord}}{dt}}{-(T_{ord} - T_{cofre})}$$

Utilizando una derivación numérica en los datos adquiridos de la media movil mencionada, se logra obtener la razón de cambio de la temperatura en función del tiempo para el conjunto de ordenadores, por lo que todas las variables resultan conocidas, siendo posible calcular $K_{T\ ord-cofre}$. En la figura 3.4 se muestran el histograma de la conductancia térmica entre las tarjetas controladoras y el interior del cofre SIE cuando la tasa de cambio de la temperatura de los ordenadores respecto al tiempo (dT_{ord}/dt) es menor a cero.

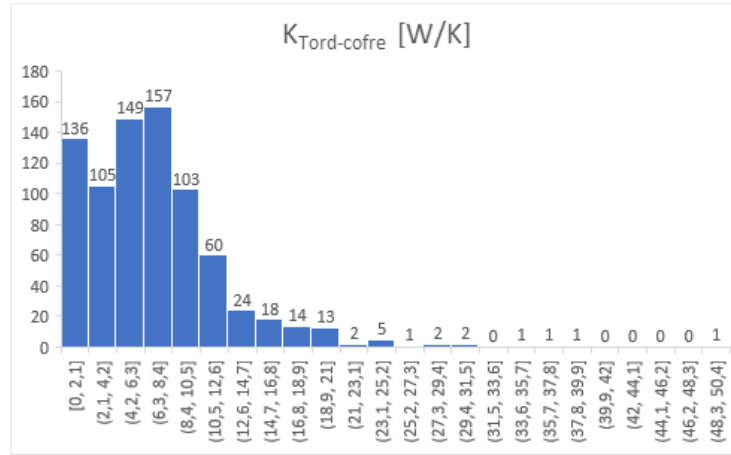


Figura 3.4: Histograma de la conductancia térmica entre los ordenadores y el interior del cofre S1 del M.R. 2063.

Se puede observar que más de la mitad de los resultados se encuentran agrupados entre 0 y 10[W/K], con un promedio de 7,01[W/K] y una desviación estándar de 5,51[W/K] para el conjunto de valores mencionados anteriormente ($dT_{ord}/dt < 0$). Por lo tanto, por motivos de robustez en el rediseño, el valor de la conductancia térmica $K_{T\ ord-cofre}$ que se utiliza de ahora en adelante se calcula mediante los valores estadísticos como

$$K_{T\ ord-cofre} = 7,01 \left[\frac{W}{K} \right] + 3 \cdot 5,51 \left[\frac{W}{K} \right] = 23,54 \left[\frac{W}{K} \right] \quad (3.1)$$

Por lo que de ahora en adelante, el valor de la conductancia térmica entre el conjunto de ordenadores y el cofre SIE como 23,54[W/K].

Se debe tener en cuenta que mientras mayor es la conductancia térmica entre elementos, mayor es el ingreso de calor en caso de refrigerar el cofre SIE, por lo que se debe considerar la opción de aislar partes específicas para disminuir el consumo eléctrico y

mejorar la eficiencia del sistema.

Ahora, conocida $K_{T_{ord-cofre}}$, es posible calcular el calor disipado por los ordenadores, donde el volumen de control se presenta en la figura 3.5, donde en este caso se involucra el calor $\dot{W}_{gen}$ generado por el conjunto de ordenadores a través del efecto Joule.

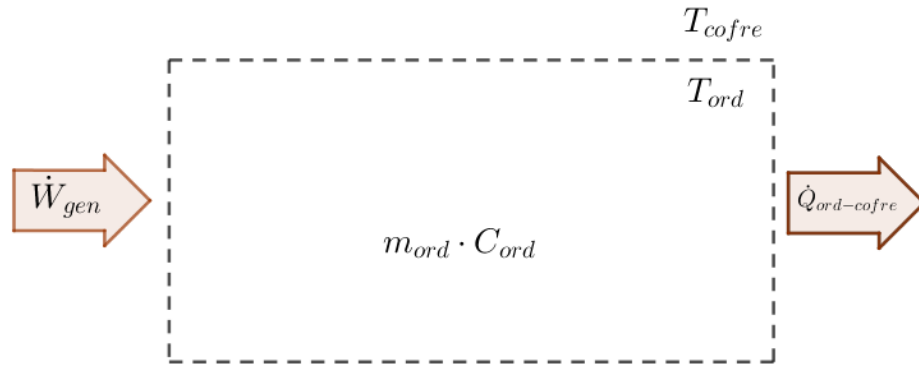


Figura 3.5: Volumen de control del conjunto de ordenadores para la etapa de enfriamiento.

Utilizando el principio de conservación de energía, la expresión que describe el estado transitorio de la temperatura de los ordenadores cuando el Material Rodante está en uso es la siguiente:

$$\dot{W}_{gen} - K_{T_{ord-cofre}}(T_{ord} - T_{cofre}) = m_{ord} \cdot C_{ord} \frac{dT_{ord}}{dt}$$

Por lo que finalmente se puede calcular la magnitud del calor generado por estos elementos simplemente despejando la variable deseada. En la figura 3.6 se aprecia la magnitud del calor generado para todo el periodo de medición.

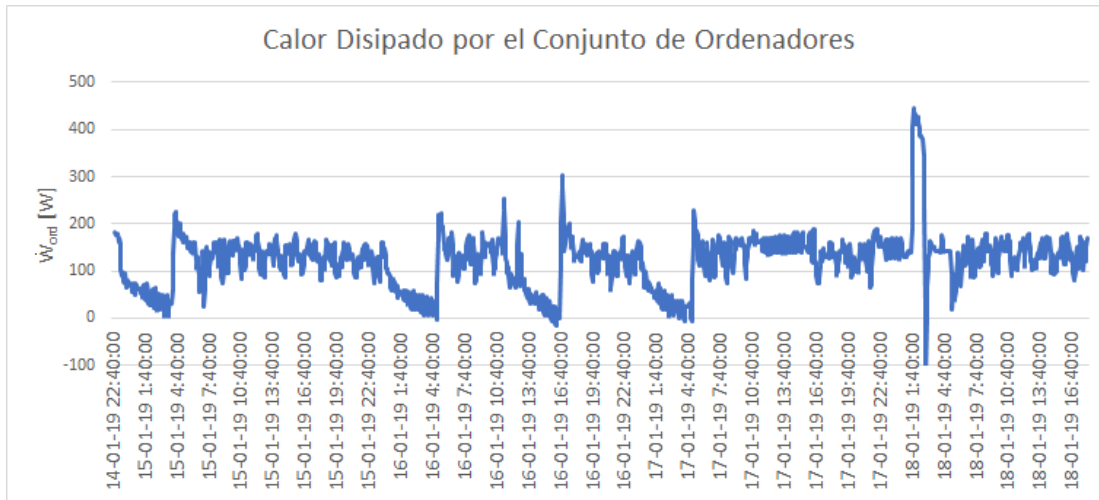


Figura 3.6: Valores calculados del calor disipado por el conjunto de ordenadores dentro de todo el rango de datos.

Si bien el calor presenta un carácter oscilatorio en los periodos de funcionamiento, estos muestran un rango acotado de variación donde la mayoría del tiempo no supera los 200[W], sin embargo, se muestran picos en periodos cortos de tiempo que pueden alcanzar los casi 300[W], los que se dan principalmente en la preparación del Material Rodante. Esto se debe principalmente a que luego de que el M.R. comienza su operación, parte del calor es expulsado debido al viento relativo generado con el movimiento del tren, lo que aumenta la conductancia térmica debido al calor que se expulsa por el disipador de calor al tener un flujo de aire mayor en su superficie.

Se observa además, que el día 18 de enero existe un comportamiento anómalo en el calor generado por los ordenadores, existiendo un valor muy alto (450[W] aprox.) y luego uno negativo posterior de éste en un momento. Esto puede haber ocurrido debido a una detención muy prolongada con el M.R. preparado y la posterior apertura del cofre, lo que provoca una disipación rápida de calor y se ve expresado como un calor negativo.

En la figura 3.7 se muestra el histograma para las distintas mediciones del calor generado por el conjunto de ordenadores

Al realizar un análisis estadístico al trabajo generado por el conjunto de ordenadores, el promedio de este es de 107,62[W], y su desviación estándar de 53,89[W], por lo

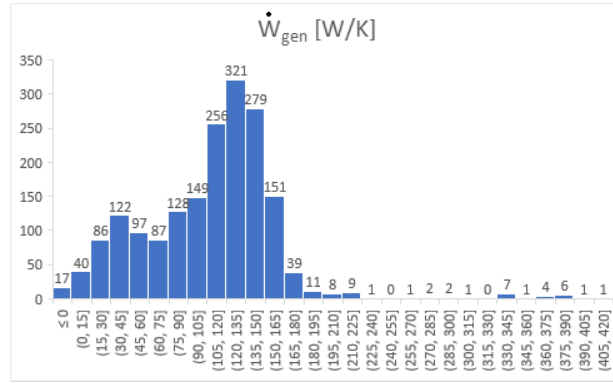


Figura 3.7: Histograma del calor generado por el conjunto de ordenadores.

que en el peor de los casos, el calor que emiten los ordenadores se calcula como

$$\dot{W}_{gen} = 107,62[W] + 3 \cdot 53,89[W] = 242,36[W] \quad (3.2)$$

Sin embargo, considerando un calor de 200[W] bastaría para satisfacer las necesidades.

Para calcular la conductancia térmica entre el cofre SIE y el medio ambiente se realiza un volumen de control de este, el cual se puede ver en la figura 3.8.

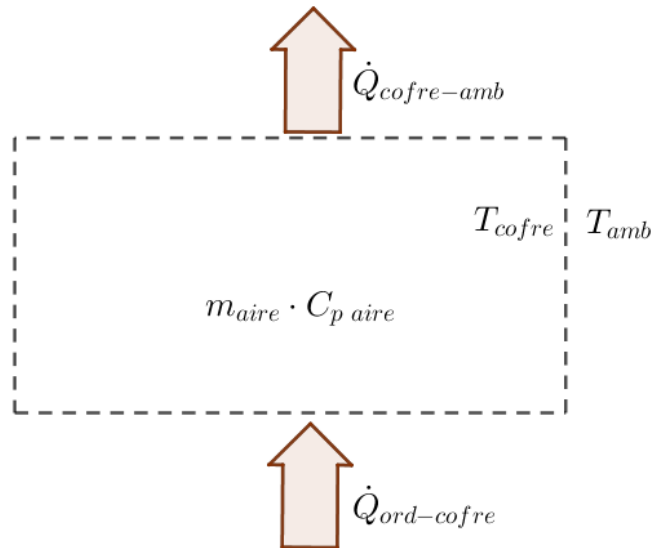


Figura 3.8: Volumen de control del cofre SIE.

Al realizar un balance de energía en el volumen de control, la ecuación resultante es la siguiente:

$$m_{air} \cdot C_{p\ air} \frac{dT_{cofre}}{dt} = K_{T\ ord-cofre}(T_{ord} - T_{cofre}) - K_{T\ cofre-amb}(T_{cofre} - T_{amb})$$

Por lo que la conductancia térmica entre el cofre y el medio ambiente $K_{T\ cofre-amb}$ se obtiene despejando de la ecuación anterior. En la figura 3.9 se muestra el valor de $K_{T\ cofre-amb}$ para todo el rango de datos. Se debe tener en consideración que los valores de la conductancia térmica $K_{T\ cofre-amb}$ están directamente relacionados con el valor de la conductancia térmica $K_{T\ ord-cofre}$ que se elige, por lo que pueden estar sobre dimensionados debido a las medidas tomadas para calcular esta última.

Se observa que existe un comportamiento casi constante de la conductancia térmica $K_{T\ cofre-amb}$, la que se mantiene cercano a $20[W/K]$ durante todo el periodo, exceptuando las mediciones del 16 de enero cercanas a las 16 horas, las cuales tienen valores anómalos extremadamente altos. Esto puede ser provocado por distintos factores, sin embargo, la principal fuente de errores es la mala resolución de los instrumentos utilizados para registrar la temperatura, además de los trabajos realizados en el Material Rodante en los periodos donde las mediciones están siendo efectuadas.

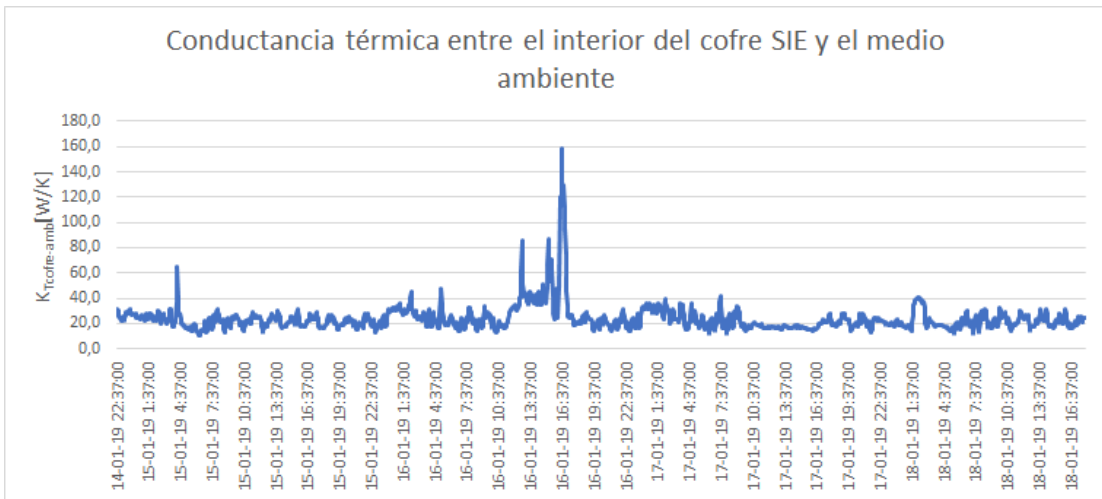


Figura 3.9: Conductancia térmica entre el cofre SIE y el medio ambiente.

Para entender mejor este fenómeno, en la figura 3.10 se muestra el histograma para los valores calculados de la conductancia térmica entre el interior del cofre SIE y el

medio ambiente, donde el promedio de los valores calculados es de 23,80[W/K] y su desviación estándar de 10,44[W/K].

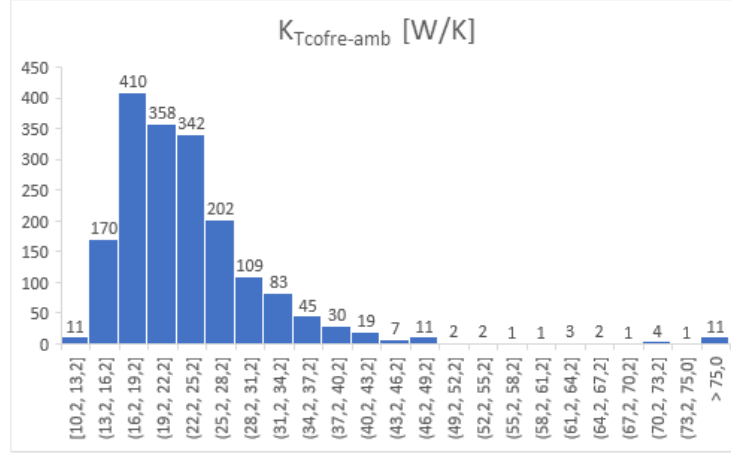


Figura 3.10: Histograma de la conductancia térmica entre el interior del cofre SIE y el medio ambiente, del coche S1 del M.R. 2063.

Por lo tanto, al igual que la conductancia térmica entre el conjunto de ordenadores y el cofre SIE, la conductancia térmica $K_{T \text{ cofre-amb}}$ para motivos de diseño se calcula como

$$K_{T \text{ cofre-amb}} = 23,80 \left[\frac{W}{K} \right] + 3 \cdot 10,44 \left[\frac{W}{K} \right] = 55,11 \left[\frac{W}{K} \right] \quad (3.3)$$

En estado estacionario, donde la tasa de cambio de las temperaturas de los ordenadores y del interior del cofre SIE son despreciables, se puede calcular un equivalente a la conductancia térmica entre el conjunto de ordenadores y el medio ambiente, lo que se obtiene de la siguiente expresión

$$K_{T \text{ ord-amb}} = \frac{1}{\frac{1}{K_{T \text{ ord-cofre}}} + \frac{1}{K_{T \text{ cofre-ext}}}} \approx 16,50 \left[\frac{W}{K} \right]$$

Teniendo en cuenta todo el análisis realizado, se requiere una potencia de refrigeración de aproximadamente 242[W] solo para compensar el calor generado por los ordenadores, sin embargo, por cada °C disminuido respecto a la temperatura ambiente, existe un ingreso de calor de 16,5[W], por lo que si se desea disminuir la temperatura de los ordenadores a 25[°C], y existe una temperatura exterior de 40[°C], el calor que se debe extraer es aproximadamente 490[W], los cuales están calculados para el peor de los casos. Se pueden emplear elementos aislantes para disminuir la conductancia

térmica entre el conjunto de ordenadores y el medio ambiente, lo cual es recomendado debido a que disminuirían considerablemente el consumo eléctrico del nuevo sistema de refrigeración.

Capítulo 4

Alternativas de Enfriamiento

En éste capítulo se evalúan distintas tecnologías de refrigeración disponibles en el mercado, además, se comparan las distintas alternativas con el propósito de seleccionar la más idónea a la propuesta de mejora presentada. Se debe considerar que el sistema de refrigeración debe ser montado en cada cofre SIE, por lo que debe ser modular y, a su vez, satisfacer varias restricciones.

4.1. Refrigeración Convencional

Los dispositivos de refrigeración convencionales corresponden a los que utilizan líquidos o gases en el proceso de enfriamiento, y deben contar obligatoriamente con un evaporador, un compresor y un condensador para su funcionamiento. A pesar de que su capacidad de refrigeración es alta, existe una gran necesidad de espacio debido al tamaño de sus componentes, lo que complica su implementación en espacios reducidos. Además, en caso de utilizar líquidos refrigerantes existe el riesgo de que se provoquen fugas en el sistema, lo que, en caso de existir un derrame sobre el conjunto de ordenadores, los dañaría de forma permanente, provocando una avería grave con consecuencias en la disponibilidad y un elevado costo por la pérdida parcial o total de las tarjetas controladoras del conjunto de ordenadores del cofre SIE.

Respecto a este tipo de refrigeración, existe la posibilidad de utilizar aire acondicionado comerciales para cada cofre SIE, los cuales tienen un buen desempeño y existen de distintos tamaños según la potencia de éstos, sin embargo, las restricciones de espacio hacen que esta alternativa los obligue a ser montados en la parte exterior del cofre

SIE, afectando la accesibilidad que posee el personal de mantenimiento, complicando las labores de mantenimiento preventivo como correctivo y aumentando los tiempos asociados a éstos. Además, al contener partes móviles existe una mayor probabilidad de fallos en el sistema, así como una necesidad de mantenimiento periódico con personal especializado en ellos.

4.2. Módulos Termoeléctricos

Otra alternativa que se presenta es la utilización de módulos termoeléctricos para la transferencia de calor, los cuales son elementos que se comportan como una bomba de calor al ser alimentados mediante corriente directa. Ésta alternativa debe ir incorporada a un sistema compuesto por intercambiadores de calor para ambas caras del módulo, los cuales en este caso deben ir montados al interior del cofre (cara fría) y al exterior del cofre (cara caliente).

Esta alternativa tiene ventajas sobre los sistemas de enfriamiento convencionales debido a su naturaleza de estado sólido, ya que no posee líquidos ni gases para su funcionamiento ni existe un desgaste de materiales en contacto, lo que otorga alta confiabilidad y un elevado MTBF de los componentes, además, debido a su carácter modular, el espacio necesario se reduce considerablemente comparado con otros sistemas. Por otra parte, sus desventajas están en el consumo eléctrico de estos componentes, ya que poseen menores eficiencias, las cuales pueden ser cruciales en términos de costos operacionales.

La naturaleza de estado sólido de las bombas de calor termoeléctricas permite el reemplazo rápido de los componentes defectuosos y una rápida puesta en servicio. En contraste a los operadores de los sistemas de refrigeración convencionales, el personal de servicio no requiere de altos niveles de habilidad y, por lo tanto, los periodos de entrenamiento son más cortos [9].

4.3. Selección de Alternativas

Se evalúan 4 criterios para la selección de la alternativa adecuada, los cuales son:

- Espacio necesario

- Riesgo de fuga de líquidos
- Consumo eléctrico
- Mantenimiento requerido

A continuación se presentan la alternativa más idónea para cada criterio de evaluación.

4.3.1. Espacio Necesario

Respecto al espacio necesario para la implementación de cada sistema de enfriamiento, la ventaja la tienen los módulos termoelectrónicos, existiendo la posibilidad de formar una serie de arreglos que satisfagan las necesidades de espacio existentes actualmente en cada cofre SIE. Comercialmente, los módulos termoelectrónicos se pueden encontrar en tamaños tan pequeños como $50 \times 50 \times 5$ [mm] y con capacidades aceptables para el propósito sugerido.

4.3.2. Riesgo de Fuga de Líquidos

Debido a que los módulos termoelectrónicos no utilizan líquidos ni gases para llevar a cabo su función, los hace ideales para enfriar componentes electrónicos. Esto entrega mayor seguridad en la operación en caso de fallas en el sistema.

4.3.3. Consumo Eléctrico

Respecto al consumo eléctrico, el sistema de refrigeración convencional lleva la ventaja, ya que al ser más eficientes consumen una menor cantidad de energía para su funcionamiento, lo que se traduce en un menor costo operacional.

4.3.4. Mantenimiento Requerido

Ya que los módulos termoelectrónicos no presentan partes móviles, su mantenimiento es casi nulo, además, debido a los avances en su desarrollo, actualmente poseen una vida útil que supera los 10 años cuando su manipulación e instalación es la correcta.

Finalmente, debido a los criterios tomados en cuenta, la alternativa más conveniente

para la implementación de un sistema de enfriamiento del cofre SIE es la que utiliza módulos termoeléctricos, solo superada por los sistemas de refrigeración convencional en términos de costos de consumo.

Capítulo 5

Rediseño del Sistema de Refrigeración

En este capítulo se presenta a detalle el mecanismo de rediseño para la solución del problema existente en el conjunto de ordenadores, en la figura 5.1 se muestra la distribución física general de los componentes dentro del cofre SIE.

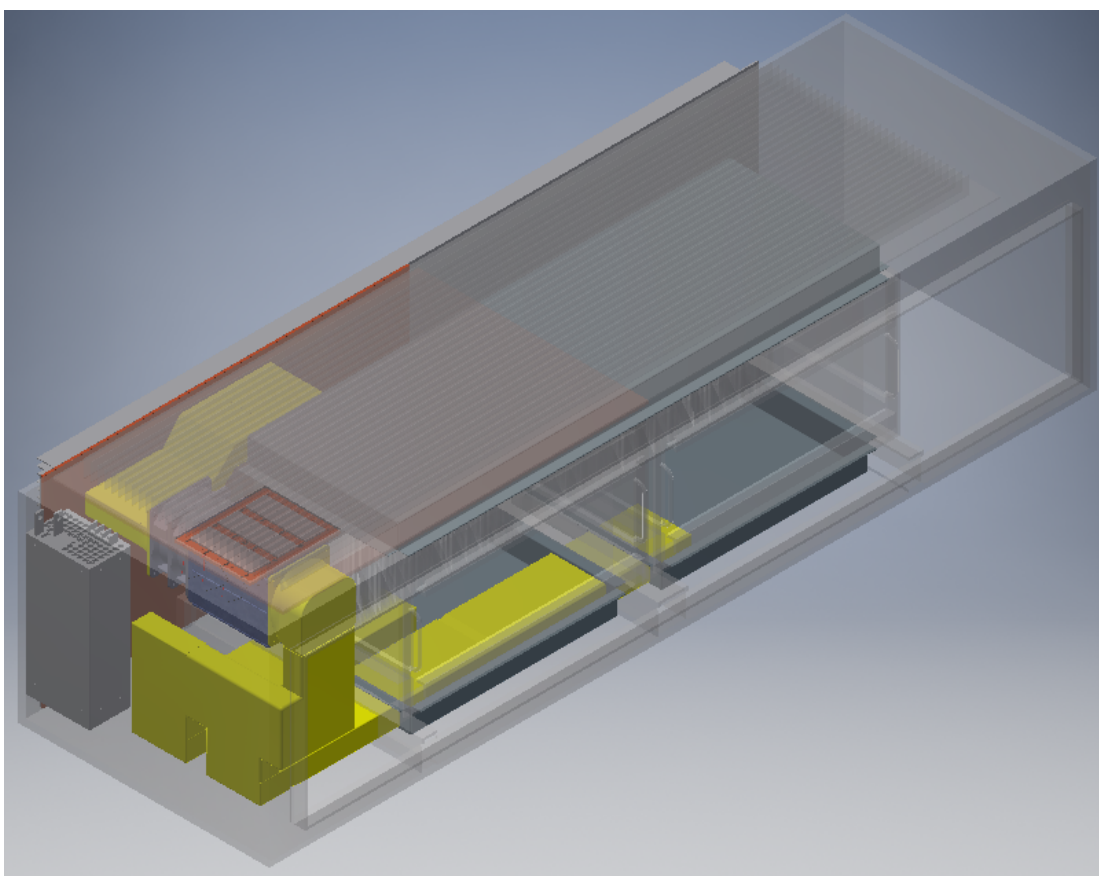


Figura 5.1: Distribución física de los componentes dentro del cofre SIE.

Los elementos principales que se deben tener en consideración son los siguientes:

- Intercambiador de calor de la cara fría: Es el encargado de extraer el calor del aire para cederlo a la cara fría de los módulos termoeléctricos, debe estar a una temperatura dada para que se logre disminuir la temperatura y humedad del aire a los niveles deseados. El método de intercambio de calor es a través de convección interna forzada.
- Ductos de distribución: Son los encargados de guiar el flujo volumétrico de aire a través de un espacio confinado desde la zona de ordenadores a los ventiladores (zona caliente) y desde el intercambiador de calor de la cara fría a los ordenadores (zona fría).
- Ventiladores: Son los encargados de inducir el flujo volumétrico de aire dentro del sistema de distribución, el cual se ve restringido por las pérdidas de presión existentes en el sistema de distribución de aire.
- Disipador de calor de la cara caliente: Es el encargado de captar el calor desde los módulos termoeléctricos y liberarlo al medio ambiente a través de convección externa forzada.
- Módulos termoeléctricos: Son los encargados de inducir el flujo de calor desde el intercambiador de calor de la cara fría hasta el disipador de calor de la cara caliente.
- Fuente de poder: Encargada de alimentar con corriente continua a los módulos termoeléctricos.

5.1. Descripción del Rediseño

El nuevo sistema de refrigeración presentado es principalmente un sistema cerrado de aire, el cual aumenta su temperatura al pasar por el conjunto de ordenadores debido al calor disipado por estos. Luego, el aire inducido por el grupo de ventiladores en la zona caliente del sistema de distribución de aire es llevado al intercambiador de calor de la cara fría del módulo termoeléctrico, donde se extrae parte del calor mediante el uso de módulos termoeléctricos de refrigeración, provocando una disminución en su temperatura y extracción del condensado resultante. Finalmente, y de forma opcional,

se induce un aumento de temperatura del aire con el objetivo de disminuir su humedad relativa, permitiendo el ingreso de este al conjunto de ordenadores con una temperatura de 25[°C] y una humedad relativa menor al 60 %. El calor extraído del aire en el intercambiador de calor de la zona fría es bombeado mediante los módulos termoeléctricos al disipador de calor de la cara caliente, el cual se encuentra al exterior del cofre y libera el calor al medio ambiente.

5.2. Restricciones del Nuevo Sistema de Enfriamiento

Se deben tener en cuenta algunas restricciones al momento de rediseñar el mecanismo de enfriamiento del cofre SIE, las cuales se detallan a continuación:

- La capacidad de refrigeración del nuevo sistema cuando existe una temperatura ambiente de 40[°C] debe ser superior a 242[W], ya que se deben considerar el ingreso de calor por parte del medio ambiente.
- Se debe entregar aire a los ordenadores con una temperatura de 25[°C] aproximadamente.
- La humedad relativa con la que se entrega el aire a los ordenadores no puede sobrepasar el 60 %.
- Debe existir un control continuo de las temperaturas involucradas, además de contar con alarmas en caso de fallas.

Cabe mencionar que el fabricante del cofre SIE proporciona un grado de protección IP56 según la norma internacional CEI60529 [11], lo que implica que el nivel de hermetismo del cofre soporta protección contra polvo y contra chorros muy potentes de agua.

5.3. Humedad Relativa

Según las restricciones de diseño, la humedad relativa a la que puede estar sometida el cofre SIE debe ser menor a 84 % , con un promedio anual máximo de 72 %. Es debido a esto que el aire debe ser tratado antes de ser entregado al conjunto de ordenadores, ya que al disminuir la temperatura del aire, aumentar su humedad relativa, lo que genera un riesgo para la operación del conjunto de ordenadores cuando esta es excesiva,

debido a la posible condensación del vapor de agua existente en el aire.

El control de la humedad relativa se realiza disminuyendo la temperatura del aire a tal punto que se alcance su punto de rocío y se condense cierta parte del vapor existente en este cuando existe una humedad excesiva, para luego aumentar su temperatura a 25[°C] y que esta no supere el 60 %.

La presión de saturación del vapor de agua a 25[°C] es de 3,1698[kPa] (Ver anexo B), por lo tanto, para que exista una humedad relativa del 60 %, la presión de vapor se calcula con la ecuación 2.17, resultando

$$P_v = 0,6 \cdot 3,1698[kPa] = 1,902[kPa] \quad (5.1)$$

Sabiendo que la presión de saturación del agua a 15[°C] es de 1,7057[kPa], y si se disminuye la temperatura a este valor, existe la posibilidad de llegar al punto de rocío en algunas épocas del año, por lo que al aumentar la temperatura a 25[°C] la humedad relativa resultante será de

$$\Phi = \frac{1,7057}{3,1698} \cdot 100 \% = 53,81 \% \quad (5.2)$$

Esto satisface con creces las necesidades de humedad en el sistema. Desde ahora en adelante, la temperatura T_e representa la temperatura con la que el aire debe salir del intercambiador de calor de la cara fría, y T_i la temperatura con la que el aire hace ingreso al conjunto de ordenadores.

Finalmente, se recomienda disminuir la temperatura entre 15 y 17[°C] para luego aumentarla a 25[°C], esto permite asegurar un nivel de humedad adecuado para el funcionamiento de los ordenadores. Además, es necesario utilizar sensores de temperatura en la entrada de aire hacia los ordenadores, con el propósito de generar un registro por parte del sistema de control y emitir señales de alarma cuando los niveles de humedad relativa superen los valores de diseño.

5.4. Capacidad de Enfriamiento Necesaria

Considerando una temperatura ambiente máxima de 40[°C] y una temperatura deseada al interior de los ordenadores de 25[°C], el calor que se debe extraer se puede calcular como

$$\dot{Q}_c = \dot{W}_{gen} + \dot{Q}_{amb} + \dot{Q}_{acc} \quad (5.3)$$

$$\dot{Q}_c = 242[W] + (T_{amb} - T_{ord})K_{T\ ord-amb} + \dot{Q}_{acc} \quad (5.4)$$

Donde $\dot{Q}_{acc}$ corresponde al calor disipado por los accesorios eléctricos y electrónicos utilizados en el control y distribución del aire, y se deben al efecto Joule en ellos. Por lo tanto, al realizar la selección de los equipos, el calor extraído debe superar el valor calculado para asegurar así las temperaturas de operación deseadas, además de entregar una mayor robustez al sistema, manteniendo al sistema de refrigeración mejor preparado para desempeñarse bajo condiciones de operación incluso más extremas. También se debe tener en cuenta la inercia térmica del sistema, ya que mientras mayor sea el calor extraído, mayor será la rapidez del enfriamiento del cofre. Además, se debe considerar que el disipador y ventiladores existentes originalmente al interior del cofre SIE deben ser retirados para dar lugar al nuevo sistema de refrigeración, lo que provoca que $K_{T\ ord-amb}$ disminuya, disminuyendo considerablemente las pérdidas de calor cuando el cofre está frío.

Con todas estas suposiciones, se espera que el calor que debe extraer el nuevo sistema de refrigeración no supere los 450[W], de los cuales unos 350[W] corresponden a la potencia de enfriamiento del sistema de distribución de aire, mientras que los otros 100[W] corresponden al calor generado por los accesorios.

5.5. Distribución de Aire

En esta sección se detalla el sistema de distribución de aire del rediseño del sistema de refrigeración, el cual consta del intercambiador de calor de la cara fría con los respectivos ductos de distribución, además de los accesorios utilizados, tales como codos y boquillas. Se considera para motivos de cálculo un flujo incompresible, el cual es válido debido a las bajas presiones manométricas de trabajo y quiere decir que la

densidad del aire no varía a lo largo del sistema.

5.5.1. Intercambiador de Calor

Para lograr un intercambio de calor exitoso entre el módulo termoelectrico (peltier) y el aire al interior del cofre se recomienda la utilización de un intercambiador de calor con flujo interno. Por lo que el diseño de éste es a traves de placas, como se muestra en la figura 5.2.

El largo del intercambiador de calor en dirección longitudinal se denomina L_{he} , su área transversal al flujo de aire A_c y el perímetro de su sección transversal p_{he} .

Teniendo en cuenta estos datos, el diámetro hidráulico del intercambiador de calor se calcula mediante la ecuación 2.41, quedando como resultado:

$$D_h = 4 \frac{A_c}{p_{he}} \quad (5.5)$$

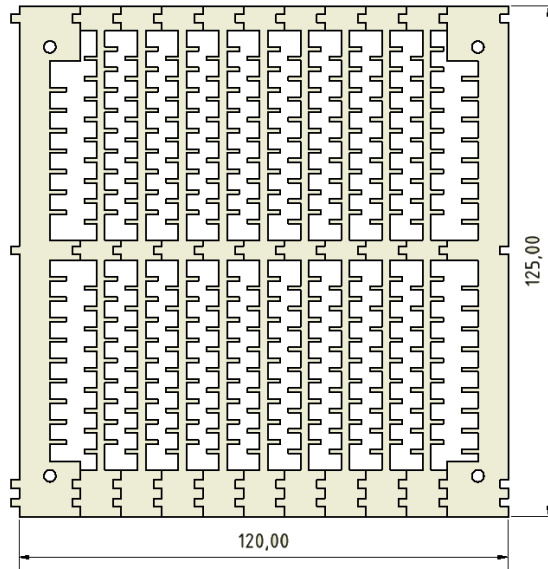


Figura 5.2: Configuración del disipador de calor de la cara fría.

La velocidad promedio v_{he} con la que circula el aire a través del intercambiador de calor de la cara fría se puede calcular mediante la ecuación 2.5, lo que expresado en términos del caudal volumétrico $\dot{V}$ y su área transversal, esta queda expresada como:

$$v_{he} = \frac{\dot{V}}{A_c} \quad (5.6)$$

El número de Reynolds correspondiente al flujo de aire al interior del intercambiador de calor mencionado se calcula mediante la ecuación 2.40, y queda expresado a través de su diámetro hidráulico D_h y la viscosidad cinemática ν_{aire} del fluido que circula al interior de este, resultando:

$$Re_{he} = \frac{v_{he} D_h}{\nu_{aire}} \quad (5.7)$$

Debido a que en la mayoría de los casos el flujo que circula al interior del intercambiador de calor presenta un comportamiento laminar, se puede calcular el coeficiente de fricción al interior de este mediante la ecuación 2.51, quedando expresada como:

$$f = \frac{64}{Re_{he}} = \frac{64\nu_{aire}}{v_{he} D_h} \quad (5.8)$$

En caso de que el flujo al interior del intercambiador de calor presente un número de Reynolds mayor a 3.000, es posible calcular el coeficiente de fricción mediante la ecuación 2.54.

Por lo tanto, la pérdida de presión al interior del intercambiador de calor de la cara fría cuando existe un flujo laminar al interior de éste queda expresada en términos de la velocidad promedio del flujo de aire v_{he} , la viscosidad cinemática ν_{aire} y densidad ρ_{aire} del aire al interior de este, su largo L_{he} y su diámetro hidráulico D_h , resultando en la ecuación 2.49 como

$$\Delta P_{he} = 32 \frac{\nu_{aire} L_{he} \rho_{aire} v_{he}}{D_h^2} \quad (5.9)$$

Si se desea expresar las pérdidas de presión en el intercambiador de calor en términos del flujo volumétrico de aire, la expresión anterior queda como sigue:

$$\Delta P_{he} = 32 \frac{\nu_{aire} L_{he} \rho_{aire} \dot{V}}{D_h^2 A_c} \quad (5.10)$$

Finalmente, se debe tener en cuenta que mientras mayor es el diámetro hidráulico y el área transversal del intercambiador de calor, menor serán las pérdidas de presión en este. Por el contrario, un mayor largo resultará en mayores pérdidas.

5.5.2. Ductos y Accesorios de Distribución

En esta sección se identifican dos zonas de distribución principales, una encargada de llevar el aire desde el conjunto de ordenadores hasta el intercambiador de calor, a la que llamaremos zona caliente, y otra encargada de dirigir el flujo de aire desde el intercambiador de calor de vuelta al conjunto de ordenadores, la cual llamaremos zona fría.

Zona Caliente

Esta zona parte desde que el aire es tomado desde el conjunto de ordenadores a través de una boquilla, el cual es dirigido a través de un ducto de diámetro D_{hz} , largo L_{hz} y coeficiente de fricción f_{hz} hacia la entrada de aire de la zona donde están ubicados los ventiladores previo al paso por el intercambiador de calor de la cara fría. Las pérdidas adicionales en esta zona están restringidas además a la cantidad de accesorios que se incorporan a esta, siendo $(\kappa_{acchz})_i$ el factor que acompaña a la presión dinámica del fluido respectiva a cada accesorio, es decir

$$(\kappa_{acchz})_i = \left(f_{acchz} \frac{L_{acchz}}{D_{acchz}} \right)_i \quad (5.11)$$

donde D_{acchz} es el diámetro, L_{acchz} es el largo equivalente del accesorio que varía según la naturaleza de este, y f_{acchz} es su coeficiente de fricción, el cual está dado según su superficie y el perfil de velocidades del aire en su interior.

Cuando la velocidad del aire al interior de los accesorios es la misma que la de los ductos v_{hz} , las pérdidas de presión en esta zona se pueden calcular sumando todas las pérdidas, resultando como:

$$\Delta P_{hz} = \left(f_{hz} \frac{L_{hz}}{D_{hz}} + \sum_{i=1}^n (\kappa_{acchz})_i \right) \frac{\rho_{aire} v_{hz}^2}{2} \quad (5.12)$$

donde D_{hz} es el diámetro hidráulico del ducto, L_{hz} es su largo equivalente, y f_{acchz} es su coeficiente de fricción.

Respecto a las pérdidas totales, se debe considerar que una mayor cantidad de accesorios implica una mayor pérdida de presión para esta zona, lo que resulta en un menor flujo volumétrico por parte de los ventiladores, o la necesidad de ventiladores de mayor

potencia.

Zona Fría

Esta zona comienza desde que el aire sale del intercambiador de calor para dirigirse mediante dos ductos a cada ordenador respectivo, tales ductos cuentan con largos L_1 y L_2 , diámetros D_1 y D_2 y coeficientes de fricción f_1 y f_2 , respectivamente. Al igual que en la zona caliente, las pérdidas asociadas a los accesorios están dadas por el factor $(\kappa_{acccz})_i$ de forma similar a la zona caliente y análogo a lo presentado en la ecuación 5.11.

La pérdida de presión de cada tramo se calcula asumiendo que la presión en cada ordenador es la misma, es decir, que la caída de presión en cada ducto es la misma, quedando expresado como

$$\Delta P_1 = \Delta P_2 = \Delta P_{cz} \quad (5.13)$$

$$\left(f_1 \frac{L_1}{D_1} + \sum_{i=1}^n (\kappa_{acccz})_{i,1} \right) \frac{\rho_{aire} v_1^2}{2} = \left(f_2 \frac{L_2}{D_2} + \sum_{i=1}^n (\kappa_{acccz})_{i,2} \right) \frac{\rho_{aire} v_2^2}{2} \quad (5.14)$$

Donde los subíndices de los factores κ_{acccz} corresponden a cada uno de los dos ductos y v_1 como v_2 a la velocidad del fluido en dichos ductos, respectivamente.

Por otra parte, utilizando la ecuación de conservación de masa para un fluido incompresible (Ecuación 2.11) se puede establecer una relación entre las velocidades en cada ducto, sabiendo que el flujo volumétrico total que circula en ellos está dado como $\dot{V}$ y es el mismo que circula por el resto del sistema, por lo tanto, la relación queda expresada como

$$\dot{V} = v_1 A_1 + v_2 A_2 \quad (5.15)$$

$$\frac{\dot{V} - v_1 A_1}{A_2} = v_2 \quad (5.16)$$

Donde A_1 y A_2 es el área transversal de los respectivos ductos, por lo que realizando el sistema de ecuaciones entre las ecuaciones 5.14 y 5.15, la velocidad de cada tramo queda expresada como,

$$v_1 = \frac{\frac{\dot{V}}{A_2}}{1 + \frac{A_1}{A_2} \sqrt{\frac{f_2 \frac{L_2}{D_2} + \sum_{i=1}^n (\kappa_{acccz})_{i,2}}{f_1 \frac{L_1}{D_1} + \sum_{i=1}^n (\kappa_{acccz})_{i,1}}}} \quad (5.17)$$

y

$$v_2 = \frac{\frac{\dot{V}}{A_1}}{1 + \frac{A_2}{A_1} \sqrt{\frac{f_1 \frac{L_1}{D_1} + \sum_{i=1}^n (\kappa_{acccz})_{i,1}}{f_2 \frac{L_2}{D_2} + \sum_{i=1}^n (\kappa_{acccz})_{i,2}}}} \quad (5.18)$$

Con lo que es posible calcular las pérdidas de presión en esta zona evaluando simplemente en la expresión de ΔP_{cz} .

Si bien las pérdidas de presión en cada tramo tienen la misma magnitud, no lo son así las velocidades del fluido a través de los ductos. Además, cabe mencionar que, al igual que en las zonas anteriores, un mayor diámetro de los ductos implica una menor pérdida de carga, mientras que un mayor largo creará un aumento de estas.

5.5.3. Curva de Carga del Sistema y Determinación de Flujo Volumétrico

Hasta ahora se han establecido las expresiones necesarias para calcular las pérdidas de presión a lo largo de todo el sistema, sin contar la zona de los ordenadores, la cual se asume a presión atmosférica y con una caída de presión despreciable. Para determinar la curva de carga del sistema se requiere sumar cada pérdida de presión por separado debido a que los tramos están hidráulicamente en serie, lo que queda expresado como

$$\Delta P_{sist} = \Delta P_{hz} + \Delta P_{hs} + \Delta P_{cz} \quad (5.19)$$

Para calcular el flujo volumétrico $\dot{V}$ que circula a través del sistema de distribución de aire, es necesario conocer la curva característica de los ventiladores utilizados para inducir dicho flujo. La intersección entre la curva característica del ventilador y la curva de carga del sistema indica el flujo volumétrico de aire que el o los ventiladores son capaces de suministrar al sistema.

5.6. Resistencia Térmica de los Componentes

Dado que ya se conocen las condiciones para determinar la velocidad con la que circula el aire a través del sistema, en esta sección se evalúan los parámetros que influyen en la transferencia de calor.

5.6.1. Intercambiador de Calor

Se recomienda que el intercambiador de calor de la cara fría del sistema de refrigeración sea de convección interna forzada.

Se considera que existe un flujo volumétrico de aire $\dot{V}$ al interior del intercambiador de calor, el que resulta en una velocidad promedio v_{he} como se menciona en la sección anterior. La longitud de entrada para que el aire con flujo laminar se desarrolle térmicamente queda expresado en términos de su número de Reynolds, su diámetro hidráulico y el número de Prandtl del aire Pr_{aire} al interior de este, quedando como

$$L_{he,t} \approx 0,05 Re_{he} Pr_{aire} D_h \quad (5.20)$$

$$L_{he,t} \approx 0,05 \frac{Pr_{aire} D_h^2 v_{he}}{\nu_{aire}} \quad (5.21)$$

Si el intercambiador de calor está conformado por placas y es lo suficientemente corto como para que el flujo no se desarrolle completamente a lo largo de este ($L_{he} < L_{he,t}$), su número de Nusselt queda expresado mediante la ecuación 2.53, quedando expresado como

$$Nu_{he} = 7,54 + \frac{0,03(D_h/L_{he})Re_{he}Pr_{aire}}{1 + 0,04[(D_h/L_{he})Re_{he}Pr_{aire}]^{2/3}} \quad (5.22)$$

$$Nu_{he} = 7,54 + \frac{0,03(D_h^2/L_{he})(v_{he}/\nu_{aire})Pr_{aire}}{1 + 0,04[(D_h^2/L_{he})(v_{he}/\nu_{aire})Pr_{aire}]^{2/3}} \quad (5.23)$$

Por lo que el coeficiente de transferencia de calor por convección perteneciente al intercambiador de calor de la cara fría se determina mediante la siguiente expresión:

$$h_{he} = \frac{Nu_{he} k_{aire}}{D_h} \quad (5.24)$$

Donde k_{aire} es la conductividad térmica del aire que circula al interior del intercam-

biador de calor.

La resistencia térmica del intercambiador de calor se puede expresar utilizando el coeficiente de transferencia de calor por convección y el área de transferencia de calor de este, donde el área se puede calcular mediante el producto entre su largo L_{he} y su perímetro p_{hs} , por lo que la expresión para calcular la resistencia térmica del intercambiador de calor es la siguiente:

$$R_{The} = \frac{1}{h_{he} L_{hs} p_{he}} \quad (5.25)$$

$$R_{The} = \frac{D_h^2}{4 N u_{he} k_{aire} L_{he} A_c} \quad (5.26)$$

Se debe tener en cuenta que el flujo de calor que el intercambiador de calor de la cara fría extrae del aire que circula a través de este se debe calcular mediante la temperatura media logarítmica mencionada en la ecuación 2.47. Se recomienda utilizar un intercambiador con poca resistencia térmica, ya que mediante esto se logra alcanzar de mejor forma la temperatura deseada en el fluido. Por otra parte, mientras más cercana es la temperatura del intercambiador de calor con la temperatura deseada del fluido al salir de este, mejor desempeño tendrán los módulos termoeléctricos, mejorando su eficiencia y disminuyendo en costos operacionales.

5.6.2. Disipador de Calor

El Material Rodante se mueve a una velocidad promedio v_{MR} de aproximadamente 45[km/h], es decir, unos 12,5[m/s] en régimen normal de operación. Considerando una viscosidad cinemática del aire ν_{amb} evaluada a la temperatura de película T_f mencionada en la ecuación 2.28, el número de Reynolds del flujo de aire alrededor del intercambiador de calor de la cara caliente se expresa como:

$$Re_x = \frac{v_{MR} x}{\nu_{amb}} \quad (5.27)$$

Donde x es la distancia desde el borde de ataque hasta el punto donde se evalúa la función.

En la mayoría de los casos el flujo que se desarrolla en el dissipador de calor evaluado presenta un comportamiento turbulento ($Re > 5 \times 10^5$ según ecuación 2.31), sin embargo, existe una zona no despreciable donde el flujo se comporta de forma laminar, la cual se encuentra en la zona de entrada del flujo. Se puede calcular la distancia crítica de transición del flujo a través del dissipador de calor desarrollando el sistema entre las ecuaciones 2.30 y 2.31, quedando

$$x_{cr} = \frac{5 \times 10^5 \nu_{amb}}{v_{MR}} \quad (5.28)$$

Debido a la configuración del cofre SIE, se considera el tramo inicial no calentado con una distancia ξ_{hs} , la cual es menor a x_{cr} , por lo que el coeficiente de transferencia de calor h_{hs} se calcula utilizando la ecuación 2.36 y desde dicha distancia ξ_{hs} , resultando como

$$h_{hs} = \frac{1}{w_{hs}} \left(0,332 \frac{k_{ext} v_{MR}^{0,5} Pr_{ext}^{1/3}}{\nu_{amb}^{0,5}} \int_{\xi_{hs}}^{\frac{5 \times 10^5 \nu_{amb}}{v_{MR}}} \frac{dx}{\sqrt{x} [1 - (\xi/x)^{3/4}]^{1/3}} \right) + \frac{1}{w_{hs}} \left(0,0296 \frac{k_{ext} v_{MR}^{0,8} Pr_{ext}^{1/3}}{\nu_{amb}^{0,8}} \int_{\frac{5 \times 10^5 \nu_{amb}}{v_{MR}}}^{w_{hs}} \frac{dx}{x^{0,2} [1 - (\xi_{hs}/x)^{9/10}]^{1/9}} \right) \quad (5.29)$$

dado que desde $x = 0$ hasta $x = \xi_{hs}$ no existe transferencia de calor. Donde w_{hs} es el largo del dissipador de calor en dirección longitudinal al flujo de aire. Se recomienda utilizar una placa conductora para disminuir esta distancia ξ_{hs} con el propósito de aumentar el coeficiente de transferencia de calor por conducción y mejorar el desempeño del sistema.

Considerando que el dissipador de calor está formado por n aletas de perfiles rectangulares, con un largo de cada una L_{hs} , el espesor de cada aleta como t_{hs} y una conductividad térmica del material con el que está fabricado k_{hs} , la eficiencia de este se calcula mediante la ecuación 2.22, quedando expresado como

$$\eta_{aleta} = \frac{\tanh \left(\sqrt{\frac{2h_{hs}}{k_{hs}t_{hs}}} (L_{hs} + t_{hs}/2) \right)}{\sqrt{\frac{2h_{hs}}{k_{hs}t_{hs}}} (L_{hs} + t_{hs}/2)} \quad (5.30)$$

Por lo que el calor que el dissipador de calor expulsa al medio ambiente está dado

por la ecuación 2.26 como

$$\dot{Q}_h = h_{hs} (A_b + 2n\eta_{aleta}w_{hs}(L_{hs} + t_{hs}/2)) (T_h - T_{amb}) \quad (5.31)$$

Donde T_h es la temperatura superficial de la base del disipador de calor y T_{amb} es la temperatura del flujo de aire al exterior del disipador de calor, la cual en la mayoría de los casos es la temperatura ambiental existente en las vías.

Finalmente, se puede expresar la resistencia térmica del disipador de calor, la que queda expresada como

$$R_{Ths} = \frac{1}{h_{hs} (A_b + 2n\eta_{aleta}w_{hs}(L_{hs} + t_{hs}/2))} \quad (5.32)$$

En caso de ser necesario se puede calcular la resistencia térmica del disipador de calor en función de la velocidad.

5.7. Temperaturas Necesarias en los Componentes

En esta sección se presentan las temperaturas que debe tener el intercambiador de calor para lograr una temperatura deseada en el fluido al cual se le extrae el calor, además de la temperatura que debe tener el disipador de calor de la cara caliente.

5.7.1. Temperatura del Intercambiador de Calor de la Cara Fría

Debido a que el intercambiador de calor de la cara fría es recomendado con flujo interno, se utiliza la temperatura media logarítmica mencionada en la ecuación 2.47 para relacionar la temperatura del intercambiador de calor, T_c , con la temperatura de entrada, T_i , y salida, T_e de este. Mediante la ecuación 2.45 y 2.46 se relaciona el calor que absorbe el intercambiador de calor, lo que queda

$$\dot{m}C_{aire}(T_e - T_i) = \frac{1}{R_{The}} \frac{T_e - T_i}{\ln[(T_c - T_e)/(T_c - T_i)]} \quad (5.33)$$

Donde $\dot{m}$ corresponde al flujo másico de aire al interior del intercambiador de calor y C_{aire} es el calor específico a presión constante de dicho aire, por lo que al despejar la temperatura que debe poseer el intercambiador de calor, esta queda expresada como

$$T_c = \frac{T_e - T_i e^{\frac{-1}{\dot{m}C_{aire}R_{The}}}}{1 - e^{\frac{-1}{\dot{m}C_{aire}R_{The}}}} \quad (5.34)$$

La temperatura de entrada de aire está restringida al calor que absorbe el aire por parte del efecto Joule en los ordenadores y del que hace ingreso por parte de las paredes del cofre SIE, los cuales pueden variar según las condiciones ambientales a las que está sometido el cofre SIE en su operación. Esta diferencia puede ser expresada como

$$T_i - T_e = \frac{W_{gen} + Q_{amb}}{\dot{m}C_{aire}} \quad (5.35)$$

Se recomienda tener un monitoreo continuo de las temperaturas involucradas en este proceso a través de sensores en la entrada y salida de aire del intercambiador de calor, ya que con esto se logra un buen desempeño del sistema de refrigeración involucrado, además, una supervisión periódica de las temperaturas límites alcanzadas permite que identificar averías, incluso antes de que ocurran debido a los posibles funcionamientos anómalos de los módulos termoelectrónicos.

5.7.2. Temperatura del Disipador de Calor de la Cara Caliente

La temperatura a la cual trabaja el disipador de calor de la cara caliente tiene gran importancia, ya que junto con la temperatura del intercambiador de calor de la cara fría definen los parámetros de funcionamiento de los módulos termoelectrónicos.

Si se desea conocer la temperatura T_h del disipador se debe realizar un sistema entre las ecuaciones 5.31 y 5.32, quedando finalmente para el estado estacionario

$$T_h = \dot{Q}_h R_{Ths} + T_{amb} \quad (5.36)$$

donde $\dot{Q}_h$ es el calor que debe disipar y es entregado por parte de los módulos termoelectrónicos y T_{amb} es la temperatura ambiente al exterior del cofre SIE.

Existen ocasiones en las que la resistencia térmica del disipador de calor es lo suficientemente baja como para que su temperatura se acerque mucho a la temperatura ambiente, en tales casos es aceptado considerar ambas temperaturas iguales. Esto simplifica los cálculos con errores aceptables y puede servir como primer acercamiento a la solución real.

Es necesario utilizar sensores de temperatura en el disipador de calor, con el propósito de conocer las temperaturas máximas y mínimas de este, las cuales pueden ser registradas en el sistema de control. Con esto se logra tener un control del funcionamiento y la relación con el módulo termoelectrico.

5.8. Selección, Montaje y Operación de los Módulos Termoelectricos

Teniendo en consideración que se conoce la temperatura de la cara fría, T_c , y de la cara caliente, T_h , además del calor que se debe extraer por parte de los módulos termoelectricos, $\dot{Q}_c$, es posible realizar la selección de los módulos termoelectricos.

En esta etapa se debe evitar caer en el error más común que se incurre al momento de realizar la selección de estos componentes, el cual se basa en seleccionar según la potencia máxima de bombeo de calor por parte de estos. Esto conlleva a que se subdimensione el sistema y no bombee el calor necesario para lo que fueron seleccionados.

Por motivos de una mejor confiabilidad del sistema, se recomienda la utilización de varios módulos termoelectricos montados térmicamente en paralelo, esto permite una mayor capacidad de refrigeración, ya que la capacidad total del sistema es la suma de la capacidad de cada módulo por separado. Además, se recomienda una conexión eléctricamente en paralelo, ya que se logra una mayor robustez del sistema ante fallas, disminuyendo la probabilidad de que el sistema quede completamente fuera de servicio.

Para seleccionar la cantidad N de módulos termoelectricos se debe considerar la capacidad máxima de refrigeración necesaria, considerando que cada módulo bombea una cantidad de calor $\dot{Q}_{ci}$ óptima, la cual se calcula como

$$\dot{Q}_{ci} = \frac{\dot{Q}_c}{N} = I_{tem} \alpha_{tem} \Delta T - \frac{I_{tem}^2 R_{tem}}{2} - K_{t \text{ tem}} \Delta T \quad (5.37)$$

Donde la cantidad de módulos varía según el tipo de operación que se tenga, ya que se puede contar con el uso de la máxima capacidad de refrigeración, así como la máxima eficiencia, o mayor COP en este caso.

Cada fabricante de módulos termoelectricos posee las curvas caracteristicas de cada uno de sus módulos, los cuales por lo general muestran el comportamiento del calor bombeado según la diferencia de temperaturas $\Delta T = T_h - T_c$ para distintos valores de voltajes continuos aplicados al módulo, además de la corriente en función de dicha diferencia de temperatura para distintos voltajes, o una combinación de éstas. En la figura 5.3 se muestra un ejemplo.

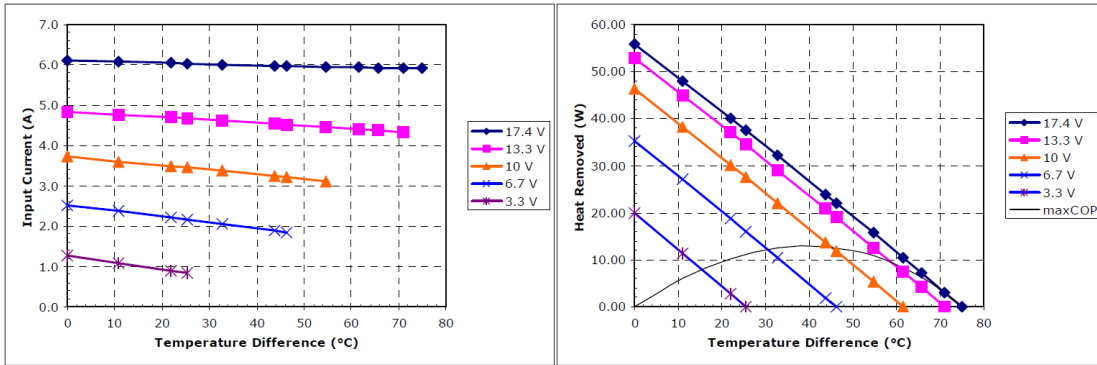


Figura 5.3: Curvas de comportamiento de los módulos termoelectricos [15].

Se puede observar de la figura 5.3 que para un voltaje dado, la corriente disminuye a medida que existe mayor diferencia de temperatura entre las caras del módulo termoelectrico, lo que concuerda con la ecuación 2.57, donde la pendiente de dicha curva está dada por el coeficiente de Seebeck de cada módulo. Por otra parte, el calor bombeado por cada módulo también disminuye a medida que la diferencia de temperatura $T_h - T_c$ aumenta, lo que concuerda a su vez con la ecuación 2.59.

Por lo tanto, al momento de realizar la selección de los módulos termoelectricos, se debe procurar que se cumpla con la capacidad de refrigeración cuando la diferencia de temperatura entre sus caras está en la condición más crítica, además de sus parámetros máximos de voltaje y corriente, ya que en caso de sobrepasar dichos límites la vida útil de los módulos disminuye considerablemente e incluso pueden variar sus parámetros de resistencia interna, entre otros.

En caso de desconocer las curvas de los módulos, se pueden determinar las variables físicas mediante el procedimiento mostrado en el anexo E, con lo cual se puede conocer el desempeño de cada módulo. Además, en caso de tener estas curvas, se pueden

determinar los valores para el coeficiente de Seebeck, la resistencia térmica y la conductividad térmica del módulo.

Una de las etapas más importantes y que es trascendental en la vida útil de los componentes es el montaje, ya que la mayoría de las fallas que ocurren en los módulos están relacionadas con el manejo e instalación de los componentes [14]. Los errores más comunes que se incurren en el proceso de montaje es el torque desigual de los pernos de sujeción, lo que crea zonas con mayor compresión que otras, así como las superficies de montaje (intercambiadores y disipadores de calor) con calidad superficial no aceptable para los módulos. Un buen montaje asegura un buen funcionamiento y vida útil, la cual puede sobrepasar en algunos casos los 11 años. En el anexo D se muestra el procedimiento correcto para el montaje de los módulos termoeléctricos.

Por otra parte, la humedad relativa es un factor importante. El agua condensada no debe hacer ingreso a los módulos termoeléctricos, ya que puede provocar corrosión galvánica que degrada el material termoeléctrico, los conductores y soldaduras existentes dentro del módulo. Este factor se puede eliminar utilizando sellos apropiados en los módulos termoeléctricos. Actualmente existen proveedores que ofrecen módulos termoeléctricos con sellos de alta calidad, los cuales eliminan este problema.

Para asegurar un buen control en la operación de él o los módulos utilizados, se recomienda el uso de mosfets de potencia para energizar y desenergizar los módulos de forma rápida y segura. Otros métodos de accionamiento como el uso de relés de potencia presentarían poca vida útil debido al desgaste en sus componentes. Además, los sistemas SSR no son factibles en este tipo de sistemas, ya que los módulos termoeléctricos deben ser energizados por corriente continua, y si se controla la fuente de poder los tiempo de respuesta serían demasiado largos.

5.9. Fuente de Poder

Para la alimentación de los módulos termoeléctricos es necesaria la utilización de una fuente de poder de corriente continua que sea capaz de soportar la potencia requerida para el o los módulos utilizados.

La potencia requerida por los módulos termoelectricos se calcula simplemente sumando las potencias individuales P_{tem} , despejando de la ecuación 2.61, por lo tanto, en el caso que sean todos los módulos de las mismas características, la potencia total será la potencia individual multiplicado por el número de módulos utilizados. Expresado de forma aritmética, la potencia requerida por la fuente de poder queda expresada como

$$P_{req} = NP_{tem} \quad (5.38)$$

La potencia eléctrica que requiere la fuente de poder está restringida por su eficiencia η_{ps} , teniendo relación con la potencia requerida por los módulos termoelectricos mediante la siguiente expresión

$$P_{elec} = \frac{P_{req}}{\eta_{ps}} \quad (5.39)$$

Siendo el calor disipado por la fuente de poder el siguiente

$$\dot{Q}_{ps} = P_{elec} - P_{req} \quad (5.40)$$

Para que exista un buen desempeño del sistema, la potencia suministrada por la fuente de poder debe sobrepasar a la potencia requerida para asegurar un funcionamiento adecuado, de lo contrario, la fuente de poder se podría bloquear en caso de poseer algún sistema de seguridad contra sobre consumo, dejando inoperativo el sistema de refrigeración, o en el peor de los casos, provocar una falla en sus componentes. Debido a esto se debe evaluar el consumo eléctrico real según las distintas temperaturas de operación de los módulos termoelectricos. Además, se debe considerar el coeficiente de eficiencia de los módulos, ya que mientras más bajo es este, mayor es el consumo eléctrico que debe suministrar el o las fuentes de poder utilizadas.

Una recomendación para aumentar la confiabilidad del sistema es el uso de dos o más fuentes de poder para alimentar grupos separados de módulos termoelectricos, aunque puede resultar más oneroso, se justifica cuando se requiere que el sistema de refrigeración presente una alta confiabilidad.

Capítulo 6

Políticas de Mantenimiento y Análisis de Fallas

En este capítulo se detallan las políticas de mantenimiento del nuevo sistema de refrigeración presentado, además del análisis de las posibles fallas funcionales que pueden ocurrir a lo largo de su vida útil.

6.1. Políticas de Mantenimiento

En esta sección se especifica la frecuencia con la que se debe realizar mantenimiento a los elementos del nuevo sistema de refrigeración, además de algunos criterios que se tienen en cuenta.

6.1.1. Mantenimiento Preventivo

Las labores de mantenimiento preventivo se deben realizar cada vez que el Material Rodante cumpla un ciclo de mantenimiento preventivo, las cuales consisten principalmente en;

- Limpieza de los ductos de distribución de aire.
- Chequeo del funcionamiento y limpieza de los ventiladores.
- Chequeo de funcionamiento de la fuente de poder.
- Chequeo de funcionamiento de los sensores de temperatura y humedad.

- Verificar la condición de funcionamiento de los módulos termoeléctricos.

En caso de existir algún comportamiento anómalo de algún componente, se recomienda realizar el cambio del componente inmediatamente, ya que como se trabaja con elementos eléctricos y electrónicos, no se puede saber con certeza cuándo ocurrirá la falla de estos elementos.

Para facilitar las labores de este tipo de mantenimiento se recomienda que el sistema de control emita señales de alerta del funcionamiento de cada componente posible, tales como comportamiento anómalo, así como las temperaturas máximas y mínimas en periodos de operación, con el propósito de conocer de forma rápida los elementos que presentan fallas.

Los tiempos asociados al mantenimiento preventivo del nuevo sistema de refrigeración no deberían tardar más de 45 minutos por cofre, siendo el tiempo necesario para todo el Material Rodante no superior a 5,5 horas, independiente si este cuenta con 6 o 7 coches.

6.1.2. Mantenimiento Correctivo

El mantenimiento correctivo consiste en el cambio de piezas o partes cuando estas se consideran en falla.

Debido a que la mayoría de los elementos utilizados son eléctricos o electrónicos, no se puede tener certeza de cuándo van a fallar, por lo que los elementos serán reemplazados solo en caso de existir una avería en estos.

En el caso que existan fallas en algún módulo termoeléctrico, se debe reemplazar el arreglo completo, compuesto por intercambiador de calor y módulos, ya que de lo contrario, los tiempos de reparación se verían aumentados de forma considerable.

6.2. Análisis de Riesgo

Es inevitable que existan peligros en cada actividad que se realice sobre el nuevo sistema de refrigeración debido a la naturaleza de los elementos mecánicos y eléctricos.

cos involucrados. En esta sección se muestran los riesgos asociados a distintas etapas de montaje, mantenimiento o reparación del sistema, además de las medidas de mitigación para disminuir los riesgos lo mayor posible. Cabe mencionar que todas las actividades son consideradas para ser realizadas por el personal de mantenimiento.

En la tabla 6.1 se muestran las distintas categorías para segregar los tipos de riesgos según la probabilidad de ocurrencia y las consecuencias de estos, los que son evaluados más adelante con sus respectivos métodos de control para mitigarlos lo mayor posible.

Tabla 6.1: Matriz de Evaluación de Riesgos evaluada para distintas probabilidades y consecuencias.

		Probabilidad				
		Muy baja	Baja	Media	Alta	Muy alta
Consecuencia	Muy alta	Baja	Medio	Alta	Muy alto	Muy alto
	Alta	Bajo	Bajo	Medio	Alto	Muy alto
	Media	Muy bajo	Bajo	Medio	Alto	Alto
	Baja	Muy bajo	Muy bajo	Bajo	Medio	Medio
	Muy baja	Muy bajo	Muy bajo	Muy bajo	Bajo	Medio

Se consideran como graves todos los procedimientos que provoquen un riesgo medio en adelante, ya que por lo general involucran la integridad física del operador, mientras que se consideran leves todos los que provoquen hasta un riesgo bajo.

Primero que todo se evalúan los riesgos asociados a la etapa de montaje del sistema de refrigeración, los que son provocados principalmente en la manipulación de elementos pesados o posiblemente electrificados. Se debe tener en cuenta estos factores al momento de implementar el sistema en los distintos cofres, con el objetivo de proteger la integridad física de los trabajadores. En la tabla 6.2 se muestran los peligros en el montaje de cada elemento, los riesgos asociados en esta etapa, sus consecuencias, un análisis cualitativo de su probabilidad (P), su consecuencia (C) y su riesgo, además de las medidas de control para mitigar los riesgos.

En la tabla 6.3 se muestra el análisis de riesgos asociados al proceso de mantenimiento del sistema de refrigeración, tanto para el mantenimiento preventivo como correctivo.

Tabla 6.2: Riesgos asociados al proceso de montaje del nuevo sistema de refrigeración.

Peligro	Riesgo asociado	Consecuencia	P	C	Riesgo	Método de control
Disipadores de calor	Caída no controlada	Lesiones en extremidades del operador, además de lesiones lumbares por sobre esfuerzo.	Media	Media	Medio	La manipulación debe ser efectuada por dos o más personas. El traslado de largas distancias debe ser efectuado por elementos mecánicos.
Intercam. de calor	Caída no controlada	Lesión en extremidades del mantenedor o rotura de ductos de distribución de aire	Media	Media	Medio	Se deben utilizar obligatoriamente zapatos de seguridad y guantes, además, el montaje debe ser efectuado por más de una persona.
Intercam. de calor	Atrapamiento de extremidades al fijar el intercambiador de calor	Lesiones en extremidades del operador	Baja	Baja	Bajo	El torque de los pernos debe realizarse de forma gradual y con las manos alejadas de la zona de unión.
Módulos termoelectrónicos	Conexión inversa de los TEM	En lugar de refrigerar, los TEM calentarán el cofre, provocando falla en los OR.	Alta	Muy alta	Muy alto	Utilizar conectores de una sola posición en los terminales de los módulos termoelectrónicos. (Pokayoke)
Máquinas de corte	Proyección de partículas metálicas sobre ojos	Lesiones oculares graves o pérdida total de estos.	Media	Muy alta	Alta	Utilizar gafas de seguridad.
Máquinas de corte	Alcance de extremidades	Lesiones leves o graves en extremidades del operador.	Baja	Muy alta	Medio	Utilizar guantes y elementos de protección personal apropiados.
Fuente de poder	Electrocución	Lesiones leves o graves, pudiendo causar la muerte.	Baja	Muy alta	Medio	No manipular cables de media tensión mientras el M.R. está preparado.

Tabla 6.3: Riesgos asociados al proceso de mantenimiento del nuevo sistema de refrigeración.

Peligro	Riesgo asociado	Consecuencia	P	C	Riesgo	Método de control
Intercam. de calor	Caída no controlada	Lesión en extremidades del mantenedor o rotura de ductos de distribución de aire	Media	Media	Medio	Se deben utilizar obligatoriamente zapatos de seguridad y guantes, además, el montaje debe ser efectuado por más de una persona.
Ventiladores	Atrapamiento de extremidades	Lesiones leves o moderadas en extremidades del mantenedor	Baja	Media	Bajo	El sistema de refrigeración debe estar operativo solo cuando el Material Rodante se encuentra preparado, además, se deben desmontar los ventiladores para efectuar su limpieza.
Ventiladores	Electrocución	Lesiones graves en el operador, pudiendo ocasionar la muerte	Media	Muy alta	Alto	Los terminales deben estar aislados correctamente y con los conectores adecuados, además, no se deben realizar labores de limpieza cuando el M.R. está preparado.
Módulos termoelectrónicos	Conexión inversa de los TEM	En lugar de refrigerar, los TEM calentarán el cofre, provocando falla en los OR.	Alta	Muy alta	Muy alto	Utilizar conectores de una sola posición en los terminales de los módulos termoelectrónicos. (Pokayoke)
Fuente de Poder	Electrocución	Lesiones graves en el operador, pudiendo ocasionar la muerte	Media	Muy alta	Alto	Los terminales deben estar aislados correctamente, además, no se deben realizar labores de limpieza cuando el M.R. está preparado.

Considerando todo lo anterior, se debe tener especial cuidado con los riesgos mencionados para las distintas etapas, por lo que se recomienda tener principal atención en las medidas de control mencionadas para disminuir estos niveles, pudiendo en algunos casos ser mitigados completamente.

Se recomienda, por motivos de seguridad, no efectuar ningún trabajo mientras el Material Rodante se encuentra energizado o preparado, ya que los riesgos más altos están asociados a la posibilidad de electrocución de los operadores, los que pueden incluso llegar a provocar el fallecimiento en el peor de los casos. Además, en la manipulación de elementos pesados (mayores a 15[kg]) debe trabajar más de una persona, ya que se pueden ocasionar lesiones lumbares debido a cargas mal efectuadas.

Respecto al montaje y reparación del arreglo constituido por el intercambiador de calor, ventiladores y módulos termoeléctricos, se pueden utilizar elementos de apoyo para mantener más estable dicho intercambiador de calor al momento de empujar o quitar pernos de sujeción. Así, se disminuye la probabilidad de caída y puede resultar más cómodo para el operador, mejorando las condiciones de trabajo.

En caso de requerir medidas de mitigación para riesgos no mencionadas en el análisis reciente, estas se deben efectuar obligatoriamente, ya que es imperante velar por la integridad física del personal antes que la de los elementos utilizados.

6.3. Análisis de Fallas

En esta sección se presenta el análisis de falla de las funciones principales del nuevo sistema de refrigeración, además de las posibles fallas funcionales con sus respectivas causas y efectos. El propósito de esta sección es facilitar el mantenimiento del sistema de refrigeración para el operador cuando existe alguna falla o algún comportamiento anómalo.

Se sabe que la función principal del sistema de refrigeración es entregar un flujo constante de aire a los ordenadores con una temperatura estable de 25 ± 2 °C, y con una humedad relativa menor a 60 %. Cualquier incumplimiento de estas funciones se cataloga como falla funcional, dando la probabilidad de dejar expuesto al conjunto de

ordenadores cuando estas ocurren, por lo que en las siguientes tablas se muestran las distintas fallas funcionales y sus posibles modos de falla.

En la tabla 6.4 se presenta el caso en que no se entrega aire a los ordenadores, con los distintos modos de falla que pueden provocar la falla funcional mencionada, además de los riesgos relacionados a la dicha falla funcional.

Tabla 6.4: Análisis de falla de cuando no existe una entrega de aire al conjunto de ordenadores

Falla Funcional	Modo de Falla	Efecto de la Falla
No se entrega aire a los ordenadores	Ventiladores sin energía, debido a la activación de su fusible	Aumento sostenido de la temperatura en los ordenadores y potencial falla por temperatura, disminuyendo la disponibilidad del material rodante
	Ventiladores sin energía eléctrica debido a la desconexión con la red eléctrica	
	Ventiladores averiados debido a la vida útil	
	Ductos de distribución o intercambiador de calor de la cara fría desconectados o conectados de forma incorrecta	
	Ductos de distribución o intercambiador de calor de la cara fría obstruidos debido a la suciedad acumulada	
	Ductos de distribución estrangulados debido a curvas muy agudas	

Se observa que al no existir un flujo de aire hacia el conjunto de ordenadores existe un aumento sostenido de la temperatura en todos los casos, lo que se debe principalmente a que el sistema pierde la capacidad de transportar el calor desde el conjunto de ordenadores hasta el intercambiador de calor, provocado por la disminución de la conductividad térmica entre las tarjetas controladoras y el aire, resultando en una acumulación de calor en las tarjetas controladoras.

Esta falla funcional es una de las más críticas de las que se está evaluando, por lo que se recomienda crear redundancias en la cantidad de ventiladores utilizados, ya que de ser así, se disminuye el riesgo de dejar sin suministro de aire al sistema de distribución.

En la tabla 6.5 se presenta el análisis de falla cuando el flujo de aire entregado al conjunto de ordenadores presenta un comportamiento intermitente en el tiempo. Si bien esta falla es poco probable en comparación a otras fallas funcionales, si no se le presta atención puede desencadenar en una falla más crítica.

Tabla 6.5: Análisis de falla cuando existe una intermitencia en el flujo de aire entregado a los ordenadores

Falla Funcional	Modo de Falla	Efecto de la Falla
El aire entregado a los ordenadores presenta un comportamiento intermitente	Ventiladores averiados debido a la rotura de sus álabes	Variación intermitente de la temperatura de los ordenadores, con una potencial falla si se alcanzan temperaturas muy altas, disminuyendo la disponibilidad del material rodante
	Parte o la totalidad de los ventiladores presentan una mala conexión eléctrica en la alimentación	

Se observa en la tabla presentada que existen pocas posibilidades que exista esta falla funcional, ya que se debe netamente a problemas en la instalación. Sin embargo, en caso de existir rotura en los alabes, esta puede desencadenar en la obstrucción de los ventiladores colindantes, generando un sobrecalentamiento de sus bobinados y provocando la avería de estos, induciendo la falla funcional mostrada en la tabla 6.4. Además, debido al desbalanceo del rodete del ventilador cuando existe tal rotura, es posible que existan vibraciones debido a las fuerzas dinámicas provocadas por la rotación, soltando

los elementos de sujeción utilizados y provocando un riesgo de desprendimiento de las partes más cercanas.

Se recomienda que en caso de ocurrir este tipo de fallas, se revise el torque de los elementos de sujeción para evitar posibles desprendimientos y fallas funcionales más graves.

Otra falla funcional crítica se presenta en la tabla 6.6, la que corresponde a cuando el aire entregado al conjunto de ordenadores posee una temperatura mayor a 27[°C].

Tabla 6.6: Análisis de falla cuando existe una temperatura mayor a 27°C en el aire entregado a los ordenadores

Falla Funcional	Modo de Falla	Efecto de la Falla
El aire entregado a los ordenadores supera los 27°C	La totalidad o parte de los módulos termoeléctricos no se encuentran conectados a la fuente de poder	Aumento sostenido de la temperatura en los ordenadores y potencial falla por temperatura, disminuyendo la disponibilidad del material rodante.
	La totalidad o parte de los módulos termoeléctricos se encuentran en falla debido a una mala instalación o vida útil, comportándose como un circuito abierto	
	La fuente de poder se encuentra desconectada de la red de media tensión	
	La fuente de poder bloqueada debido a uno o más módulos termoeléctricos en corto circuito	
	La fuente de poder averiada debido a su vida útil.	
	Flujo de aire elevado en el intercambiador de calor en comparación flujo calculado	

	Etapa de recalentamiento (en caso de existir) entrega demasiado calor al aire debido a un sobredimensionamiento de esta.
	Rotura o desprendimiento del material aislante entre la cara caliente y fría del sistema de refrigeración, provocado por uso excesivo
	Mala conducción de calor entre el intercambiador de calor y los módulos termoeléctricos debido al desgaste de la pasta térmica en su interfase.
	Mala conducción de calor entre el dissipador de calor y los módulos termoeléctricos debido al desgaste de la pasta térmica en su interfase, lo que provoca una disminución de la capacidad de refrigeración de los módulos termoeléctricos
	Sensores de temperatura con suciedad excesiva debido a la falta de mantenimiento
	Sensores de temperatura defectuosos debido a su vida útil
	Mal seteo en el sistema de control debido a cambio accidental por parte del operador

Debido a la cantidad de modos de falla que pueden generar esta falla funcional, es que esta se considera una de las más críticas junto con la relacionada a la interrupción del flujo de aire, ya que si la temperatura es demasiado alta, puede provocar una falla en el conjunto de ordenadores debido a la temperatura.

Se recomienda que el arreglo compuesto por el intercambiador de calor y los módu-

los termoelectricos no sean intervenidos en terreno, ya que debido a la complejidad del ensamblaje se pueden provocar problemas de conducci3n de calor entre estos, adem3s, para detectar si uno o m3s m3dulos termoelectricos se encuentran en falla, se puede contar con un sistema de control que registre las temperaturas asociadas a cada m3dulo termoelectrico, lo que facilitar3a la detecci3n de este modo de falla.

En la tabla 6.7 se muestran los modos de falla que puede pueden provocar una disminuci3n excesiva del aire que hace ingreso a los ordenadores, la que se presenta a continuaci3n.

Tabla 6.7: An3lisis de falla cuando existe una temperatura menor a 23°C en el aire entregado a los ordenadores

Falla Funcional	Modo de Falla	Efecto de la Falla
El aire entregado a los ordenadores est3 por debajo de los 23°C	Flujo de aire deficiente en el intercambiador de calor en comparaci3n con el flujo calculado	Posible ingreso de aire con humedad excesiva a la zona de los ordenadores, pudiendo provocar fallas en las tarjetas debido a corto circuitos, disminuyendo la disponibilidad del material rodante.
	Etapas de calentamiento (en caso de existir) no act3a debido a una desconexi3n con el sistema de distribuci3n	
	Mal seteo en el sistema de control debido a cambio accidental por parte del operador	
	Sensores de temperatura con suciedad excesiva debido a la falta de mantenimiento	
	Sensores de temperatura defectuosos debido a su vida 3til	

Debido a que el aire aumenta su humedad relativa cuando disminuye su temperatura, los modos de falla asociados a esta falla funcional casi siempre est3n relacionadas a la falta de calentamiento posterior al paso por el intercambiador de calor y extracci3n de parte del vapor de aire.

Se recomienda para disminuir la probabilidad de provocar estos modos de falla, que

la etapa de recalentamiento del aire sea de carácter mecánico, es decir, que exista un intercambio de calor con el disipador de la cara caliente o se tome parte del calor del aire de la zona caliente del sistema de distribución de aire y, en caso de ser resistencia eléctrica, que existan redundancias para asegurar una alta confiabilidad y evitar tal falla funcional.

En la tabla 6.8 se muestra el análisis de fallas cuando la temperatura entregada a los ordenadores presenta excesiva variabilidad.

Tabla 6.8: Análisis de fallas cuando la temperatura entregada a los ordenadores presenta una alta variabilidad

Falla Funcional	Modo de Falla	Efecto de la Falla
El aire entregado a los ordenadores presenta una variabilidad excesiva de su temperatura	La fuente de poder presenta un bloqueo intermitente debido a módulos termoeléctricos en corte	Variación intermitente de la temperatura de los ordenadores, con una potencial falla si se alcanzan temperaturas muy altas, disminuyendo la disponibilidad del material rodante.
	La fuente de poder presenta fallas intermitentes en su funcionamiento debido al uso	
	La etapa de recalentamiento (en caso de existir) se encuentra con funcionamiento intermitente	

Si bien en esta falla funcional intervienen distintos factores, uno de las más importantes es cuando existe un cortocircuito en algún módulo termoeléctrico, ya que provoca un alza del consumo eléctrico de la fuente, generando un bloqueo intermitente y pudiendo caer en el modo de falla mostrado en la tabla 6.6 en caso de que esta falle permanentemente.

Se recomienda utilizar fusibles en cada módulo termoeléctrico para proteger la fuente de poder, ya que en caso de presentar una falla, el módulo queda fuera de servicio sin afectar a los demás módulos ni al consumo de la fuente de poder.

En la tabla 6.9 se muestra el análisis de fallas cuando la humedad relativa del aire que se entrega al conjunto de ordenadores supera el 60 %.

Tabla 6.9: Análisis de fallas cuando la humedad relativa del aire entregado a los ordenadores supera el 60 %

Falla Funcional	Modo de Falla	Efecto de la Falla
La humedad relativa entregada a los ordenadores supera el 60 %	Etapa de recalentamiento (en caso de existir) no aumenta la temperatura del aire antes del ingreso a los ordenadores debido a la desconexión de ésta con los ductos de entrada	Posible ingreso de aire con humedad excesiva a la zona de los ordenadores, pudiendo provocar fallas en las tarjetas debido a corto circuitos, disminuyendo la disponibilidad del material rodante.
	La condensación ocurrida en el intercambiador de calor no se extrae correctamente debido a una obstrucción de la sonda de salida	
	Sensores de temperatura con suciedad excesiva debido a la falta de mantenimiento	
	Sensores de temperatura defectuosos debido a su vida útil	
	Mal seteo en el sistema de control debido a cambio accidental por parte del operador	

Este tipo de fallas también se puede considerar como crítica, ya que puede provocar que parte del vapor de agua condensado en el aire haga ingreso a los ordenadores, provocando la falla del ordenador debido a cortocircuitos. Además, como se puede observar, esta falla funcional por lo general va de la mano con la correspondiente a cuando el aire hace ingreso al conjunto de ordenadores con una temperatura menor a 23[°C].

Capítulo 7

Análisis de Costos

En éste capítulo se evalúan los costos del proyecto, lo cual se lleva a cabo realizando una serie de supuestos asociados a los costos de reparación y mano de obra actuales, además de los costos fijos y variables del sistema.

Se estima que la cantidad de fallas de ordenadores son aproximadamente 300 al año, las que tienen un costo aproximado de \$1,2 MMCLP cada una. Se estima que aproximadamente un 40 % de tales averías son provocadas por temperatura, por lo que el propósito del proyecto es apuntar a esta última magnitud, lo que significa una cantidad aproximada de 120 averías por año.

7.1. Costos de Capital

Al evaluar los costos de capital, la inversión necesaria para la implementación del sistema de refrigeración es aproximadamente \$1.254.000 CLP por cada cofre SIE, lo que considerando un total de 7 cofres por Material Rodante y una flota de 22 trenes NS-93 correspondientes a la línea 5 de Metro de Santiago, el costo total de inversión del proyecto de mejora tiene un valor de aproximadamente \$193 MMCLP. En la tabla 7.1 se puede ver el desglose de los costos aproximados para la construcción de un sistema de refrigeración:

Tabla 7.1: Costos aproximados del sistema de refrigeración propuesto para cada cofre SIE

Producto	Cantidad	Precio unitario CLP	Precio Total CLP
Módulos Peltier	9	\$ 26.667	\$ 240.000
Fuente de poder 1,5[kW]	1	\$ 250.000	\$ 250.000
Ducto 2[m]	2	\$ 12.000	\$ 24.000
Accesorios ductos	5	\$ 20.000	\$ 100.000
Intercambiador de Calor de Placas	1	\$ 60.000	\$ 60.000
Ventiladores	2	\$ 15.000	\$ 30.000
Sistema de Control	1	\$ 200.000	\$ 200.000
Pernos y Sujeción	1	\$ 50.000	\$ 50.000
Mano de Obra	3	\$ 100.000	\$ 300.000
			\$ 1.254.000

7.2. Costos de Operación

Para considerar los costos de operación del proyecto, se deben considerar los costos fijos asociados al mantenimiento de cada sistema, así como los costos variables asociados al consumo de energía eléctrica.

Respecto a los costos fijos de operación, existen los costos asociados a la mano de obra del mantenimiento preventivo, los que consideran 12 de estos al año y ascienden a aproximadamente \$40 MCLP por Material Rodante, resultando en unos \$10,5 MMCLP al año para todo el parque. Tales mantenimientos se deben a trabajos de limpieza de los intercambiadores de calor y ductos, y chequeo de funcionamiento de los componentes.

Respecto a los costos variables, se debe tener en cuenta que cada Material Rodante se encuentra en operación durante aproximadamente 11,1 horas diarias, y dado que el consumo eléctrico por sistema de refrigeración es de aproximadamente 1[kW] por cofre, se tiene un consumo anual por tren del orden de 24.309[kWh], por lo que considerando un costo unitario de \$67,5 [CLP/kWh] los costos variables asociados al consumo eléctrico se estiman del orden de \$1.914.334 CLP al año por cada Material Rodante, considerando cada M.R. con una cantidad total de 7 coches.

Si bien en los costos mencionados se considera que el sistema se encuentra funcionando de forma continua en todo el periodo de operación del Material Rodante, existen periodos de tiempo en los que funciona de forma intermitente debido a las condiciones ambientales, por lo que estos costos en realidad son menores a los calculados.

7.3. Factibilidad Económica

Para determinar qué tan rentable es el proyecto de rediseño se realiza un flujo de caja del proyecto con un horizonte de evaluación de 5 años, el que se puede apreciar en la tabla F.1.

Se utilizan dos indicadores para verificar la viabilidad del proyecto, los cuales son el valor actual neto (VAN) y la tasa interna de retorno (TIR), donde para el primer caso se utiliza una tasa de descuento del 13 %. Con estos parámetros se obtiene un VAN del orden de los \$73 MMCLP, lo que indica las ganancias a lo largo de todo el horizonte de evaluación llevándolas a tiempo actual para la tasa de descuento mencionada. Por otra parte, el TIR resultante del flujo de caja es del 27,3 %, lo que señala que bajo cualquier tasa de descuento inferior a esta existirán beneficios por parte de la empresa. Además, según lo calculado, existe una recuperación de la inversión al tercer año de implementado el proyecto. En la tabla 7.2 se muestra, los valores exactos de los resultados que se obtienen

Tabla 7.2: TIR, VAN y payback originales del proyecto.

TIR	27,3 %
VAN	\$73.045.873
Payback	3 años

Conforme a los resultados económicos que se obtienen, se puede mencionar que la probabilidad de que el proyecto de mejora sea rentable es bastante alta, con lo que además de generar beneficios para la empresa se mejora el nivel de servicio debido al aumento en la disponibilidad del Material Rodante, así como una descongestión por parte de Taller San Eugenio, el cual es donde se realizan todos los mantenimientos menores tanto preventivos como correctivos de línea 5 de Metro de Santiago, lo que

entrega la posibilidad de evaluar otros tipos de fallas.

7.3.1. Análisis de Sensibilidad

Si bien los valores calculados son para el peor de los casos, al calcular la cantidad mínima de averías disminuidas para que el proyecto sea rentable, estas rondan alrededor del 26 %, lo que son unas 78 averías al año.

Por otra parte, si se considera una disminución del 40 % de las averías y que el sistema de refrigeración solo está operando el 50 % del tiempo, lo que es realista debido a que en periodos de invierno el sistema funciona de forma intermitente, se obtienen los siguientes indicadores:

Tabla 7.3: TIR, VAN y payback con el 50 % del consumo eléctrico

TIR	37,0 %
VAN	\$127.113.103
Payback	3 años

Capítulo 8

Diseño Recomendado

En este capítulo se muestra el diseño de detalle del nuevo sistema de refrigeración para el cofre SIE, el cual está conformado con elementos disponibles en el mercado.

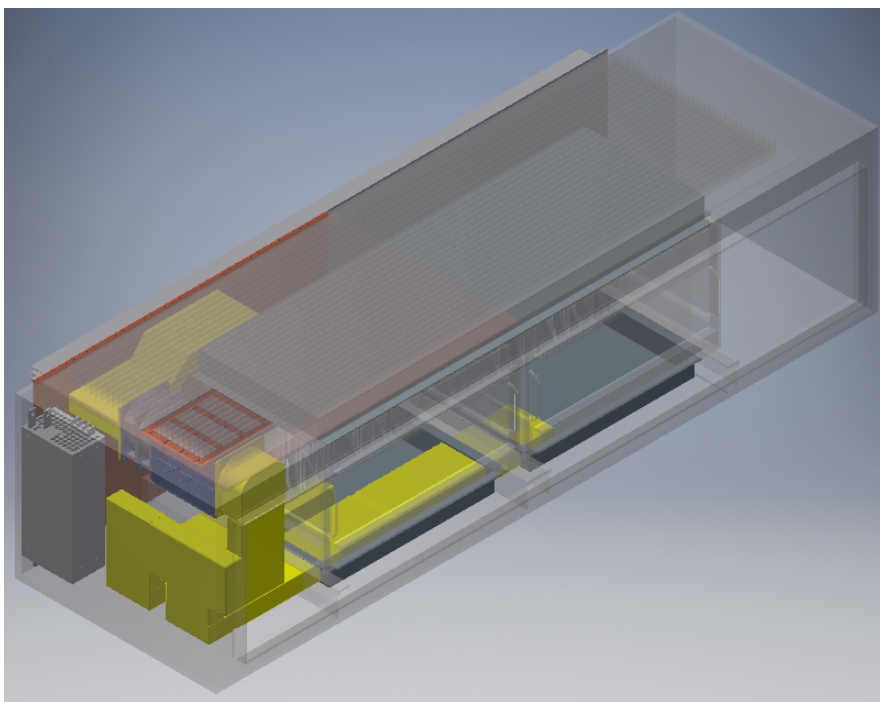


Figura 8.1: Esquema del sistema de refrigeración.

8.1. Distribución de Aire

Para determinar el flujo volumétrico de aire que circula a través del sistema de distribución, primero se deben determinar las pérdidas de presión asociadas a este, por lo que en esta sección se detallan las pérdidas de presión en cada componente del sistema de distribución de aire. Cabe mencionar que los ventiladores utilizados se mencionan en el datasheet del anexo G.

Se recomienda que todos los ductos involucrados estén fabricados de plástico, ya que disminuye el peso de estos y se logran disminuir considerablemente las pérdidas de presión, ya que se puede considerar como una superficie lisa. Además, debido a su baja conductividad térmica, se disminuyen las pérdidas de calor.

Todos los ductos y accesorios involucrados poseen una sección transversal de 36×106 [mm], por lo que el área transversal se calcula como

$$\begin{aligned} A_{hz} &= 36[mm] \cdot 106[mm] \\ &= 3816[mm^2] \end{aligned} \tag{8.1}$$

y debido a que no es una superficie circular, el diámetro hidráulico se puede calcular mediante la ecuación 2.41, resultando

$$\begin{aligned} D_{hz} &= 4 \frac{3816[mm^2]}{2(36[mm] + 106[mm])} \\ &= 53,75[mm] \end{aligned} \tag{8.2}$$

8.1.1. Intercambiador de Calor

Se recomienda que el intercambiador de calor de la cara fría sea de flujo interno, como se menciona en los capítulos anteriores. Por lo que en este caso se analiza el intercambiador de calor mostrado en la figura 5.2 de la sección 5.5.

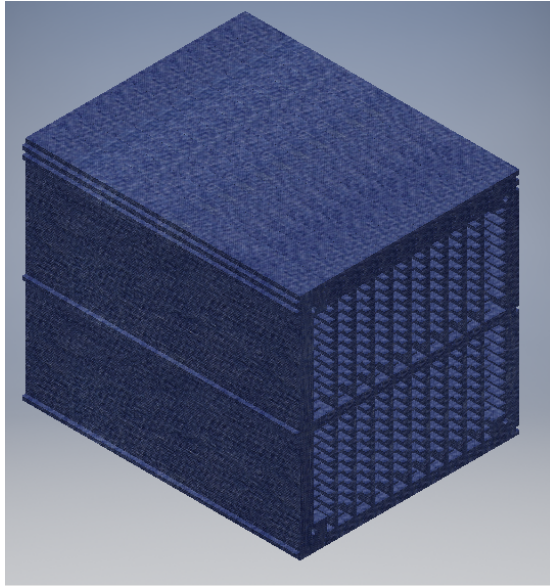


Figura 8.2: Esquema del intercambiador de calor de la cara fría.

El intercambiador de calor mencionado posee un área de su sección transversal de $7.671[mm^2]$ y un perímetro de $4.606[mm]$, por lo que su diámetro hidráulico se calcula mediante la ecuación 5.5, quedando como:

$$\begin{aligned} D_h &= 4 \frac{7671[mm^2]}{4606[mm]} \\ &= 6,66[mm] \end{aligned} \quad (8.3)$$

Se estima que el aire que circula dentro del intercambiador de calor tiene una temperatura promedio de aproximadamente $30[^\circ C]$, por lo que su viscosidad cinemática tiene una magnitud de $1,608 \times 10^{-5}[m^2/s]$ y su densidad de $1,164[kg/m^3]$ (ver anexo B.2).

Mediante las ecuaciones 5.6 y 5.7 se puede calcular el número de Reynolds en función del flujo volumétrico de aire que circula a través del intercambiador de calor, resultando como:

$$\begin{aligned}
Re_{he} &= \frac{\dot{V} \, 6,66[mm]}{7671[mm^2]1,608 \times 10^{-5}[m^2/s]} \\
&= 54007 \left[\frac{s}{m^3} \right] \dot{V}
\end{aligned} \tag{8.4}$$

Con $\dot{V}$ en m^3/s . Además, considerando que el conjunto de ventiladores seleccionados no puede entregar un flujo de aire mayor a $2,5[m^3/min]$ debido a las pérdidas existentes en el sistema, el número máximo de Reynolds que puede alcanzar el flujo de aire al interior del intercambiador de calor de la cara fría es de

$$\begin{aligned}
Re_{he \, max} &= 54007 \left[\frac{s}{m^3} \right] \cdot \frac{2,5}{60} \left[\frac{m^3}{s} \right] \\
&= 2250,29[-]
\end{aligned} \tag{8.5}$$

Lo que indica que para cualquier flujo volumétrico entregado por los ventiladores, siempre existirá un flujo laminar al interior del intercambiador de calor, pudiendo calcular el factor de fricción de Darcy mediante la ecuación 5.8, quedando como

$$f = \frac{64}{54007 \left[\frac{s}{m^3} \right] \dot{V}} \tag{8.6}$$

Finalmente, se pueden calcular las pérdidas de presión en el intercambiador de calor mediante la ecuación 5.10, sabiendo que el largo de este tiene una magnitud de $150[mm]$, quedando en función del flujo volumétrico como

$$\begin{aligned}
\Delta P_{he} &= 32 \frac{1,608 \times 10^{-5}[m^2/s] \cdot 0,15[m] \cdot 1,164[kg/m^3]}{(6,66 \times 10^{-3}[m])^2 \cdot 7671 \times 10^{-6}[m^2]} \dot{V} \\
&= 263,9 \left[\frac{kg}{m^4s} \right] \dot{V}
\end{aligned} \tag{8.7}$$

Lo que indica que por cada metro cúbico por segundo que pasa a través del intercambiador de calor, existe una pérdida de $263,9[Pa]$.

8.1.2. Zona Caliente

La zona caliente está constituida por una serie de accesorios unidos entre si, los que consisten en una entrada y una salida, dos curvas a escuadra en 90° y una conexión con 2 curvas a escuadra de 45°.

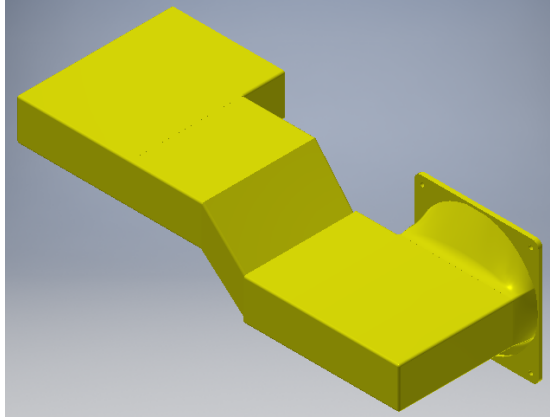


Figura 8.3: Esquema de la configuración de la zona fría del sistema de distribución de aire.

Debido a que esta zona está sometida a mayores temperaturas que el resto del sistema, como acercamiento inicial se utiliza una temperatura promedio de 35[°C], por lo que la viscosidad cinemática del aire tiene una magnitud de $1,655 \times 10^{-5} [m^2/s]$ y su densidad $1,145 [kg/m^3]$. Así, el número de Reynolds correspondiente al flujo de aire a través de esta zona queda expresada en términos del flujo volumétrico de aire como

$$\begin{aligned} Re_{hz} &= \frac{53,75[mm]}{3816[mm^2] \cdot 1,655 \times 10^{-5}} \dot{V} \\ &= 851027,6 \left[\frac{s}{m^3} \right] \dot{V} \end{aligned} \quad (8.8)$$

Se observa que existe un flujo turbulento para flujos mayores a aproximadamente $0,35 [m^3/min]$, lo que es muy bajo en comparación al flujo volumétrico deseado. Por lo que en esta sección se asume un flujo turbulento. Además, el número máximo de Reynolds que se alcanza en condiciones ideales están restringidas por los ventiladores, teniendo una magnitud de 35.459,5[-].

Al analizar el número de Reynolds según el rango de operación de los ventiladores,

se puede determinar el factor de fricción de Darcy f_{hz} para toda la zona, por lo que al utilizar el diagrama de Moody (ver anexo C) se obtiene un factor de fricción de aproximadamente 0,025.

En la siguiente tabla se muestran los coeficientes L/D de cada accesorio utilizado en esta zona [6].

Tabla 8.1: Factor L/D de los accesorios utilizados en la zona caliente del sistema de distribución de aire.

Componente	L/D
Entrada	1
Curvas a escuadra 90°	60
Curva a escuadra 45°	15
Salida	1

Al utilizar la ecuación 5.11, se puede calcular un factor κ_{acchz} equivalente debido a que todos los elementos poseen el mismo factor f_{hz} , por lo que finalmente las pérdidas de presión en esta zona quedan expresadas según la ecuación 5.12 como

$$\begin{aligned}\Delta P_{hz} &= 0,025 \cdot (1 + 2 \cdot 60 + 2 \cdot 15 + 1) \frac{1,145[kg/m^3]v_{hz}^2}{2} \\ &= 2,176 \left[\frac{kg}{m^3} \right] v_{hz}^2\end{aligned}\tag{8.9}$$

Lo que expresado en términos del flujo volumétrico resulta

$$\begin{aligned}\Delta P_{hz} &= 2,176 \frac{kg}{m^3} \frac{\dot{V}^2}{(3816[mm^2])^2} \\ &= 149397,165 \left[\frac{kg}{m^7} \right] \dot{V}^2\end{aligned}\tag{8.10}$$

8.1.3. Zona Fría

La zona fría está constituida por dos etapas, la primera consisten en un tramo con un flujo único igual al de la zona caliente, para luego separarse en dos ductos mediante una conexión en T.

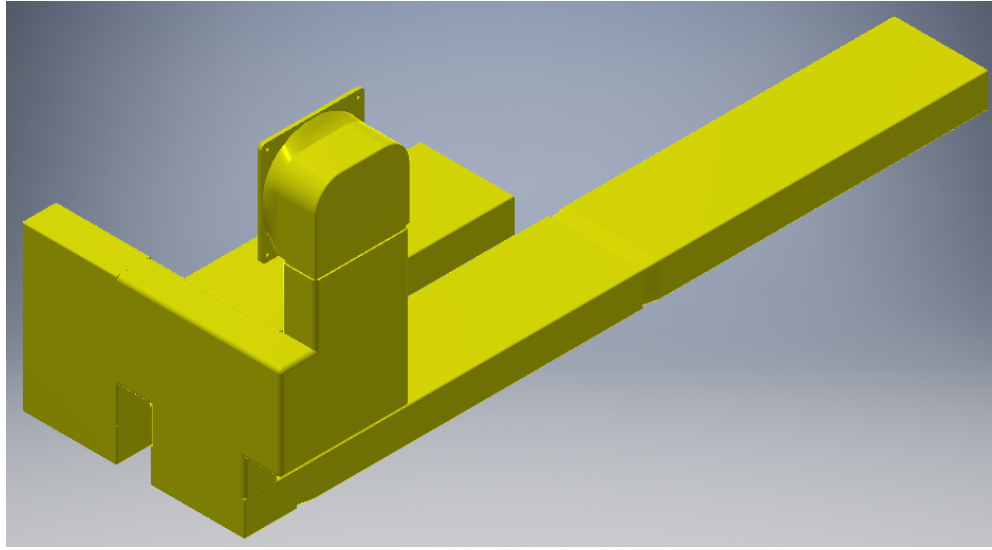


Figura 8.4: Esquema de la configuración de la zona caliente del sistema de distribución de aire.

El flujo de aire en esta zona circula a una temperatura aproximada de 25[°C], por lo que posee una viscosidad cinemática de $1,162 \times 10^{-5}[m^2/s]$ y una densidad de $1,184[kg/m^3]$.

La primera etapa consiste en la entrada de aire desde el intercambiador de calor seguido por 3 curvas a escuadra en 90° y una conexión en T con un factor L/D de 60 [6]. Por lo que las pérdidas en esta etapa se calculan igual que en la zona caliente como

$$\begin{aligned}\Delta P_{cza} &= 0,025(3 \cdot 60 + 60 + 1) \frac{1,184[kg/m^3] \dot{V}^2}{2 \cdot (3816[mm^2])^2} \\ &= 244941,304 \left[\frac{kg}{m^7} \right] \dot{V}^2\end{aligned}\tag{8.11}$$

La segunda etapa posee dos tramos paralelos, el primero cuenta con 2 escuadras a 90°, un ducto de 400[mm] de largo y la respectiva salida; mientras que el segundo posee una escuadra a 90°, un ducto de aproximadamente 750[mm] y su respectiva salida, por lo que al asumir que poseen el mismo factor de fricción de Darcy, las velocidades del aire en el primer y segundo tramo quedan en función del flujo volumétrico de aire completo del sistema, expresadas según las ecuaciones 5.17 y 5.18 como

$$\begin{aligned}
v_1 &= \frac{\frac{1}{3816[mm^2]}}{1 + \sqrt{\frac{\frac{800[mm]}{53,75[mm]} + 60 + 1}{\frac{400[mm]}{53,75[mm]} + 2 \cdot 60 + 1}}} \dot{V} \\
&= 148,17 \left[\frac{1}{m^2} \right] \dot{V}
\end{aligned} \tag{8.12}$$

$$\begin{aligned}
v_2 &= \frac{\frac{1}{3816[mm^2]}}{1 + \sqrt{\frac{\frac{400[mm]}{53,75[mm]} + 2 \cdot 60 + 1}{\frac{800[mm]}{53,75[mm]} + 60 + 1}}} \dot{V} \\
&= 113,89 \left[\frac{1}{m^2} \right] \dot{V}
\end{aligned} \tag{8.13}$$

El número de Reynolds en función de cada tramo queda expresado en función del flujo volumétrico como

$$\begin{aligned}
Re_1 &= \frac{53,75[mm] \cdot 148,17[1/m^2] \dot{V}}{1,162 \times 10^{-5}[m^2/s]} \\
&= 11422,07 \left[\frac{s}{m^3} \right] \dot{V}
\end{aligned} \tag{8.14}$$

$$\begin{aligned}
Re_2 &= \frac{53,75[mm] \cdot 113,89[1/m^2] \dot{V}}{1,162 \times 10^{-5}[m^2/s]} \\
&= 8779,46 \left[\frac{s}{m^3} \right] \dot{V}
\end{aligned} \tag{8.15}$$

Por lo que según el diagrama de Moody, el factor de fricción de Darcy en este tramo es de aproximadamente 0,03 (ver anexo C).

Las pérdidas de presión se pueden calcular utilizando cualquiera de los dos tramos mediante la ecuación 2.50, resultando del tramo 1 como:

$$\begin{aligned}
\Delta P_{czb} &= 0,03 \cdot \left(\frac{400[mm]}{53,75[mm]} + 2 \cdot 60 + 1 \right) \frac{1,184[kg/m^3] \cdot (148,17[1/m^2]\dot{V})^2}{2} \\
&= 50078,992 \left[\frac{kg}{m^7} \right] \dot{V}^2
\end{aligned}
\tag{8.16}$$

Finalmente, las pérdidas de presión en la zona fría se obtienen sumando ambos tramos, es decir

$$\begin{aligned}
\Delta P_{cz} &= \Delta P_{cza} + \Delta P_{czb} \\
&= 295020,296 \left[\frac{kg}{m^7} \right] \dot{V}^2
\end{aligned}
\tag{8.17}$$

8.1.4. Curva de Carga del Sistema y Determinación de Flujo Volumétrico

La curva de carga del sistema se obtiene al sumar todas las pérdidas de carga calculadas, es decir, las correspondientes al intercambiador de calor y las ocurridas en la zona fría y caliente, por lo que utilizando la ecuación 5.19, estas quedan

$$\begin{aligned}
\Delta P_{sistema} &= 263,9 \left[\frac{kg}{m^4s} \right] \dot{V} + 149397,165 \left[\frac{kg}{m^7} \right] \dot{V}^2 + 295020,296 \left[\frac{kg}{m^7} \right] \dot{V}^2 \\
&= 263,9 \left[\frac{kg}{m^4s} \right] \dot{V} + 430313,22 \left[\frac{kg}{m^7} \right] \dot{V}^2
\end{aligned}
\tag{8.18}$$

En la figura 8.5 se muestra el gráfico correspondiente a las pérdidas de presión para todo el sistema de distribución de aire.

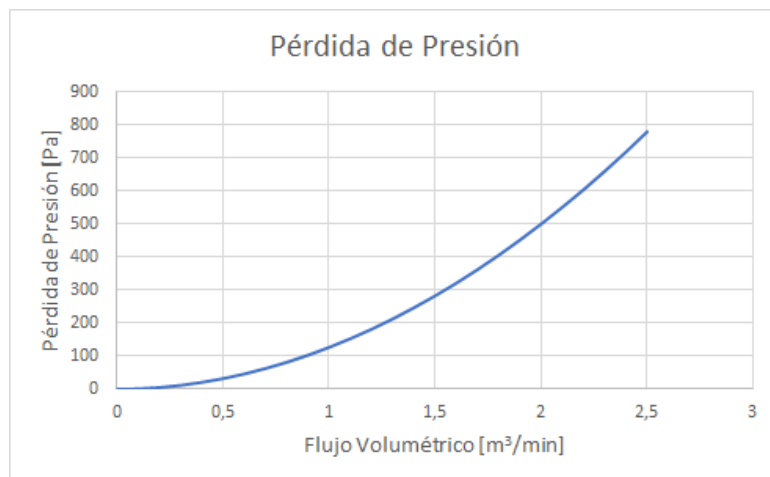


Figura 8.5: Gráfico de pérdida de presión vs flujo volumétrico en el sistema de distribución de aire.

Se utilizan dos ventiladores (Ver Anexo G) montados con su flujo de aire en serie, por lo que la curva característica del sistema de ventiladores se obtiene multiplicando por dos la presión de cada caudal que entrega cada ventilador por separado, lo que se puede ver en la figura 8.6

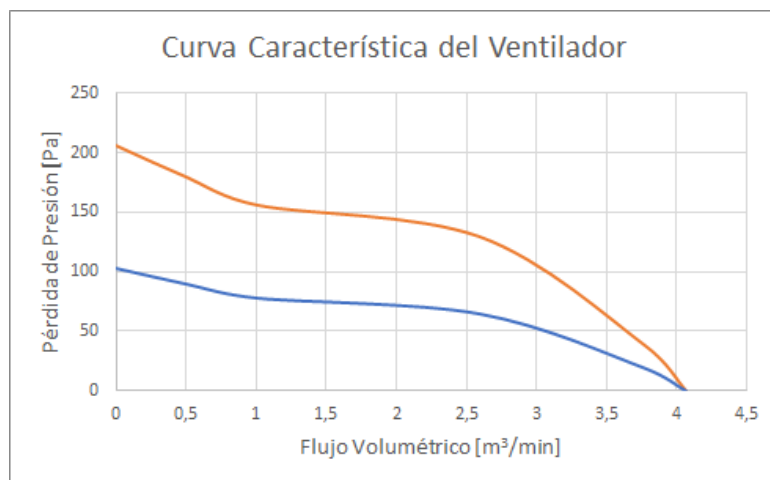


Figura 8.6: Curva característica del grupo de ventiladores, donde la curva naranja representa el grupo de dos ventiladores con flujo en serie y la curva azul muestra la curva de un único ventilador.

Para obtener el flujo volumétrico real que circula a través del sistema, es necesario que se crucen ambas curvas mostradas, donde la intersección muestra dicho flujo. En

la figura 8.7 se muestra ambas curvas.

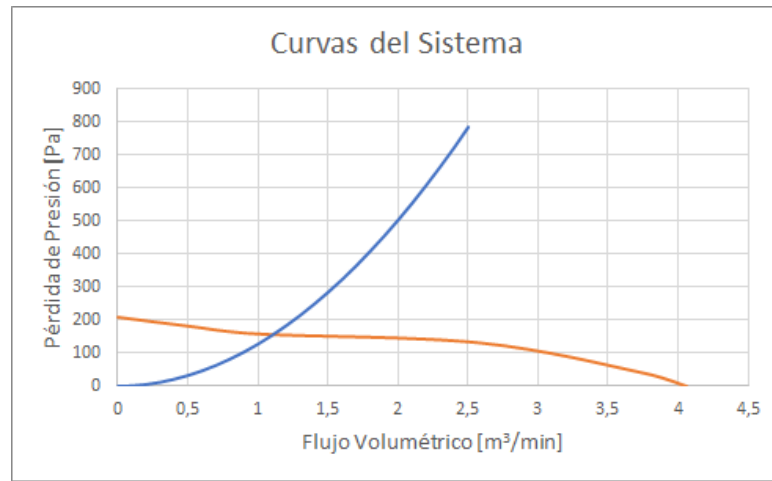


Figura 8.7: Curva de pérdida de presión del sistema y del grupo de dos ventiladores, ambas en función del flujo volumétrico de aire.

Por lo tanto, el flujo volumétrico de aire que circula a través del sistema de distribución de aire tiene una magnitud de aproximadamente

$$\dot{V} = 1,1 \left[\frac{m^3}{min} \right] \quad (8.19)$$

8.2. Resistencia Térmica de los Componentes

En esta sección se calcula la resistencia térmica del intercambiador de calor de la cara fría y del disipador de calor de la cara caliente, además se mencionan algunas recomendaciones para mejorar la conducción de calor. Cabe mencionar que es estrictamente necesario utilizar pasta conductora de calor en superficies que deban intercambiar calor por conducción, ya que de lo contrario existe una disminución de dicha conducción y un mal funcionamiento del sistema.

8.2.1. Intercambiador de Calor

El número de Reynolds del intercambiador de calor se obtiene utilizando la ecuación 8.4, resultando

$$\begin{aligned}
Re_{he} &= 54007 \left[\frac{s}{m^3} \right] \cdot \frac{1,1}{60} \left[\frac{m^3}{s} \right] \\
&= 990,128[-]
\end{aligned} \tag{8.20}$$

En número de Prandtl para el aire a una temperatura de 30[°C] tiene una magnitud de 0,7282[-], mientras que su conductividad térmica es 0,02588[W/m · K]. Por lo que la longitud de entrada para que el flujo laminar se desarrolle se puede calcular mediante la ecuación 5.20, expresado como

$$\begin{aligned}
L_{he,t} &\approx 0,05 \cdot 990,128 \cdot 0,7282 \cdot 6,6[mm] \\
&\approx 240,160[mm]
\end{aligned} \tag{8.21}$$

Lo que indica que no se alcanza a desarrollar completamente el flujo laminar a lo largo del intercambiador de calor, ya que este posee una longitud de 150[mm].

El número de Nusselt promedio se calcula mediante la ecuación 5.22, resultando en

$$\begin{aligned}
Nu_{he} &= 7,54 \cdot \frac{0,03 \cdot (6,66[mm]/150[mm]) \cdot 990,128 \cdot 0,7282}{1 + 0,04 \cdot [(6,66[mm]/150[mm]) \cdot 990,128 \cdot 0,7282]^{2/3}} \\
&= 8,367[-]
\end{aligned} \tag{8.22}$$

Por lo que el coeficiente de transferencia de calor por convección en el intercambiador de calor se calcula mediante la ecuación 5.24 como

$$\begin{aligned}
h_{he} &= \frac{8,367 \cdot 0,02588[W/m \cdot K]}{6,66[mm]} \\
&= 32,505 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]
\end{aligned} \tag{8.23}$$

Finalmente, la resistencia térmica del intercambiador de calor para las condiciones dadas se calculan mediante la ecuación 5.25, quedando

$$\begin{aligned}
R_{The} &= \left(32,505 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \cdot 150[mm] \cdot 4606[mm] \right)^{-1} \\
&= 0,0445 \left[\frac{K}{W} \right]
\end{aligned} \tag{8.24}$$

8.2.2. Disipador de Calor

En esta etapa se considera la condición crítica donde la temperatura exterior del co-fre tiene una magnitud de 40[°C]. Debido a esto se asume una temperatura de película del aire de 45[°C], por lo que las propiedades termofísicas mencionadas en el anexo B.2 indican que su viscosidad cinemática es de $1,750 \times 10^{-5} [m^2/s]$, su densidad de 1,109[kg/m³], su conductividad térmica 0,02699[W/m · K] y su número de Prandtl 0,7241.

La velocidad promedio del Material Rodante es de aproximadamente 45[km/h], es decir 12,5[m/s], por lo que la distancia crítica donde se empieza a desarrollar el flujo turbulento se calcula mediante la ecuación 5.28 como

$$\begin{aligned}
x_{cr} &= \frac{5 \times 10^5 \cdot 1,750 \times 10^{-5} [m^2/s]}{12,5[m/s]} \\
&= 0,700[m]
\end{aligned} \tag{8.25}$$

Los disipadores de calor actualmente utilizados poseen una base de 1430[mm] en dirección longitudinal al aire y 460[mm] en la dirección transversal. Además, poseen 30 aletas de longitud 1370[mm] en dirección al flujo, espesor 1,5[mm] y largo 35[mm], con una separación de 12[mm] entre ellas, como se muestra en la figura 8.8, por lo que se recomienda utilizar una placa de cobre en la interfaz de los módulos termoelectrónicos con dicho disipador, la cual debe poseer un ancho de 460[mm] y un largo de 730[mm], con el propósito de utilizar de forma más eficiente la superficie de transferencia de calor, por lo que la longitud inicial no calentada ξ_{hs} se asume con la misma magnitud que la distancia crítica para la formación del flujo turbulento.

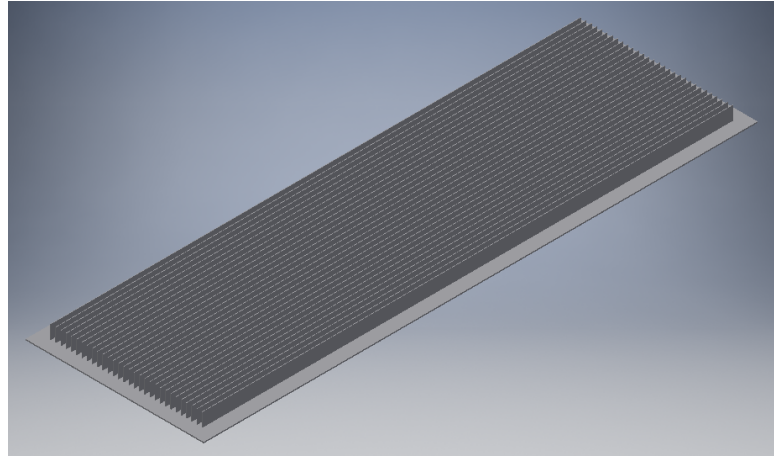


Figura 8.8: Esquema del disipador de calor utilizado.

El área de la base del disipador de calor es

$$\begin{aligned}
 A_b &= 1430[mm] \cdot 460[mm] - 1370[mm] \cdot 1,5[mm] \cdot 30 \\
 &= 596150[mm^2] \\
 &= 0,596[m^2]
 \end{aligned} \tag{8.26}$$

Utilizando la ecuación 5.29 se logra calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección h_{hs} para la condición dada, el que resulta

$$\begin{aligned}
 h_{hs} &= \frac{1}{1430[mm]} \cdot 0,0296 \frac{0,02699[W/m \cdot K] \cdot (12,5[m/s])^{0,8} \cdot 0,7241^{1/3}}{(1,750 \times 10^{-5}[m^2/s])^{0,8}} \\
 &\cdot \int_{0,7[m]}^{1,43[m]} \frac{dx}{x^{0,2}[1 - (0,7[m]/x)^{9/10}]^{1/9}} \\
 &= 24,184 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]
 \end{aligned} \tag{8.27}$$

La eficiencia de las aletas del disipador de calor se calcula utilizando la ecuación 5.30, teniendo en consideración que la conductividad térmica del aluminio (material con el que está conformado el disipador de calor) es de $237[W/m \cdot K]$ [4], lo que resulta en

$$\eta_{aleta} = \frac{\tanh \left(\sqrt{\frac{2 \cdot 24,184 [W/m^2 \cdot K]}{207 [W/m \cdot K] \cdot 1,5 [mm]}} \cdot (35 [mm] + 1,5 [mm]/2) \right)}{\sqrt{\frac{2 \cdot 24,184 [W/m^2 \cdot K]}{207 [W/m \cdot K] \cdot 1,5 [mm]}} \cdot (35 [mm] + 1,5 [mm]/2)} = 0,9531 [-] \quad (8.28)$$

Por lo que la resistencia térmica entre el disipador de calor y el exterior se calcula mediante la ecuación 5.32, resultando finalmente

$$\begin{aligned} R_{Ths} &= \frac{1}{24,184 [W/m^2 \cdot K] (0,596 [m^2] + 2 \cdot 30 \cdot 0,6879 \cdot 1370 [mm] (35 [mm] + 1,5 [mm]/2))} \\ &= 0,0142 \left[\frac{K}{W} \right] \end{aligned} \quad (8.29)$$

Debido a que la temperatura de los disipadores de calor influye directamente en la eficiencia del sistema de refrigeración, se recomienda utilizar los dos disipadores existentes por cofre, con lo que la resistencia térmica se reduce a la mitad, y, por lo tanto, la diferencia de temperatura entre el disipador y el medio ambiente también lo hace.

Se puede utilizar una placa que abarque toda la base del disipador de calor, lo que mejora las condiciones operacionales del sistema debido a que se utiliza toda la superficie de transferencia de calor, disminuyendo la resistencia térmica del disipador, así como la energía necesaria por los módulos termoelectrónicos.

8.3. Temperaturas Necesarias en los Componentes

8.3.1. Temperatura del Intercambiador de Calor de la Cara Fría

Para disminuir el consumo eléctrico del proceso de enfriamiento, se recomienda aislar las paredes interiores del cofre, además de las superficies exteriores de las cubiertas y ductos utilizados en el sistema de distribución de aire del nuevo sistema de refrigeración, con lo que se espera disminuir la mayor cantidad posible de calor que debe ser extraído ($\dot{Q}_c$).

El flujo másico de aire a través del sistema de distribución de aire se puede calcular

mediante la ecuación 2.6, resultando

$$\begin{aligned}\dot{m} &= \frac{1,1}{60} \left[\frac{m^3}{s} \right] \cdot 1,164 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \\ &= 0,02134 \left[\frac{kg}{s} \right]\end{aligned}\quad (8.30)$$

Por lo que la diferencia de temperatura que experimenta el flujo de aire entre la salida y entrada del conjunto de ordenadores se puede calcular utilizando la ecuación 5.35, teniendo en consideración que el flujo de aire solo absorbe el calor producido por los ordenadores y parte del que ingresa por las paredes, siendo aproximado a 350[W], resultando como

$$\begin{aligned}T_i - T_e &= \frac{350[W]}{0,02134[kg/s] \cdot 1007[J/kg \cdot K]} \\ &= 16,29[K]\end{aligned}\quad (8.31)$$

La temperatura que debe tener el intercambiador de calor se calcula mediante la ecuación 5.34, donde se espera que la temperatura de salida del aire sea 25[°C].

$$\begin{aligned}T_c &= \frac{298,15[K] - e^{\frac{-1}{0,02134[kg/s] \cdot 1007[J/kg \cdot K] \cdot 0,0445[K/W]}}}{1 - e^{\frac{-1}{0,02134[kg/s] \cdot 1007[J/kg \cdot K] \cdot 0,0445[K/W]}}} \\ &= 289,32[K]\end{aligned}\quad (8.32)$$

Lo que corresponde a una temperatura de aproximadamente 16,16[°C].

Debido a que temperatura del intercambiador de calor es menor a 17[°C], y que la temperatura promedio a la salida de este es de 25[°C], no es necesario un calentamiento posterior, ya que parte del aire que pasa cercano a la superficie llega a la temperatura de rocío para que la humedad cumpla con la necesidad de una humedad menor al 60 %. Por lo que se debe tener un conducto en la parte inferior al intercambiador de calor donde se drene el exceso vapor de agua existente en el aire.

8.3.2. Temperatura del Disipador de Calor de la Cara Caliente

Se estima que el COP con el que funciona el módulo termoelectrico es de aproximadamente 0,7, además, que el calor producido por la fuente de poder junto al conjunto de ventiladores es de aproximadamente 100[W], por lo que el calor que debe expulsar el disipador de calor es de aproximadamente

$$\begin{aligned}\dot{Q}_h &= \frac{450[W] \cdot (1 + 0,6)}{0,6} \\ &= 1200[W]\end{aligned}\tag{8.33}$$

Así, teniendo en cuenta una temperatura ambiente de 40[°C], es decir, 313,15[K], la temperatura que tiene el disipador de calor se calcula utilizando la ecuación 5.36, y es de aproximadamente

$$\begin{aligned}T_h &= 1200[W] \cdot \frac{0,0142[K/W]}{2} + 313,15[K] \\ &= 321,67[K]\end{aligned}\tag{8.34}$$

Lo que es aproximadamente 48,52[°C]. Por lo que, comparado con la cara fría, existe una diferencia de temperatura de aproximadamente 32,35[°C].

8.4. Selección de Módulos Termoelectricos

Teniendo como primera aproximación la llevada a cabo recientemente, se realiza el análisis utilizando las temperaturas y los COP reales de los módulos termoelectricos, siendo seleccionados los correspondientes al modelo HP-199-1.4-0.8 del proveedor TE Technology.

Según la curva correspondiente al calor que extrae el módulo termoelectrico seleccionado cuando la cara caliente está a una temperatura de 50[°C] y es alimentado con 15[V], cada uno de estos extrae más de 54[W] cuando la diferencia de temperatura entre caras es de 30[°C], como se muestra en la figura 8.9.

En la figura 8.10 se muestra el COP del módulo termoelectrico seleccionado. Se ob-

serva que existe un COP mayor a 0,6 cuando estos son alimentados con 15[V] y existe una diferencia de temperatura entre sus caras de 31,6[°C].

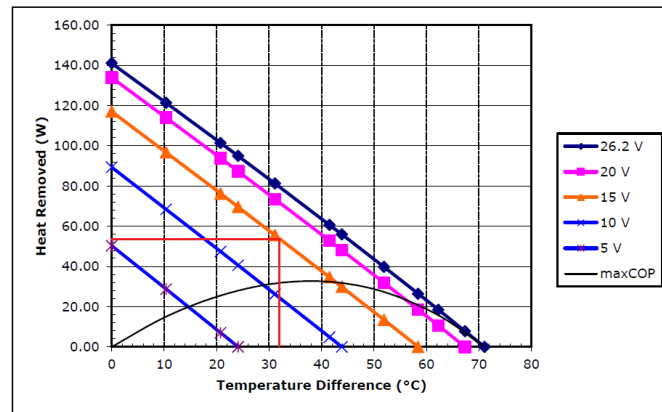


Figura 8.9: Curvas de calor extraído por el módulo termoelectrico HP-199-1.4-0.8 en función de la temperatura [16].

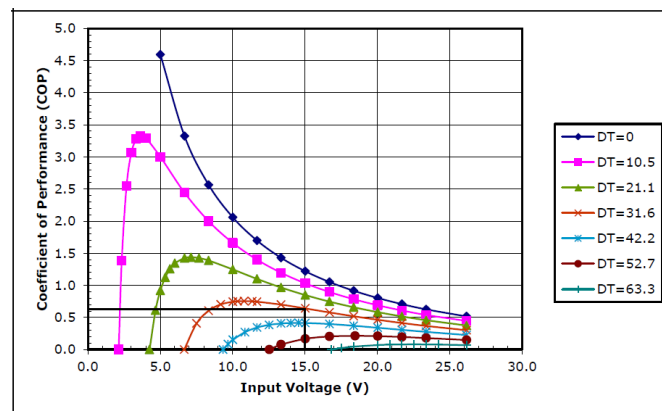


Figura 8.10: Curvas de COP del módulo termoelectrico HP-199-1.4-0.8 en función del voltaje [16].

Se debe tener en cuenta que a medida que la diferencia de temperaturas entre caras disminuye, existe un aumento del COP, por lo que el calor que debe expulsar el disipador de calor de la cara caliente disminuye, así como la diferencia de temperatura con el medio ambiente.

La cantidad de módulos necesarios se calcula utilizando la ecuación 5.37 y despejando N , resultando:

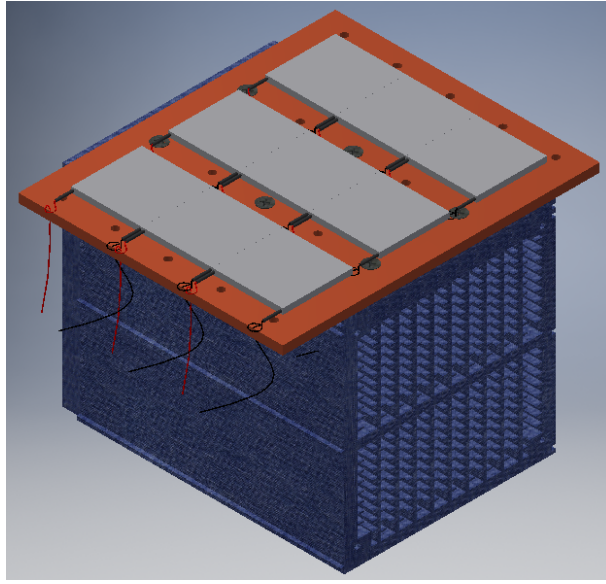


Figura 8.11: Distribución física de los módulos termoeléctricos en el intercambiador de calor de la cara fría.

$$\begin{aligned}
 N &= \frac{450[W]}{54[W]} \\
 &= 8,33[-]
 \end{aligned}
 \tag{8.35}$$

Por lo que por motivos de robustez se deben utilizar 9 módulos termoeléctricos, obteniendo así una capacidad máxima de refrigeración con una temperatura entre caras de 30[°C] de 486[W].

Se puede observar en la figura 8.10 que existe un mayor COP cuando el voltaje aplicado a los módulos termoeléctricos es de 12[V], sin embargo, el uso de este voltaje aumenta la cantidad de módulos necesarios y, a su vez, el área necesaria para el montaje de estos, lo que puede ser evaluado en caso de utilizar una placa conductora para el montaje del intercambiador de calor de la cara fría.

Se debe utilizar una placa conductora idealmente de cobre para el montaje de los módulos termoeléctricos en el intercambiador de calor de la cara fría, ya que al ser de placas puede existir el riesgo de que la superficie no sea homogénea. En la figura 8.11 se muestra la distribución física para el montaje de los módulos termoeléctricos.

Cabe mencionar que la placa conductora tiene dimensiones de 150×180 [mm], y un espesor de 5 [mm], el cual puede ser menor en caso de requerir, aunque se debe tener en cuenta que debe soportar el peso del intercambiador de calor y los módulos termoelectricos.

8.5. Fuente de Poder

La potencia individual consumida por módulo termoelectrico se puede calcular despejando P de la ecuación 2.61 como

$$\begin{aligned} P_{tem} &= \frac{54[W]}{0,6} \\ &= 90[W] \end{aligned} \quad (8.36)$$

Por lo que la potencia total que requiere suministrar la fuente de poder se calcula con la ecuación 5.38, resultando

$$\begin{aligned} P_{req} &= 9 \cdot 90[W] \\ &= 810[W] \end{aligned} \quad (8.37)$$

La fuente de poder seleccionada corresponde a la RSP-1500-15 del proveedor Meanwell, la que posee una eficiencia del 87 %, por lo que la potencia eléctrica necesaria se calcula con la ecuación 5.39, resultando

$$\begin{aligned} P_{elec} &= \frac{840[W]}{0,87} \\ &= 931,03[W] \end{aligned} \quad (8.38)$$

Finalmente, el calor disipado por la fuente de poder se calcula mediante la ecuación 5.40, como

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{ps} &= 931,03[W] - 810[W] \\ &= 121,03[W] \end{aligned} \quad (8.39)$$

Los que satisfacen las condiciones de refrigeración debido al excedente de capacidad existente por parte de los módulos termoeléctricos.

Respecto al calor disipado por el conjunto de ventiladores, estos se consideran despreciables debido a su bajo consumo y altas eficiencias.

Capítulo 9

Conclusión

Según todos los análisis realizados, es posible llevar a cabo la implementación del nuevo sistema de refrigeración, el cual tiene muchas probabilidades de tener éxito debido a que entrega al sistema un régimen de operación mucho más aceptables que los existentes actualmente. Además, el uso de módulos termoelectricos permite cumplir los objetivos de la forma más idónea debido al espacio disponible en el cofre de ordenadores.

Debido a que existe una alta Tasa Interna de Retorno, hay una alta probabilidad de que el proyecto sea rentable en el horizonte de evaluación utilizado, dando incluso la posibilidad de aumentar la vida del proyecto debido a los altos MTBF de los elementos utilizados y existentes actualmente en el mercado.

Otro punto importante está en los beneficios que conlleva la posible implementación del sistema, ya que no solo puede mejorar la disponibilidad del Material Rodante, sino que se prevé que ayudaría a descongestionar los talleres, disminuyendo el backlog existente en algunos periodos de tiempo. Además, se puede utilizar tal descongestión para dar énfasis en otras averías crónicas existentes en el Material Rodante.

Respecto a la ayuda al mantenimiento (AM), se puede sacar provecho debido a que una disminución en las averías de los ordenadores resultaría en un mayor tiempo de explotación de estos, por lo que se disminuye el riesgo de cambiar los ordenadores de tren sin antes extraer su información, lo que provoca un cruce de datos y contaminación de la información de averías guardada.

Otro factor importante es el uso del sistema de refrigeración en otros sistemas del Material Rodante, ya que existe la posibilidad de implementar sistemas de refrigeración similares en otros sistemas informáticos, tales como SACEM, equipos de tracción y frenado, convertidores estáticos de tensión, bloques de relés, etc.

Bibliografía

- [1] Péricles R Barros, George Acioli Júnior, and Joao B M dos Santos. Two-input two-output laboratory-scale temperature system based on peltier modules. IFAC Proceedings Volumes, 41(2):9767–9772, 2008.
- [2] Theodore L Bergman, Frank P Incropera, David P DeWitt, and Adrienne S Lavine. Fundamentals of heat and mass transfer. John Wiley & Sons, 2011.
- [3] Y Cengel and ME Boles. Termodinámica-cengel 7th, 2010.
- [4] Yunus A Çengel and Afshin J Ghajar. Transferencia de calor y masa. Fundamentos y. 2011.
- [5] Atlas Copco. Manual sobre aire comprimido y su aplicación a la industria. Caracas, Venezuela: Atlas COPCO de Venezuela, SA, 1982.
- [6] Crane. Flujo de Fluidos en válvulas, accesorios y tuberías. McGraw-Hill, 1987.
- [7] Metro de Santiago. Memoria Anual 2017. <https://www.metro.cl/documentos/memoria-anual-2017.pdf>, 2017.
- [8] B-J Huang, CJ Chin, and CL Duang. A design method of thermoelectric cooler. International Journal of Refrigeration, 23(3):208–218, 2000.
- [9] Edward S Kolesar Jr. Thermoelectric cooling: Review and application. aeromedical review. Technical report, SCHOOL OF AEROSPACE MEDICINE BROOKS AFB TX, 1981.
- [10] John H Lienhard. A heat transfer textbook. Courier Corporation, 2013.
- [11] E. Hanriot M. Douce. Dossier de conception du systeme informatique embarque de ns93, 1992.

- [12] MIDEPLAN. Preparación y presentación de proyectos de inversión. Alfabetaprint, 1998.
- [13] Metro S.A. Manual descriptivo del material rodante ns-93, 2006.
- [14] Laird Technologies. Handbook, Thermoelectric. Inc. has published its Thermoelectric As, 2015.
- [15] Inc. TeTechnology. TEM Performance Chart Instruction. 2012.
- [16] Inc. TeTechnology. HP-199-1.4-0.8 Datasheet. 2013.

Anexo A

Rol del SIE

Conducción

La conducción trata de:

- la gestión del estado del M.R., donde el M.R. puede estar inactivo, preparado o activo, averiado o en misión de operación o mantenimiento.
- la gestión de los equipos de conducción (equipos de conducción manual o automática, equipos de medida y supervisión de desplazamiento del M.R.).
- la síntesis de información de la ayuda a la explotación y de ayuda al mantenimiento.
- la información de conducción o del sistema de explotación (Piloto Automático(PA)).

Rol del SIE:

- Comandar las pruebas de preparación y determinar el estado de la misión del M.R.
- Asegurar los tratamientos en relación con los equipos de conducción (determinación de la configuración de explotación, generación del sentido de marcha, faros, alertas sonoras, adquisición de la velocidad del M.R., gestión del odómetro, detección de obstáculos, etc.).
- Transmitir la ayuda a la explotación al conductor (en conducción controlada).
- Asegurar la ayuda al mantenimiento de los equipos de conducción.

Motricidad

La función está compuesta de:

- La tracción, llevada a cabo por los Equipos de Tracción y Frenado (ETF) que pilotan dos motores asincrónicos en cada motriz.
- El frenado de servicio, llevada a cabo por los Equipos de Frenado Mecánico (EFM) en cada carro y en conjunto con los ETF de las motrices.
- El frenado de emergencia, llevado a cabo por los EFM.
- El frenado de inmovilización, aplicado a los ejes de los motores de tracción.
- La suspensión.

Rol del SIE:

- Elaborar la consigna de conducción (estado, valor, coherencia), con elección de manipulador (principal o secundario).
- Corregir y repartir la consigna del M.R., como determinar la masa del tren, corregir la relación de masa para limitar el jerk en el frenado de servicio, transmitir la consigna para los tipos de coches.
- Comandar la activación y desactivación del frenado de inmovilización
- Conjugan los frenados eléctricos y mecánicos en el motor y sustituir el frenado eléctrico por el mecánico en la fase final del frenado de servicio.

Energía Eléctrica

La función trata de la captación, producción, almacenamiento y la distribución de la energía eléctrica.

La captación de energía puede ser en tiempo real (por flotadores en las barras laterales) o en taller.

Dos Convertidores Estáticos (CVS) de tipo chopper adaptador, ondulator y rectificador son instalados en el M.R. (uno en cada coche remolque). Éstos convertidores entregan Media Tensión (MT) y Baja Tensión (BT).

Las baterías están instaladas en cada remolque de los extremos, y están asociadas a un convertidor correspondiente.

La energía es distribuida de tres modos:

- BT permanente: Es la red de baja tensión que sigue alimentada por baterías.
- BT preparada: Es la BT que se energiza después de preparar el M.R.
- Media Tensión: Es la distribución de red de 230[V] trifásica en el tren.

Rol del SIE:

- Para la captación, elaborar la posición más restrictiva de los conmutadores K.A.HT
- Para la producción: autorizar la puesta en marcha de los consumidores de MT, informar al conductor el estado de los CVS y asegurar la ayuda al mantenimiento de la producción.
- Para el almacenamiento y la distribución: descargar los equipos CVS y ETF, asegurar la ayuda al mantenimiento de la distribución de MT y BT preparada, detectar defectos de aislación en la red de MT e informar al conductor.

Energía Neumática

Dos grupos de producción de aire están instalados en el tren, uno en cada remolque. Un tercer grupo está instalado en el remolque R para M.R. que están configurados con 7 u 8 coches. Ellos están configurados para asegurar una producción de aire nominal con la ayuda de uno o dos compresores, el tercer compresor se instala por seguridad. La regulación realizada en estos grupos es todo o nada (ajuste en encendido o apagado de un grupo).

Cada grupo está equipado de un moto-compresor, una purga, un secador, un acumulador principal que permite la acumulación del aire comprimido y dos sistemas de protección, uno en el compresor y otro en el acumulador.

Rol del SIE:

- Autorizar y comandar las pruebas en compresores.
- Autorizar la regulación y comandar los compresores (en marcha normal o forzada).
- Comandar la purga del grupo.
- Seleccionar el tanque de secado.
- Supervisar el compresor, la purga y el secador.
- Supervisar y señalar la presión base.
- Medir y supervisar la presión.
- Establecer los datos de la AE y AM.

Puertas

El tema gestiona la transferencia de pasajeros y las señales de alarma. Para la transferencia de pasajeros son gestionados

- La apertura de puertas (normal o de emergencia): intervienen los criterios de umbral de velocidad y del lado seleccionado en relación con la posición del resorte.
- El cierre de puertas controlado, anunciando sonora y luminosamente el cierre; y no controlado, con cierre directo y reservando el uso solo al personal de mantenimiento.

El Sistema de Control y Comando gestiona también la señal de alarma que funciona según dos modos posibles:

- Alarma por llamada: liberación de una señal de alarma por un viajero y detección de puertas abiertas.
- Alarma por señal sonora: liberación de una señal de alarma por un viajero sin detección de puertas abiertas.

Rol del SIE:

- Señalar la solicitud de preparación de apertura.
- Supervisar la elaboración de los comandos de pupitre.
- Supervisar el cierre controlado de puertas.
- Señalar cuando una puerta no está cerrada.
- Supervisar las señales de alarma.
- Supervisar la inhibición de señal de alarma accionada.
- Señalar alarmas.
- Comandar la liberación de puertas.
- Supervisar las autorizaciones.
- Comandar la apertura.
- Comandar el cierre.
- Mantener el cierre.
- Transferir los avisos de la AE de las puertas.
- Supervisar los equipos de puertas.
- Gestionar el estado y los mensajes de mantenimiento.

Confort

Gestiona las funciones de ventilación, iluminación de los coches del M.R. y la climatización de la cabina de conducción.

La ventilación asegura una circulación de aire lo más uniforme posible en la etapa de explotación. Ésto es efectuado por dos ventiladores por coche repartidos en dos redes de alimentación distintas.

La iluminación está dividida en tres grupos, uno cuya alimentación es directamente

a partir de la baja tensión preparada, y dos son alimentados directamente a partir de la red de media tensión.

La climatización asegura las condiciones de confort térmicas en la cabina de conducción conforme a las necesidades del conductor. Éstos están constituidos por elementos de calefacción, de refrigeración y de ventilación, alimentados por la red de media tensión.

Rol del SIE: El SIE interviene a nivel de las funciones de supervisión de funcionamiento de la ventilación, iluminación y climatización de la cabina de conducción en CC. O bien, detectar y filtrar una alarma, preparar el mensaje y establecer la AE.

El SIE gestiona también la autorización de desactivación de la climatización de la cabina de conducción en CC.

Fonía

Los servicios que se ofrecen para la fonía son los siguientes:

- La señal de anuncio de cierre de puertas.
- La interfonía con el pasajero (comunicación entre pasajero y conductor).
- La interfonía PCC/Conductor (diálogo entre PCC y cabina en servicio).
- El sistema de sonido del M.R. (anuncio a los pasajeros por el conductor).
- La interfonía entre cabinas (enlace entre las dos cabinas de conducción).

Rol del SIE:

El SIE interviene principalmente como “relés” de las órdenes y de las absoluciones desde o hacia el sistema de fonía. Él participa en la realización de los siguientes servicios:

- Las pruebas de las líneas de fonía: transmisión de las ordenes de prueba de fonía y recepción de los resultados de éstas.
- La interfonía con pasajeros: en modo CC, recepción de la demanda de llamada del pasajero (con localización de coche y puesto de interfonía).
- La interfonía entre cabinas: señalización de la llamada, absolución de inicio y fin, gestión de la comunicación.

Ayuda al Mantenimiento (A.M.)

Las necesidades en el M.R. para lograr aportar a la explotación son:

- Una ayuda al mantenimiento correctivo que indique las intervenciones: localizar una avería en el M.R. y contribuir respecto a los tiempos medios para reparar.
- Una ayuda al mantenimiento preventivo para las intervenciones periódicas: elaborar y presentar las informaciones necesarias para reparar un equipo antes que presente una avería, además de proporcionar los datos para realizar una investigación del comportamiento del M.R.

El personal de mantenimiento accede al Sistema de Mantenimiento Embarcado (SME) por intermedio de la pantalla de visualización o de un ordenador portátil.

Rol del SIE:

El sistema de mantenimiento es una función repartida en el SIE:

- Colectar localmente las informaciones y las pone en orden
- Centralizar los datos de soporte de mantenimiento para consulta o preparación para la transferencia.

Anexo B

Propiedades Termofísicas de los Elementos

B.1. Propiedades del agua saturada

Tabla B.1: Agua Saturada. Tabla de Temperaturas [3]

Temp., T °C	Pres. sat., P_{sat} kPa	Volumen específico, m^3/kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, $\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}$		
		Líqu. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Líqu. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líqu. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líqu. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000	9.1556	9.1556
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249
10	1.2281	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567
30	4.2469	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.4520
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633
50	12.352	0.001012	12.026	209.33	2233.4	2442.7	209.34	2382.0	2591.3	0.7038	7.3710	8.0748
55	15.763	0.001015	9.5639	230.24	2219.1	2449.3	230.26	2369.8	2600.1	0.7680	7.2218	7.9898
60	19.947	0.001017	7.6670	251.16	2204.7	2455.9	251.18	2357.7	2608.8	0.8313	7.0769	7.9082
65	25.043	0.001020	6.1935	272.09	2190.3	2462.4	272.12	2345.4	2617.5	0.8937	6.9360	7.8296
70	31.202	0.001023	5.0396	293.04	2175.8	2468.9	293.07	2333.0	2626.1	0.9551	6.7989	7.7540
75	38.597	0.001026	4.1291	313.99	2161.3	2475.3	314.03	2320.6	2634.6	1.0158	6.6655	7.6812
80	47.416	0.001029	3.4053	334.97	2146.6	2481.6	335.02	2308.0	2643.0	1.0756	6.5355	7.6111
85	57.868	0.001032	2.8261	355.96	2131.9	2487.8	356.02	2295.3	2651.4	1.1346	6.4089	7.5435
90	70.183	0.001036	2.3593	376.97	2117.0	2494.0	377.04	2282.5	2659.6	1.1929	6.2853	7.4782
95	84.609	0.001040	1.9808	398.00	2102.0	2500.1	398.09	2269.6	2667.6	1.2504	6.1647	7.4151
100	101.42	0.001043	1.6720	419.06	2087.0	2506.0	419.17	2256.4	2675.6	1.3072	6.0470	7.3542
105	120.90	0.001047	1.4186	440.15	2071.8	2511.9	440.28	2243.1	2683.4	1.3634	5.9319	7.2952
110	143.38	0.001052	1.2094	461.27	2056.4	2517.7	461.42	2229.7	2691.1	1.4188	5.8193	7.2382
115	169.18	0.001056	1.0360	482.42	2040.9	2523.3	482.59	2216.0	2698.6	1.4737	5.7092	7.1829
120	198.67	0.001060	0.89133	503.60	2025.3	2528.9	503.81	2202.1	2706.0	1.5279	5.6013	7.1292
125	232.23	0.001065	0.77012	524.83	2009.5	2534.3	525.07	2188.1	2713.1	1.5816	5.4956	7.0771
130	270.28	0.001070	0.66808	546.10	1993.4	2539.5	546.38	2173.7	2720.1	1.6346	5.3919	7.0265
135	313.22	0.001075	0.58179	567.41	1977.3	2544.7	567.75	2159.1	2726.9	1.6872	5.2901	6.9773
140	361.53	0.001080	0.50850	588.77	1960.9	2549.6	589.16	2144.3	2733.5	1.7392	5.1901	6.9294
145	415.68	0.001085	0.44600	610.19	1944.2	2554.4	610.64	2129.2	2739.8	1.7908	5.0919	6.8827
150	476.16	0.001091	0.39248	631.66	1927.4	2559.1	632.18	2113.8	2745.9	1.8418	4.9953	6.8371
155	543.49	0.001096	0.34648	653.19	1910.3	2563.5	653.79	2098.0	2751.8	1.8924	4.9002	6.7927
160	618.23	0.001102	0.30680	674.79	1893.0	2567.8	675.47	2082.0	2757.5	1.9426	4.8066	6.7492
165	700.93	0.001108	0.27244	696.46	1875.4	2571.9	697.24	2065.6	2762.8	1.9923	4.7143	6.7067
170	792.18	0.001114	0.24260	718.20	1857.5	2575.7	719.08	2048.8	2767.9	2.0417	4.6233	6.6650
175	892.60	0.001121	0.21659	740.02	1839.4	2579.4	741.02	2031.7	2772.7	2.0906	4.5335	6.6242
180	1002.8	0.001127	0.19384	761.92	1820.9	2582.8	763.05	2014.2	2777.2	2.1392	4.4448	6.5841
185	1123.5	0.001134	0.17390	783.91	1802.1	2586.0	785.19	1996.2	2781.4	2.1875	4.3572	6.5447
190	1255.2	0.001141	0.15636	806.00	1783.0	2589.0	807.43	1977.9	2785.3	2.2355	4.2705	6.5059
195	1398.8	0.001149	0.14089	828.18	1763.6	2591.7	829.78	1959.0	2788.8	2.2831	4.1847	6.4678
200	1554.9	0.001157	0.12721	850.46	1743.7	2594.2	852.26	1939.8	2792.0	2.3305	4.0997	6.4302

B.2. Propiedades del Aire a Presión de 1[atm]

Tabla B.2: Propiedades del aire a presión de 1[atm] [4]

Temp., T , °C	Densidad, ρ , kg/m ³	Calor específico, c_p , J/kg · K	Conductividad térmica, k , W/m · K	Difusividad térmica, α , m ² /s ²	Viscosidad dinámica, μ , kg/m · s	Viscosidad cinemática, ν , m ² /s	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1 153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1 169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1 000	0.2772	1 184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1 500	0.1990	1 234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2 000	0.1553	1 264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Anexo C

Diagrama de Moody

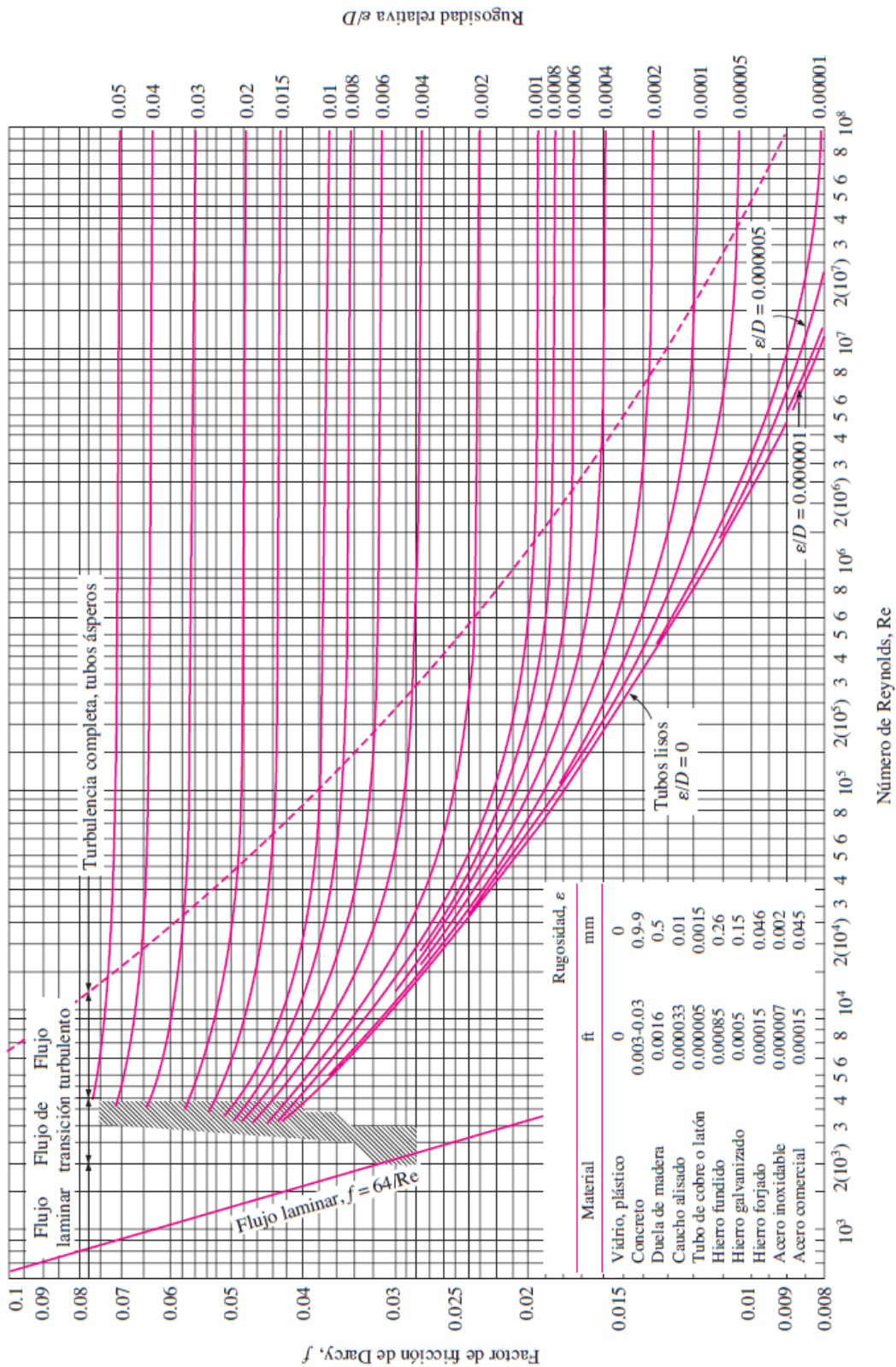


Figura C.1: Diagrama de Moody del factor de fricción para flujo completamente desarrollado en tubos circulares para el uso en la relación $\Delta P_L = f \frac{L}{D} \frac{\rho u^2}{2}$. Los factores de fricción en el flujo turbulento se evalúan con la ecuación de Colebrook $\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right)$ [4]

Anexo D

Procedimiento para el Montaje de los Módulos Termoeléctricos en los Intercambiadores de Calor [14]

Cuando dos o más módulos termoeléctricos son montados entre una misma base del intercambiador de calor, la tolerancia no debe variar más de $\pm 0,025$ [mm].

Paso 1: Preparar el intercambiador de calor de la cara fría y la placa intermedia de la siguiente forma:

- Realizar un desgaste o lapeado plano dentro de $\pm 0,025$ [mm] en el área donde se ubican los módulos.
- Ubicar los agujeros del montaje tan cerca posible de la base opuesta del módulo, en el mismo plano lineal de las aletas del intercambiador de calor. Ésta orientación utiliza la resistencia estructural adicional de las aletas para prevenir el arqueamiento. Perforar agujeros con holgura en una superficie y perforar la otra superficie correctamente. Si se utiliza un espaciador para aumentar la distancia entre superficies, el rendimiento es mayor si dicho espaciador se encuentra en la cara fría del sistema.
- Remover las rebabas, virutas y otros elementos extraños del área de montaje del módulo termoeléctrico.

Paso 2: Limpiar y desengrasar completamente los módulos termoeléctricos e intercambiadores de calor.

Paso 3: Aplicar una película delgada y continua de pasta térmica en la cara fría del módulo termoelectrico, así como en el área donde se monta en el intercambiador de calor de dicha cara.

Paso 4: Posar los módulos en el intercambiador de calor, con el intercambiador de calor boca abajo.

Paso 5: Suavemente hacer oscilar el módulo hacia atrás y adelante, ejerciendo una presión uniforme y notando una salida de la pasta térmica alrededor de la base del módulo. Continuar el movimiento hasta que se sienta una resistencia.

Paso 6: Repetir Paso 3 para la cara caliente del módulo termoelectrico y su respectivo disipador de calor.

Paso 7: Posicionar el conjunto en la cara caliente.

Paso 8: Repetir el Paso 5. Se debe tener especial cuidado de mantener una presión uniforme, además de mantener los módulos centrados entre los pernos de sujeción, ya que de lo contrario existe una compresión irregular.

Paso 9: Antes de empernar, los mejores resultados se obtienen a través de una precarga en el arreglo, aplicando una ligera carga en la dirección de los centros de los módulos. Para precarga, torquar los pernos centrales inicialmente. Para el empernado final, aplicar pequeños incrementos en el torque, alternando entre pernos y utilizando una llave de torque. La compresión recomendada para conjuntos termoelectricos es de 10 a 21 kilogramos por centímetro cuadrado (150-300 PSI) de área superficial del conjunto de módulos. Se puede determinar el torque necesario de cada perno utilizando la siguiente ecuación:

$$T = \frac{C \cdot D \cdot P \cdot A}{n} \quad (D.1)$$

Donde T es el torque por perno ($N \cdot m$); C es el coeficiente de torque (0,2 sin lubricación y 0,15 con lubricación); D es el diámetro nominal del perno (m); P es la fuerza de compresión ($N \cdot m^2$); A es el área superficial del conjunto de módulos y; n es el número de pernos utilizados en la sujeción.

Chequear el torque luego de una hora y apretar si es necesario.

Se deben utilizar pernos de acero inoxidable, golillas de fibra aislante y golillas de presión.

Anexo E

Determinación de las Variables Físicas (R_{tem} , α_{tem} y K_{Ttem}) de un Módulo Termoeléctrico

Las mediciones de las variables físicas de un módulo termoeléctrico es bastante simple. El coeficiente de Seebeck se puede determinar aplicando un voltaje V_{tem} tal que la corriente que circula a través del módulo es cero, es decir, $I_{tem} = 0[A]$, y midiendo la temperatura de cada una de sus caras, por lo que despejando de la ecuación 2.57, el coeficiente de Seebeck queda expresado como:

$$\alpha_{tem} = \frac{V_{tem}}{T_h - T_c}$$

Luego, conociendo Q_c cuando $I_{tem} = 0[A]$, y conociendo las temperaturas de las caras del módulo termoeléctrico se utiliza la ecuación 2.59 para despejar la conductividad térmica K_{Ttem} de este, resultando como:

$$K_{Ttem} = \frac{-\dot{Q}_c}{T_h - T_c}$$

Finalmente, la resistencia eléctrica de cada módulo se puede determinar aplicando la ecuación 2.57 para distintos valores de I_{tem} , T_c y T_h , con lo que se puede desarrollar una curva para conocer la resistencia en todo el rango de temperaturas de trabajo, donde la ecuación correspondiente a dicha resistencia eléctrica R_{tem} se expresa como:

$$R_{tem} = \frac{V_{tem} - \alpha_{tem}(T_h - T_c)}{I_{tem}}$$

Conociendo estos tres propiedades físicas del módulo es posible graficar una curva para distintos parámetros de funcionamiento.

Anexo F

Flujo de Caja del Proyecto de Rediseño

Tabla F.1: Flujo de caja del proyecto evaluado a 5 años

	Año 0	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5
Costo Promedio por Avería		\$1.200.000	\$1.200.000	\$1.200.000	\$1.200.000	\$1.200.000
Averías Totales		300	300	300	300	300
Averías Disminuidas		120	120	120	120	120
Ahorro por disminución de averías		\$144.000.000	\$144.000.000	\$144.000.000	\$144.000.000	\$144.000.000
Costos Fijos		\$10.560.000	\$10.560.000	\$10.560.000	\$10.560.000	\$10.560.000
Número de Trenes NS93		22	22	22	22	22
Horas Anuales de Funcionamiento por Tren [hr/año]		4052	4052	4052	4052	4052
Costo energía [CLP/kWh]		67,5	67,5	67,5	67,5	67,5
Potencia Requerida por Cofre[kW]		1	1	1	1	1
Costo Variable Unitario [CLP/tren]		\$1.914.334	\$1.914.334	\$1.914.334	\$1.914.334	\$1.914.334
Costos Variables Total [CLP]		\$42.115.343	\$42.115.343	\$42.115.343	\$42.115.343	\$42.115.343
Utilidad Bruta		\$91.324.658	\$91.324.658	\$91.324.658	\$91.324.658	\$91.324.658
Depreciación		-\$38.623.200	-\$38.623.200	-\$38.623.200	-\$38.623.200	-\$38.623.200
Utilidad antes de impuesto		\$52.701.458	\$52.701.458	\$52.701.458	\$52.701.458	\$52.701.458
Impuesto (27 %)		\$14.229.394	\$14.229.394	\$14.229.394	\$14.229.394	\$14.229.394
Utilidad después de impuesto		\$38.472.064	\$38.472.064	\$38.472.064	\$38.472.064	\$38.472.064
Capital de trabajo	-\$5.000.000					
Inversión	-\$193.116.000					
Depreciación		\$38.623.200	\$38.623.200	\$38.623.200	\$38.623.200	\$38.623.200
Flujo anual	-\$198.116.000	\$77.095.264	\$77.095.264	\$77.095.264	\$77.095.264	\$77.095.264
Flujo anual acumulado	-\$198.116.000	-\$121.020.736	-\$43.925.472	\$33.169.792	\$110.265.056	\$187.360.320

Anexo G

Datasheet Ventilador

Electronically Commutated (EC) Fan

Axial Fan

120 x 120 x 38 mm



DELTA ELECTRONICS, INC.
No.252, Shangying Road, Guishan
Industrial Zone, Taoyuan City, 33341,
Taiwan
TEL: +886-3-359-1968
FAX: +886-3-359-1991
www.deltawww.com



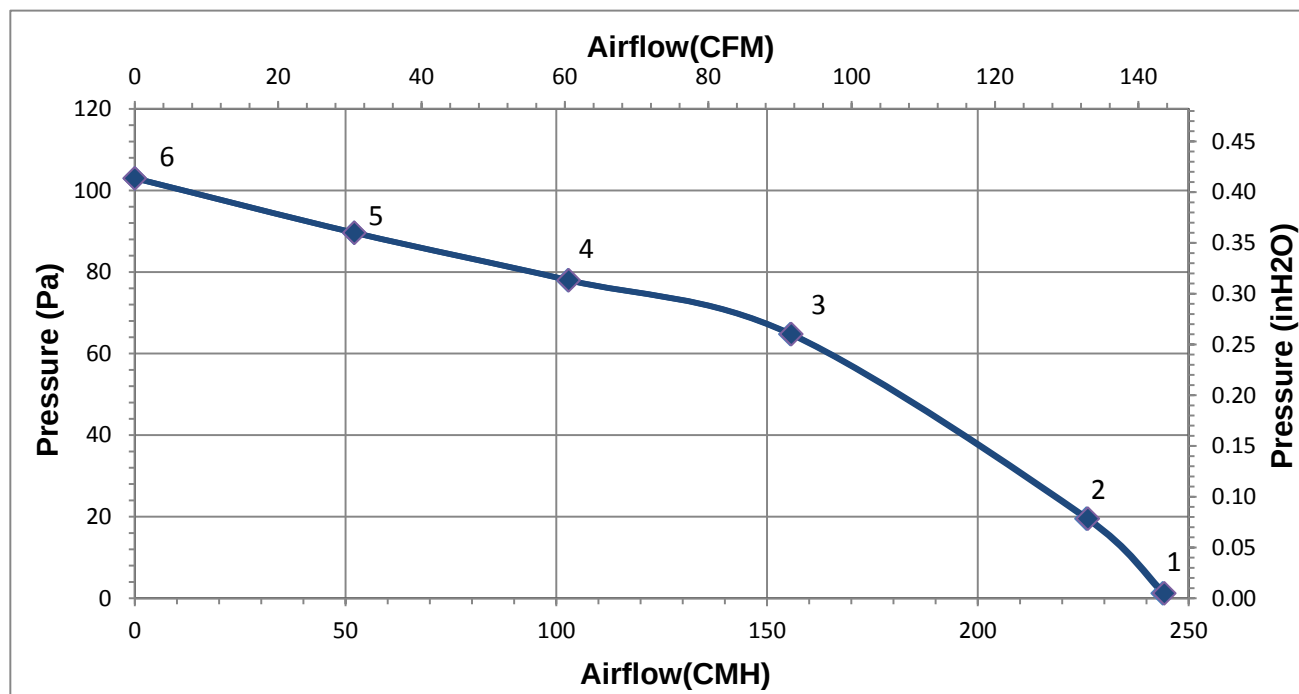
Technical features

Input Side	
Nominal Voltage	1~ 220Vac 50/60Hz
Input Source	1~ 100Vac - 240Vac
Power @ Free air	11 W
Power @ Max. load	11 W
Output Side	
Speed (RPM)	4200
Qmax. (CMH / CFM)	246 / 145
Pmax. (Pa / inAq)	112 / 0.45
Noise (dB-A) @ Qmax	54.9 (Max 58.9)
Functions	
INPUT PWM FOR SPEED CONTROL	
ROTATION DETECT (RD) SIGNAL OUTPUT	

Physical	
Rotation Direction	CCW, seen on rotor
Material (Impeller / Frame)	Plastic / Plastic
Bearing system	Ball bearings
Weight (kg)	0.36
Electrical leads	Lead Wire
Environmental	
Operating temperature range	-20 ~ +70 °C
Storage temperature range	-30 ~ +85 °C
Safety	
Safety	UL, cUL, TUV
IP Level	IP54
EMC	N/A
Protection class	II
Insulation class	A
Leakage current	<= 3.5 mA
Motor protection	Over temperature protected
Life expectance	60,000 hrs at 40 °C / 15 ~ 65 %RH

NOTE : Delta reserves the right to change specifications and other product information without prior notice.

P & Q curves



Measure data:

	P [Pa]	Q [CMH]	N [R.P.M.]	P1 [W]	I [A]	Lp [dB(A)]
1	0.0	243.9	4224	10.43	0.09	54.9
2	19.5	225.8	4074	10.37	0.09	
3	64.8	155.5	3808	10.0	0.08	
4	78.0	60.5	3847	10.0	0.08	
5	89.6	30.6	3816	10.0	0.08	
6	103.0	0.0	3330	9.4	0.08	

Test Condition:

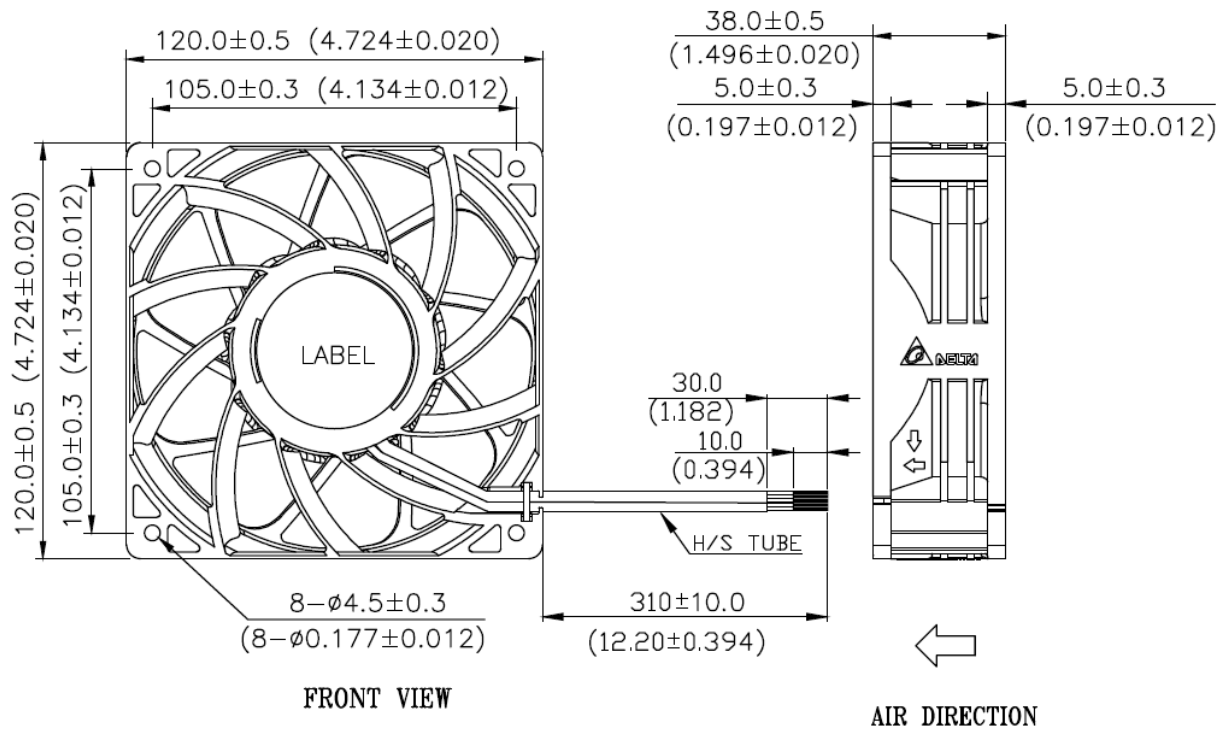
- Input Voltage: Nominal Voltage
- Temperature : Room Temperature
- Humidity : 65%RH
- Measured without Fan guard
- Noise (Lp) is measured at a distance of one meter from the outlet side.

Dimension drawing

Label :



Fan :

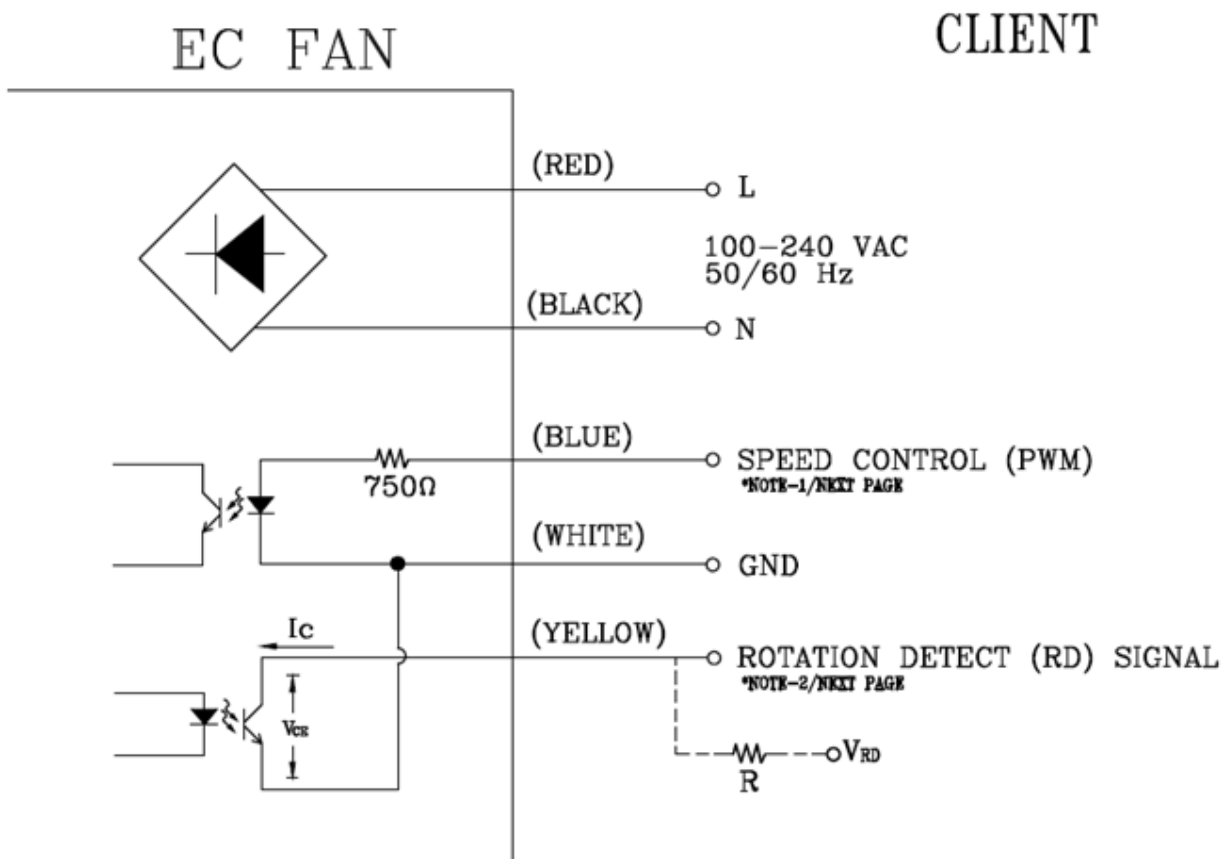


UNIT: mm [INCH]

Note:

1. CABLE DIAMETER: ϕ 1.9~ ϕ 3.0mm
2. THIS PRODUCT IS RoHS COMPLIANT.

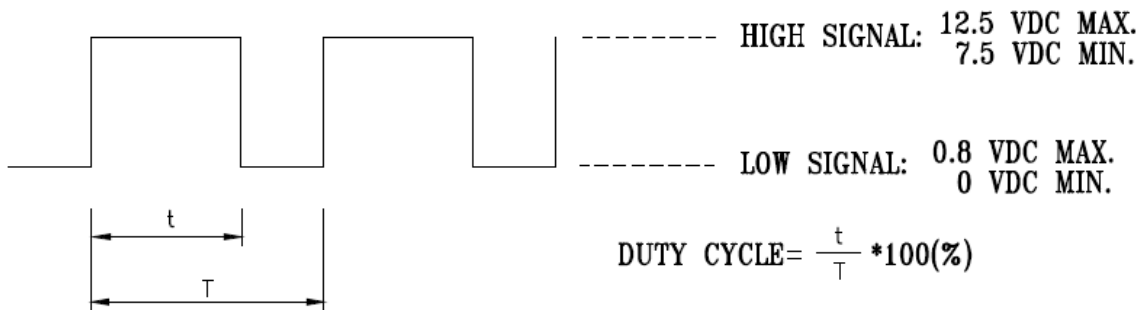
Lead wire connection:



FUNCTION CONTROL:

*NOTE-1: PWM SPEED CONTROL SIGNAL

- THE AMPLITUDE VOLTAGE SHALL BE MAX. 12.5VDC. (25K Hz)



- THE SPEED COMPARISON WITH CONTROL LEVEL (FREE AIR):

PWM DUTY	SPEED R.P.M. (REF.)	POWER (W)
100%	4200 $\pm$ 10%	11.0
0%	0	0.01

- WITH CONTROL SIGNAL LEAD DISCONNECTED, THE FAN WILL STOP SPIN.

- AT 25K Hz 30% DUTY CYCLE, THE FAN WILL BE ABLE TO START FROM A DEAD STOP.

*NOTE-2: ROTATION DETECT (RD) SIGNAL

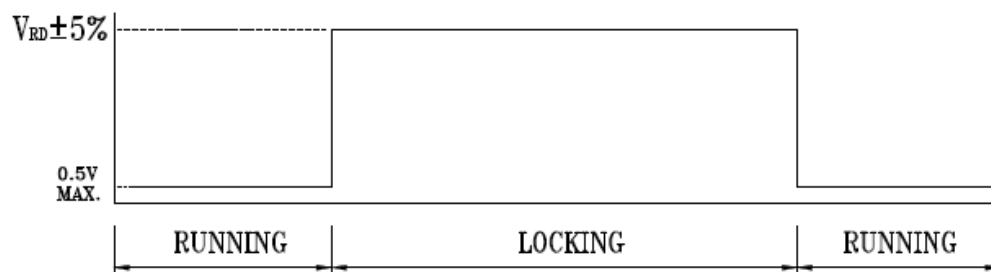
$V_{CE}(\text{sat}) = 0.5\text{V MAX.}$

$V_{RD} = 27.6\text{V MAX.}$

$I_C = 5\text{mA MAX.}$

$R \geq V_{RD}/I_C$

ROTATION DETECT WAVEFORM:



Anexo H

Módulo Termoeléctrico [16]

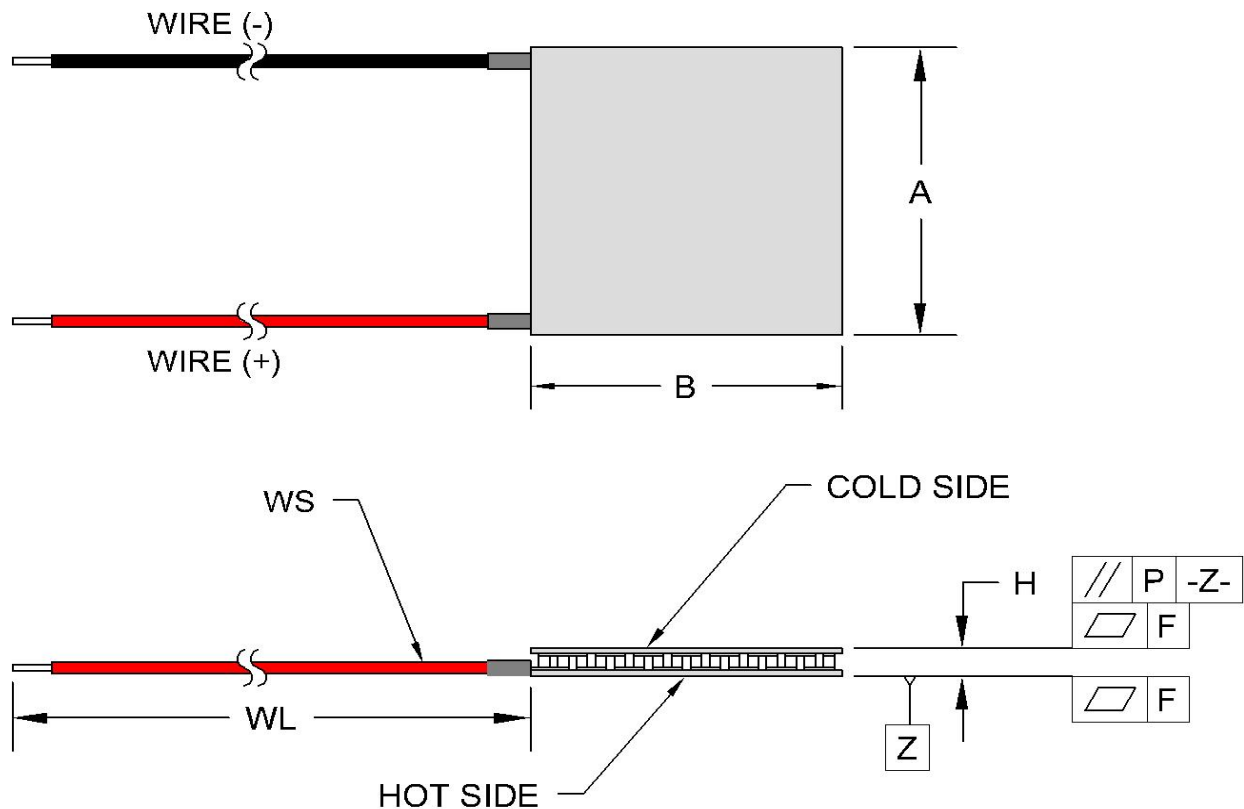
**HP-199-1.4-0.8
Thermoelectric Module
(Peltier Module)
Specifications**

	Material Specifications (27 °C hot side temperature)	Material Specifications (50 °C hot side temperature)
Vmax (V)	24.6	27.3
I _{max} (A)	11.3	11.3
Q _{max} (W)	172.0	188.7
DT _{max} (°C)	69	78
Operation/storage temperature	-40 °C to +80 °C	

Module *material* specifications are nominal values based on the hot-side temperature indicated. Thermoelectric material parameter tolerance is +/-10%.

In no case should the module temperature be allowed to exceed its maximum operation/storage temperature.

Please review all product and technical information, *Thermoelectric Module Mounting Procedure*, parameter definitions, FAQ's, and ordering information posted on our website before purchasing or using this product.



Width, A (mm)	40 +0.5/-0.2
Width, B (mm)	40 +0.5/-0.2
Height, H (mm)	3.2 ±0.05
Flatness, F (mm)	0.02
Parallelism, P (mm)	0.03
Wire Size, WS (mm ²)	0.5
Wire Length, WL (mm)	120

Optional Features and Notes:

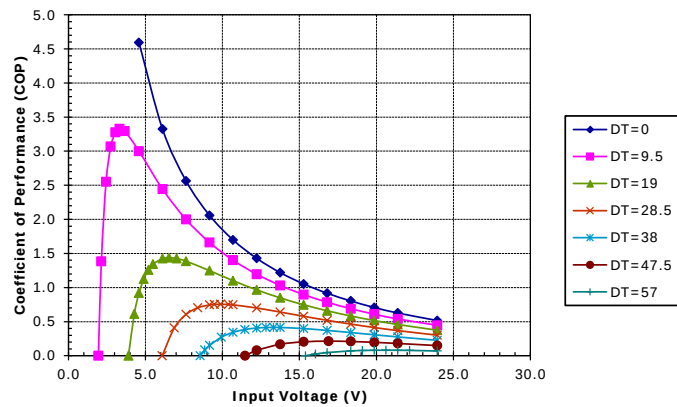
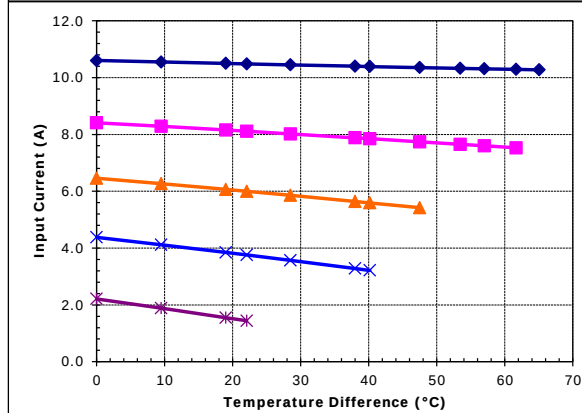
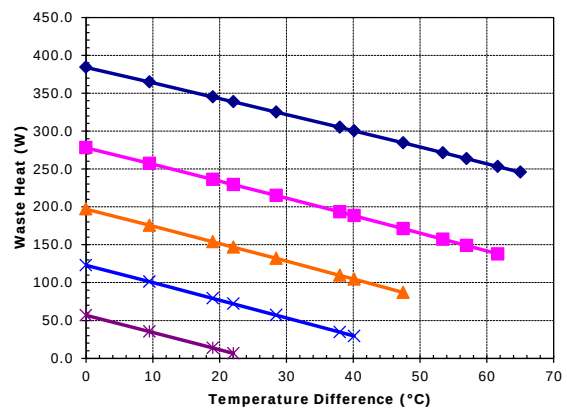
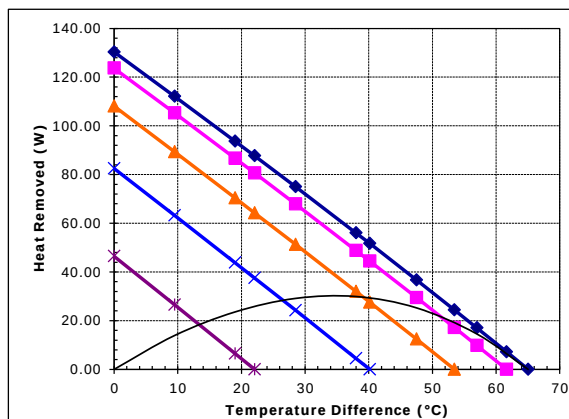
Add "P" to part number for sealing module with epoxy potting.

Performance graphs include thermal resistance of substrates.

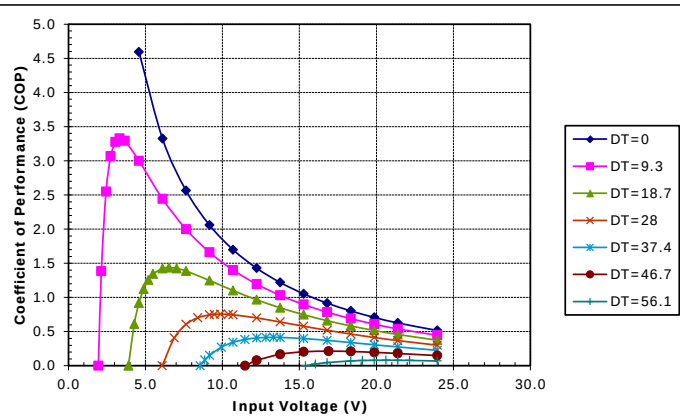
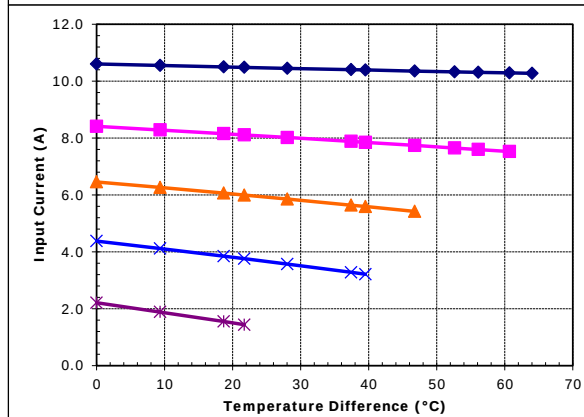
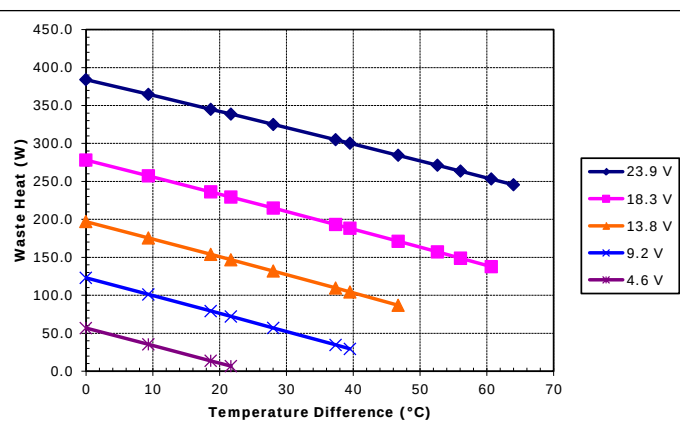
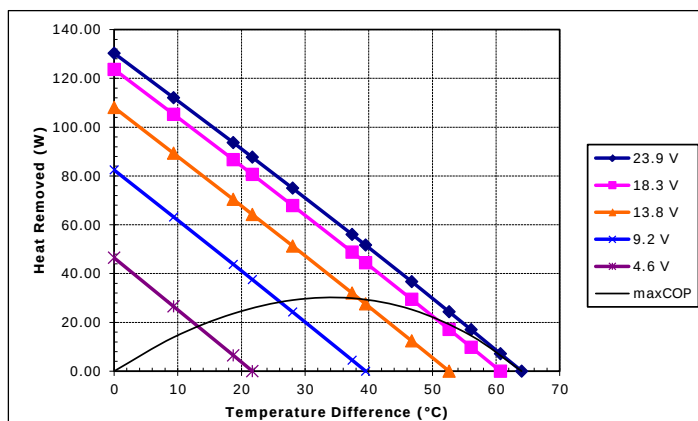
RoHS Compliant

TE TECHNOLOGY, INC.®

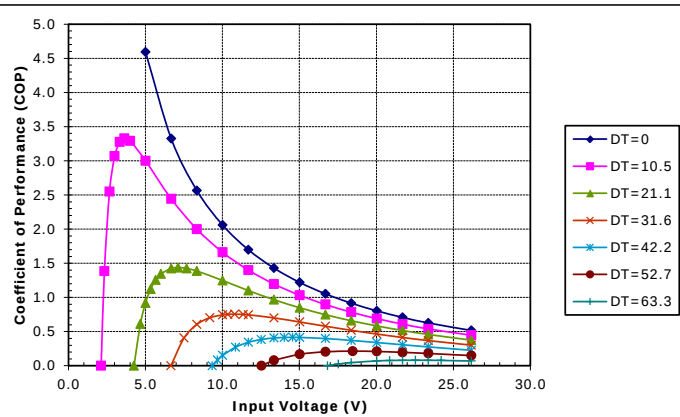
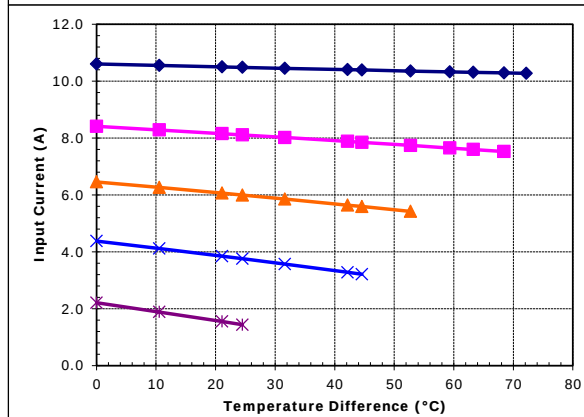
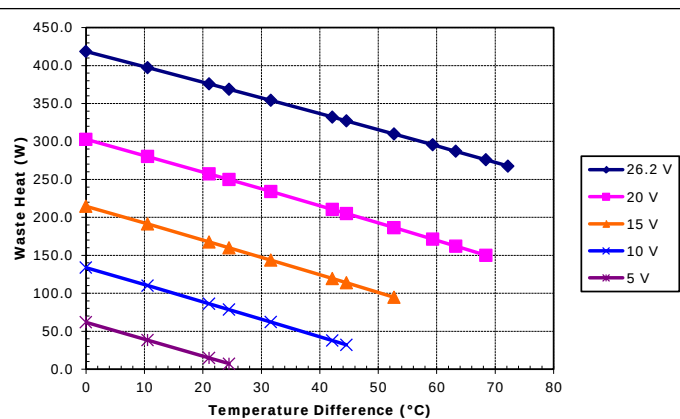
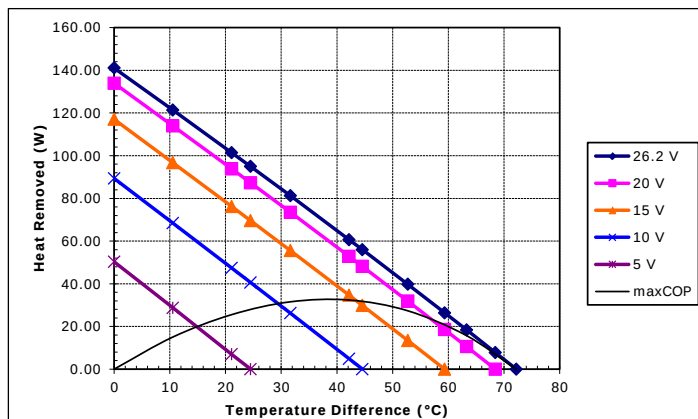
1590 Keane Drive, Traverse City, MI, 49696-8257 USA
PH: 231-929-3966 FAX: 231-929-4163 email: cool@totech.com



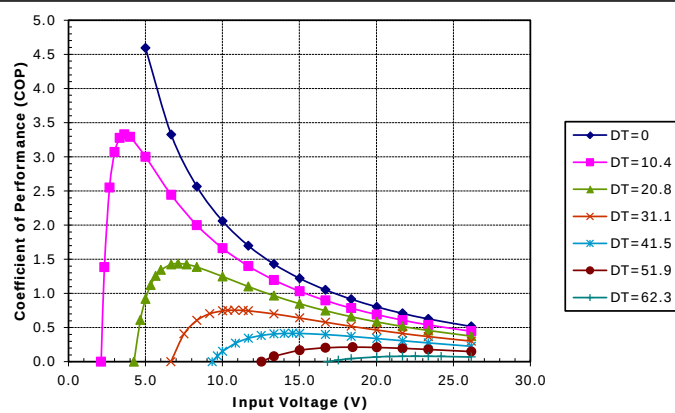
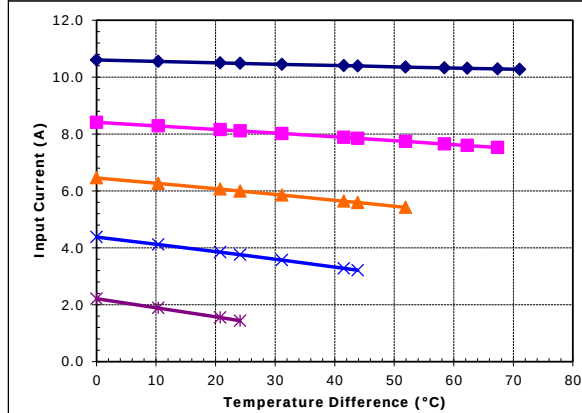
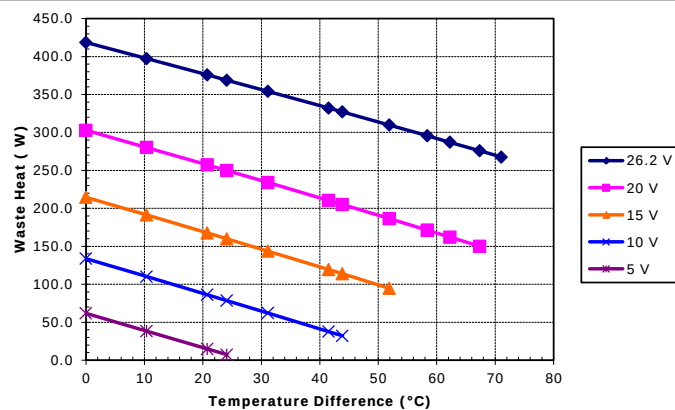
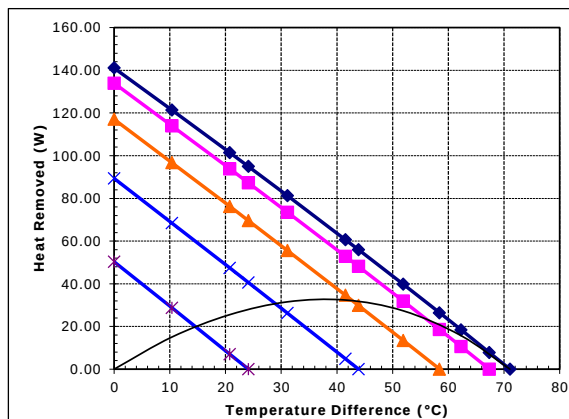
Unpotted HP-199-1.4-0.8 at a hot-side temperature of 30 °C



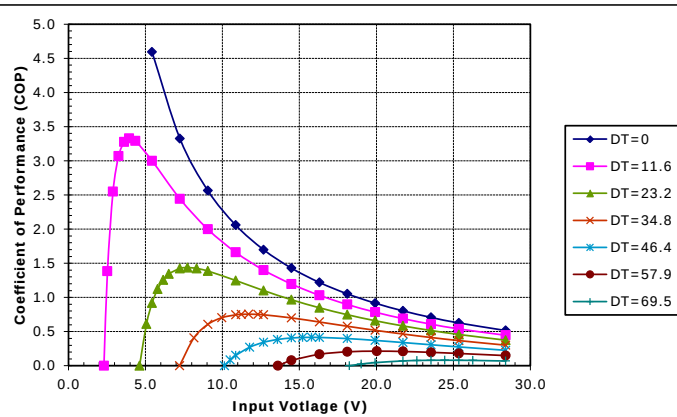
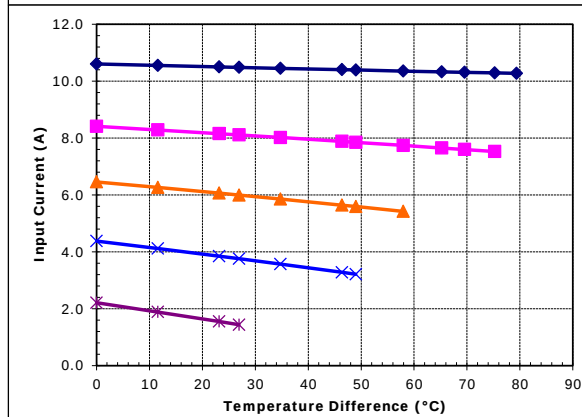
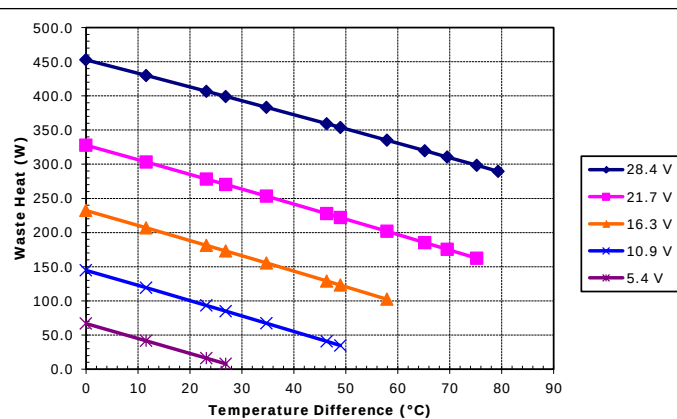
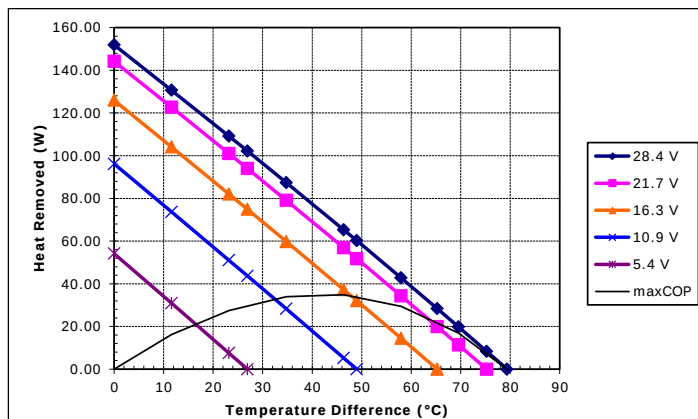
Potted HP-199-1.4-0.8 at a hot-side temperature of 30 °C



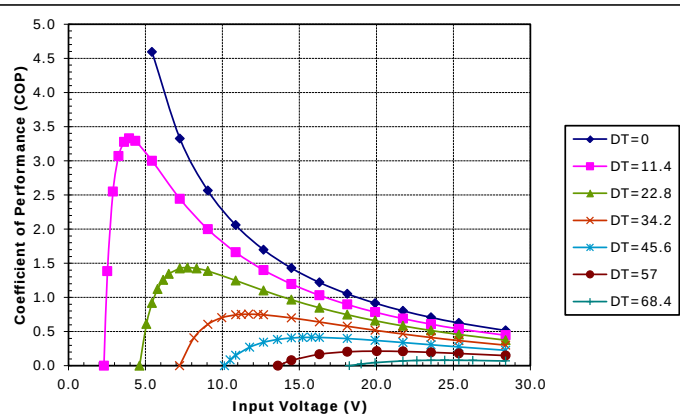
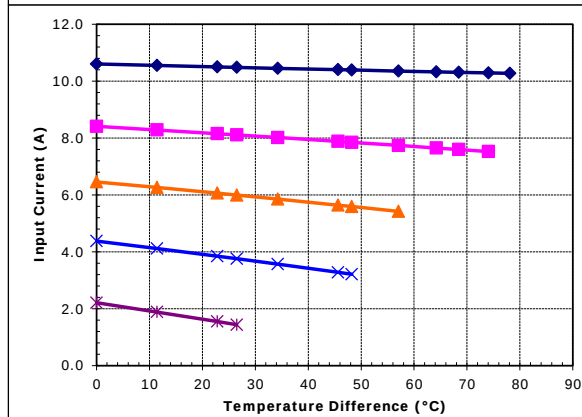
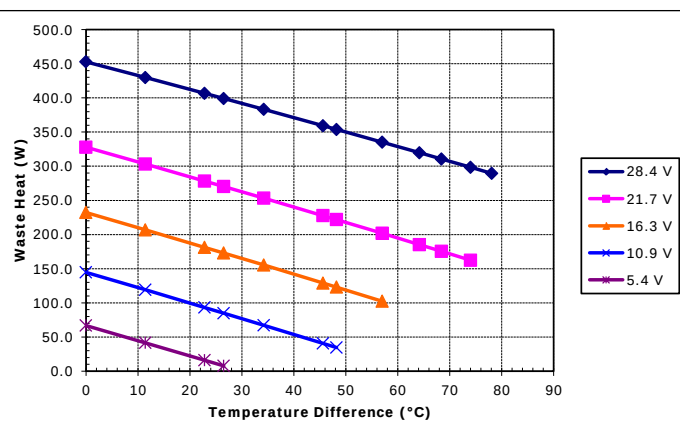
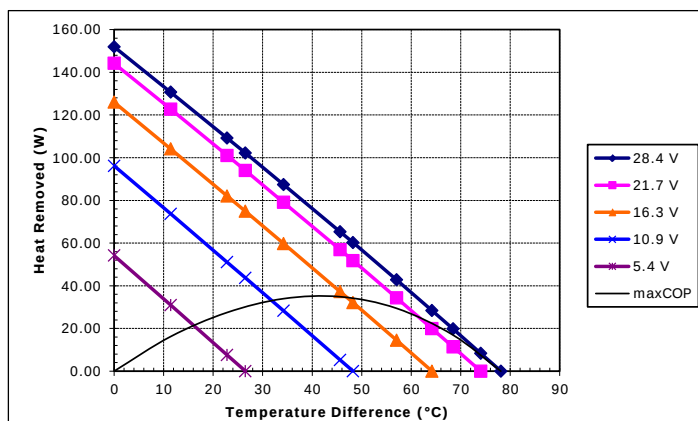
Unpotted HP-199-1.4-0.8 at a hot-side temperature of 50 °C



Potted HP-199-1.4-0.8 at a hot-side temperature of 50 °C



Unpotted HP-199-1.4-0.8 at a hot-side temperature of 70 °C



Potted HP-199-1.4-0.8 at a hot-side temperature of 70 °C

Anexo I

Fuente de Poder



Dimension

L	*	W	*	H	
278	*	127	*	83.5(2U)	mm
10.9	*	5	*	3.29(2U)	inch



Features

- Universal AC input / Full range
- Built-in active PFC function
- High efficiency up to 91%
- Forced air cooling by built-in DC fan
- Output voltage programmable
- Active current sharing up to 6000W (3+1)
- Built-in remote ON-OFF control / remote sense / auxiliary power / power OK signal
- Protections: Short circuit / Overload / Over voltage / Over temperature
- Optional conformal coating
- 5 years warranty

Certificates

- Safety: UL/EN/IEC 60950-1
- EMC: EN 55022 / 55024

Applications

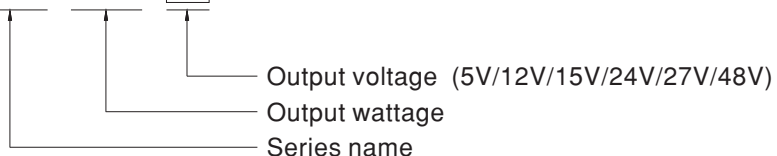
- Factory control or automation apparatus
- Test and measurement instrument
- Laser related machine
- Burn-in facility
- Digital broadcasting
- RF application

Description

RSP-1500 is a 1.5KW single output enclosed type AC/DC power supply. This series operates for 90~264VAC input voltage and offers the models with the DC output mostly demanded from the industry. Each model is cooled by the built-in fan with fan speed control, working for the temperature up to 70°C. Moreover, RSP-1500 provides vast design flexibility by equipping various built-in functions such as the output programming, active current sharing, remote ON-OFF control, auxiliary power, etc.

Model Encoding / Order Information

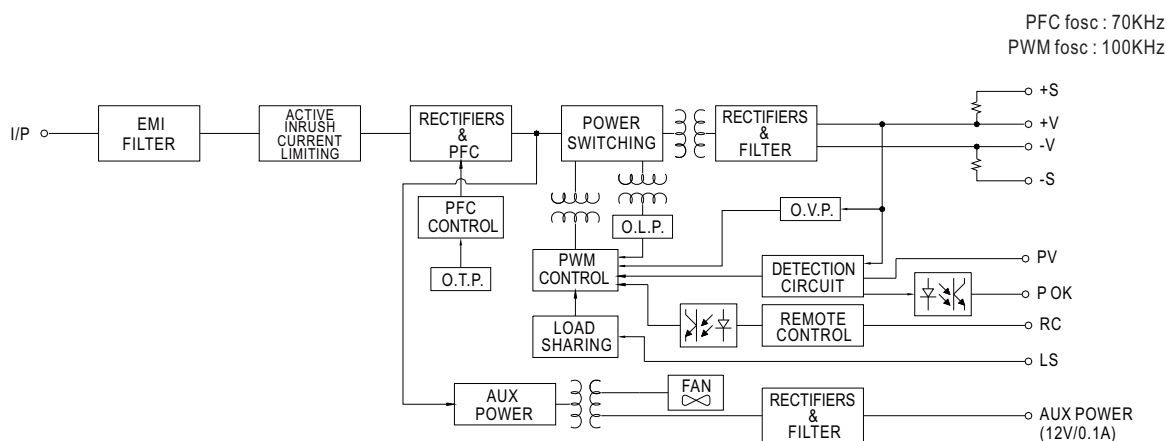
RSP - 1500 - 48



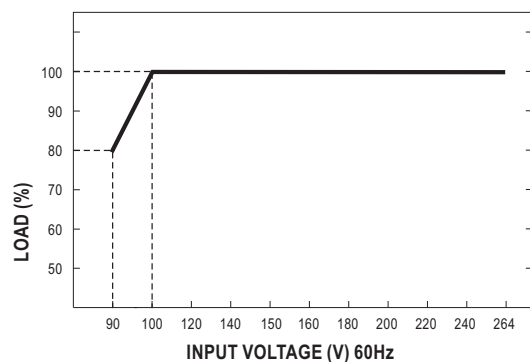
SPECIFICATION

MODEL		RSP-1500-5	RSP-1500-12	RSP-1500-15	RSP-1500-24	RSP-1500-27	RSP-1500-48
OUTPUT	DC VOLTAGE	5V	12V	15V	24V	27V	48V
	RATED CURRENT	240A	125A	100A	63A	56A	32A
	CURRENT RANGE	0 ~ 240A	0 ~ 125A	0 ~ 100A	0 ~ 63A	0 ~ 56A	0 ~ 32A
	RATED POWER	1200W	1500W	1500W	1512W	1512W	1536W
	RIPPLE & NOISE (max.) Note.2	150mVp-p	150mVp-p	150mVp-p	150mVp-p	150mVp-p	200mVp-p
	VOLTAGE ADJ. RANGE	4.5 ~ 5.5V	10 ~ 13.5V	13.5 ~ 16.5V	20 ~ 26.4V	24 ~ 30V	43 ~ 56V
	VOLTAGE TOLERANCE Note.3	± 2.0%	± 1.0%	± 1.0%	± 1.0%	± 1.0%	± 1.0%
	LINE REGULATION	± 0.5%	± 0.5%	± 0.5%	± 0.5%	± 0.5%	± 0.5%
	LOAD REGULATION	± 2.0%	± 0.5%	± 0.5%	± 0.5%	± 0.5%	± 0.5%
	SETUP, RISE TIME	1500ms, 100ms at full load					
HOLD UP TIME (Typ.)	10ms at full load			14ms at full load		16ms at full load	
INPUT	VOLTAGE RANGE	90 ~ 264VAC 127 ~ 370VDC					
	FREQUENCY RANGE	47 ~ 63Hz					
	POWER FACTOR (Typ.)	0.95/230VAC 0.98/115VAC at full load					
	EFFICIENCY (Typ.)	80%	87%	87%	90%	90%	91%
	AC CURRENT (Typ.)	17A/115VAC 8A/230VAC					
	INRUSH CURRENT (Typ.)	30A/115VAC 60A/230VAC					
	LEAKAGE CURRENT	<2.0mA / 240VAC					
PROTECTION	OVERLOAD Note.4	105 ~ 135% rated output power Protection type : Constant current limiting unit will shut down o/p voltage after 5sec. Re-power on to recover					
	OVER VOLTAGE	5.75 ~ 6.75V	13.8 ~ 16.8V	17 ~ 20.5V	27.6 ~ 32.4V	31 ~ 36.5V	57.6 ~ 67.2V
		Protection type : Shut down o/p voltage, re-power on to recover					
	OVER TEMPERATURE	Shut down o/p voltage, recovers automatically after temperature goes down					
FUNCTION	OUTPUT VOLTAGE PROGRAMMABLE(PV)	Adjustment of output voltage is allowable to 70 ~ 100% of nominal output voltage. Please refer to the Function Manual.					
	CURRENT SHARING	Up to 6000W or (3+1) units. Please refer to the Function Manual.					
	AUXILIARY POWER	12V@0.1A(Only for Remote ON-OFF control)					
	REMOTE ON-OFF CONTROL	Please see the Function Manual.					
	REMOTE SENSE	Compensate voltage drop on the load wiring up to 0.3V. Please refer to the Function Manual.					
	ALARM SIGNAL OUTPUT	Power OK signal. Please see the Function Manual.					
ENVIRONMENT	WORKING TEMP.	-20 ~ +70℃ (Refer to "Derating Curve")					
	WORKING HUMIDITY	20 ~ 90% RH non-condensing					
	STORAGE TEMP., HUMIDITY	-40 ~ +85℃, 10 ~ 95% RH non-condensing					
	TEMP. COEFFICIENT	± 0.05%/℃ (0 ~ 50℃)					
	VIBRATION	10 ~ 500Hz, 2G 10min./1cycle, 60min. each along X, Y, Z axes					
SAFETY & EMC (Note 5)	SAFETY STANDARDS	UL60950-1, TUV EN60950-1, EAC TP TC 004, BSMI CNS14336-1 approved					
	WITHSTAND VOLTAGE	I/P-O/P:3KVAC I/P-FG:2KVAC O/P-FG:0.5KVAC					
	ISOLATION RESISTANCE	I/P-O/P, I/P-FG, O/P-FG:100M Ohms / 500VDC / 25℃ / 70% RH					
	EMC EMISSION	Parameter	Standard			Test Level / Note	
		Conducted	EN55032 (CISPR32) / EN55011 (CISPR11)			Class B	
		Radiated	EN55032 (CISPR32) / EN55011 (CISPR11)			Class A	
		Harmonic Current	EN61000-3-2			-----	
		Voltage Flicker	EN61000-3-3			-----	
	EMC IMMUNITY	EN55024, EN61204-3, EN61000-6-2, BSMI CNS13438					
		Parameter	Standard			Test Level / Note	
		ESD	EN61000-4-2			Level 3, 8KV air ; Level 2, 4KV contact	
		Radiated	EN61000-4-3			Level 3	
		EFT / Burst	EN61000-4-4			Level 3	
		Surge	EN61000-4-5			Level 3, 2KV/Line-Earth ; Level 2, 1KV/Line-Line	
		Conducted	EN61000-4-6			Level 3	
		Magnetic Field	EN61000-4-8			Level 4	
		Voltage Dips and Interruptions	EN61000-4-11			>95% dip 0.5 periods, 30% dip 25 periods, >95% interruptions 250 periods	
OTHERS		MTBF	265.3K hrs min. Telcordia SR-332 (Bellcore) ; 90.3K hrs min. MIL-HDBK-217F (25℃)				
	DIMENSION	278*127*83.5mm (L*W*H)					
	PACKING	3.0Kg; 4pcs/13Kg/1.19CUFT					
NOTE		1. All parameters NOT specially mentioned are measured at 230VAC input, rated load and 25℃ of ambient temperature. 2. Ripple & noise are measured at 20MHz of bandwidth by using a 12" twisted pair-wire terminated with a 0.1uf & 47uf parallel capacitor. 3. Tolerance : includes set up tolerance, line regulation and load regulation. 4. Derating may be needed under low input voltages. Please check the derating curve for more details. 5. The power supply is considered a component which will be installed into a final equipment. All the EMC tests are been executed by mounting the unit on a 720mm*360mm metal plate with 1mm of thickness. The final equipment must be re-confirmed that it still meets EMC directives. For guidance on how to perform these EMC tests, please refer to "EMI testing of component power supplies." (as available on http://www.meanwell.com) 6. The ambient temperature derating of 3.5℃/1000m with fanless models and of 5℃/1000m with fan models for operating altitude higher than 2000m(6500ft).					

Block Diagram

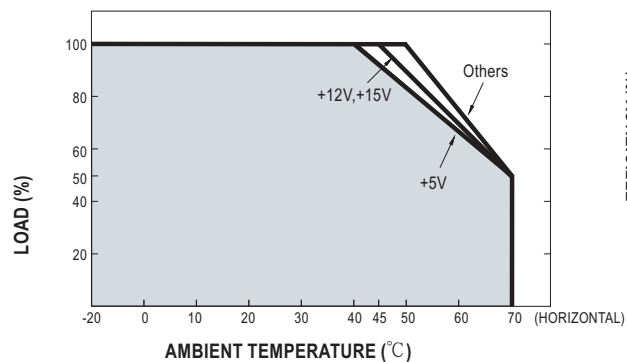


Static Characteristics

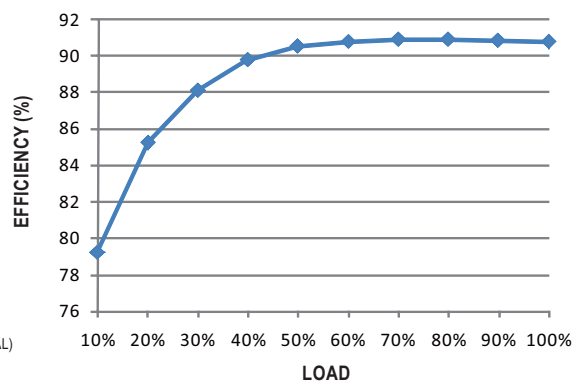


MODEL	5V	12V	15V
INPUT			
100~264VAC	1200W 240A	1500W 125A	1500W 100A
90VAC	960W 192A	1200W 100A	1200W 80A
MODEL	24V	27V	48V
INPUT			
100~264VAC	1512W 63A	1512W 56A	1536W 32A
90VAC	1209.6W 50.4A	1209.6W 44.8A	1228.8W 25.6A

Derating Curve



Efficiency vs Load (48V Model)

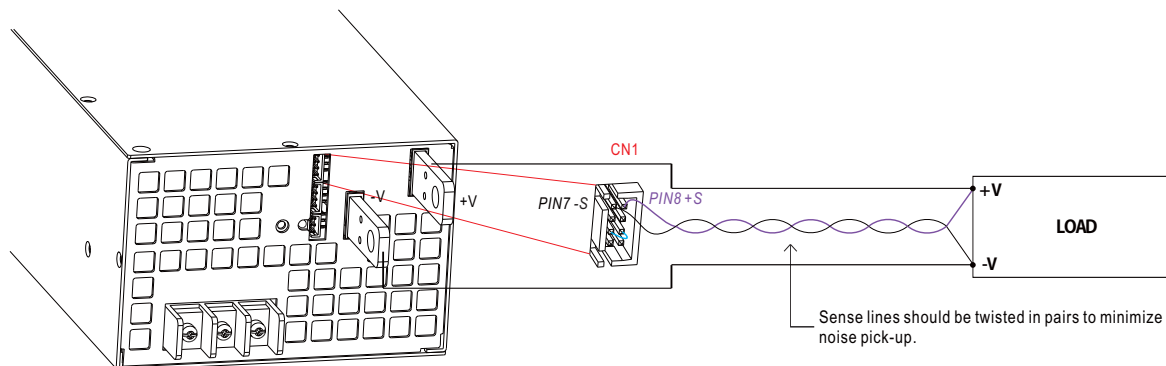


© The curve above is measured at 230VAC.

Function Manual

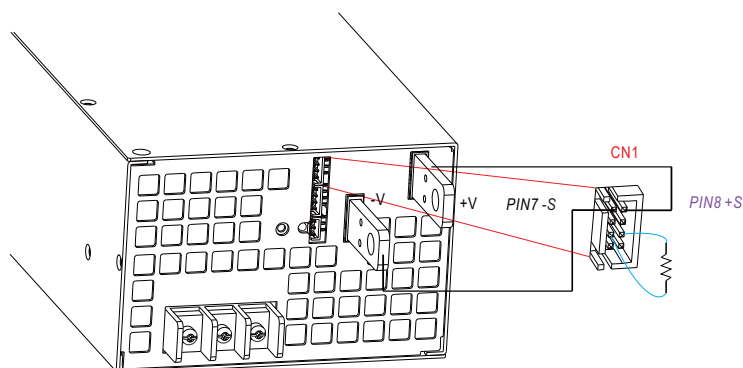
1. Remote Sense

※ The Remote Sense compensates voltage drop on the load wiring up to 0.3V



2. Output Voltage Programming (or, PV / remote voltage programming / remote adjust / margin programming / dynamic voltage trim)

※ In addition to the adjustment via the built-in potentiometer, the output voltage can be trimmed to 70~100%(Typ.) of the nominal voltage by applying EXTERNAL RESISTANCE



◎ Connect an external resistor between TRIM(pin4) & -S(pin3 or pin4 or pin5) on CN1 or CN2, and +S & +V, -S & -V also need to be connected.

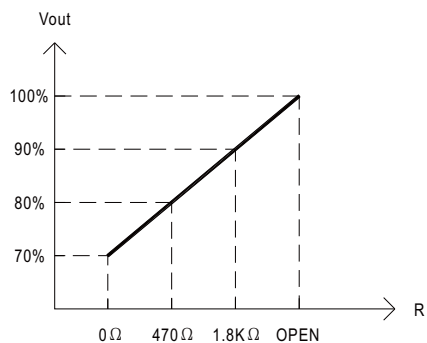
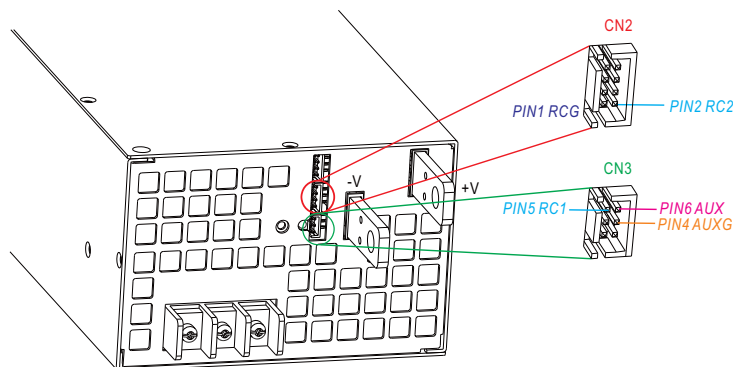


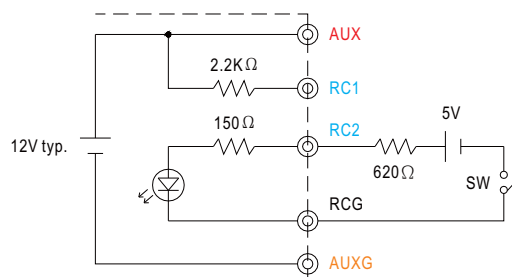
Fig. 2.2 External Resistance (Typical)

3.Remote ON-OFF

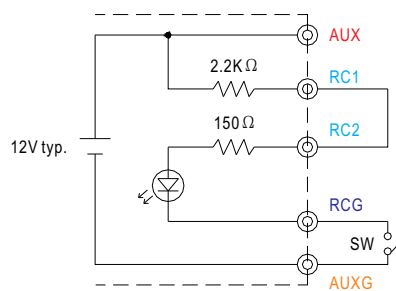
※ Remote ON-OFF is activated by the configuration with respect to CN1,CN2 and CN3 as shown in the following diagram.



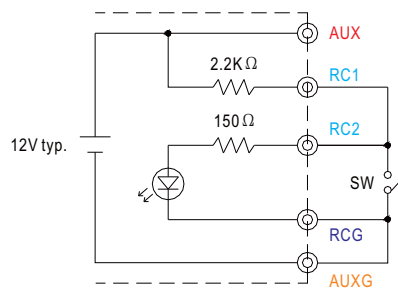
Example 3.2(A): Using external voltage source



Example 3.2(B): Using internal 12V auxiliary output



Example 3.2(C): Using internal 12V auxiliary output

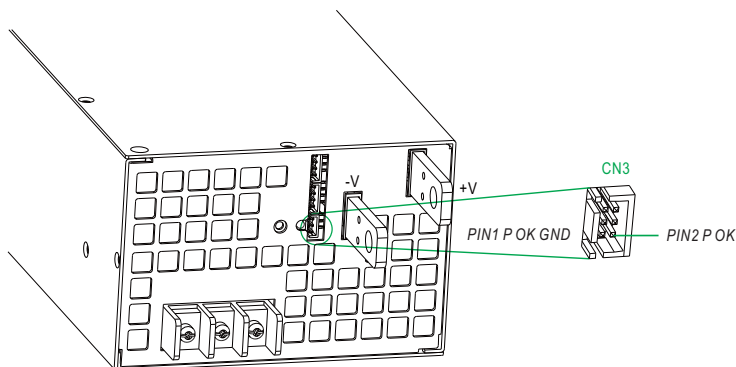


© Connection Method

		Fig. 3.2(A)	Fig. 3.2(B)	Fig. 3.2(C)
SW Logic	Output on	SW Open	SW Open	SW Close
	Output off	SW Close	SW Close	SW Open

4. Alarm Signal Output

※ Alarm signal is sent out through "P OK" & "P OK GND" and pins on CN3. Please acknowledge an external voltage source is required for this function.



Function	Description	Output of alarm(P OK)
P OK	The signal is "Low" when the power supply is above 65% of the rated output voltage, or say, Power OK	Low (0.5V max at 10mA)
	The signal turns to be "High" when the power supply is under 65% of the rated output voltage, or say, Power Fail	High or open (External applied voltage 10mA max.)

Table 4.1 Explanation of alarm

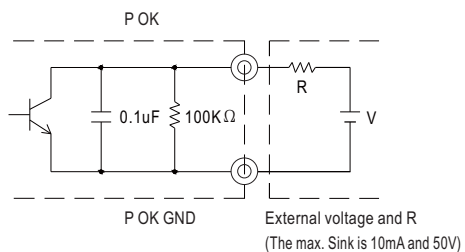


Fig. 4.1 Internal circuit of P OK (Open collector method)

5. Current Sharing with Remote Sense

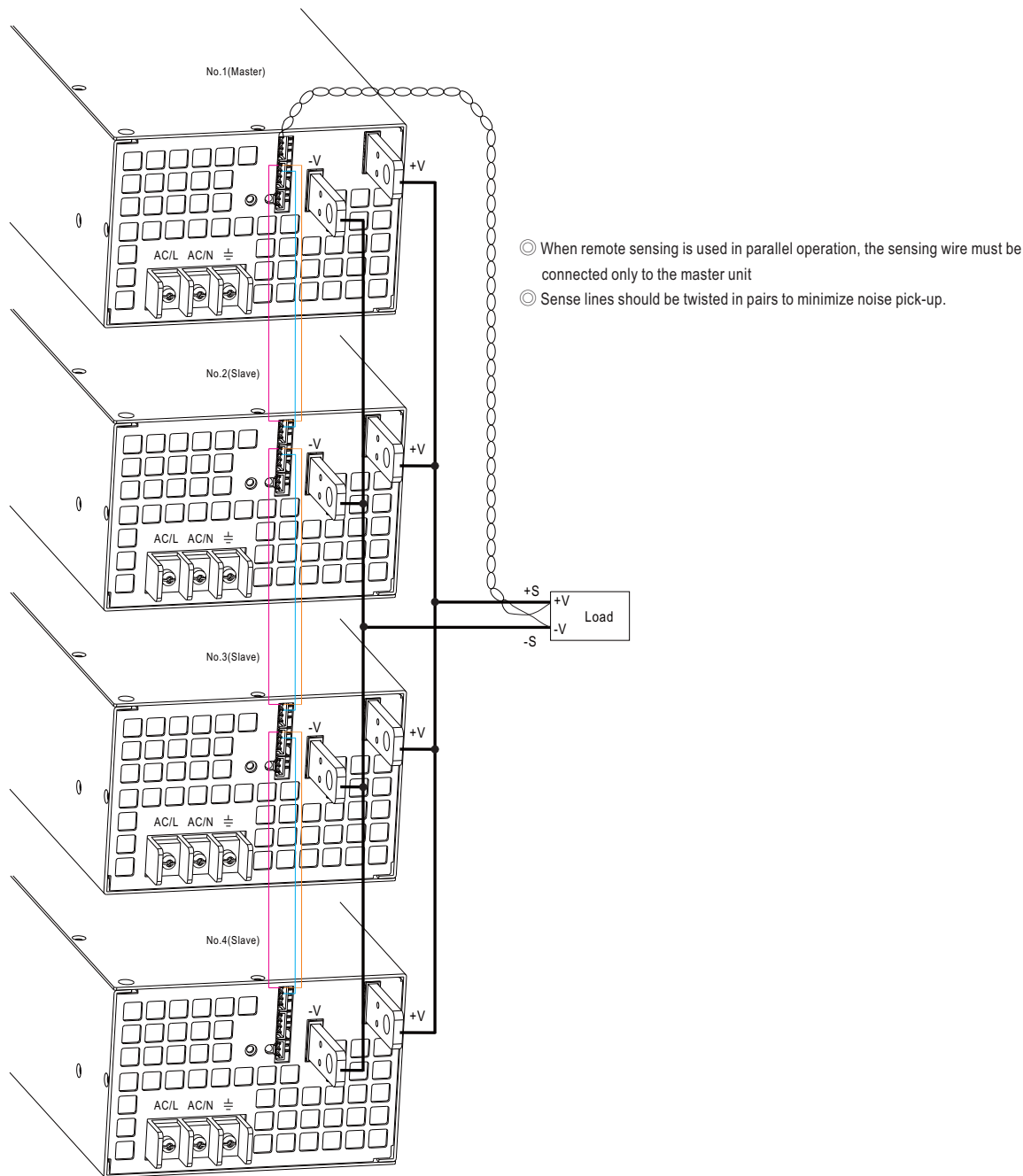
RSP-1500 has the built-in active current sharing function and can be connected in parallel, up to 4 units, to provide higher output power as exhibited below :

※ The power supplies should be paralleled using short and large diameter wiring and then connected to the load.

※ Difference of output voltages among parallel units should be less than 0.2V.

※ The total output current must not exceed the value determined by the following equation:

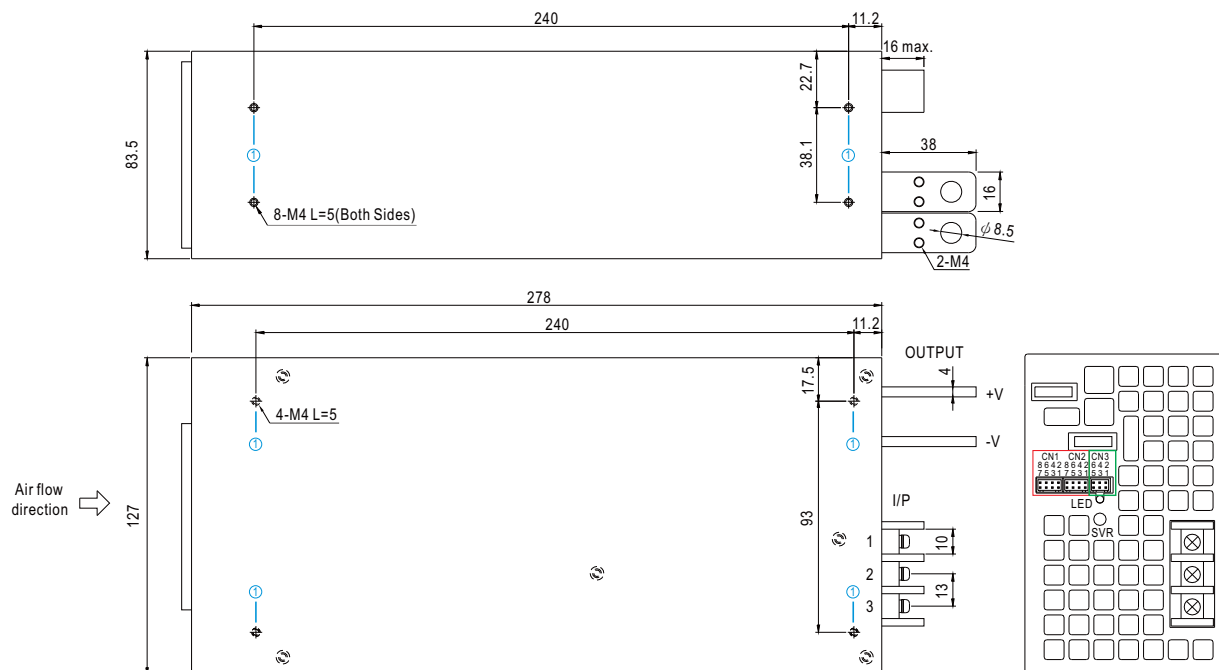
$$\text{Maximum output current at parallel operation} = (\text{Rated current per unit}) \times (\text{Number of unit}) \times 0.9$$



◎ +S, -S and CS are connected mutually in parallel.

Mechanical Specification

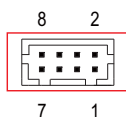
Case No.943A Unit:mm



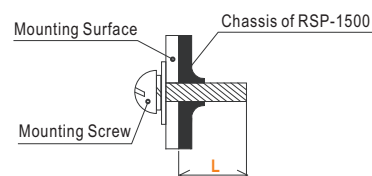
※ Mounting Instruction

Hole No.	Recommended Screw Size	MAX. Penetration Depth L	Recommended mounting torque
①	M4	5mm	7~10Kgf-cm

※ Control Pin No. Assignment (CN1,CN2) : HRS DF11-8DP-2DS or equivalent



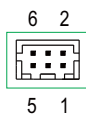
Mating Housing	HRS DF11-8DS or equivalent
Terminal	HRS DF11-SC or equivalent



◎ CN1 and CN2 are connected internally.

Pin No.	Function	Description
1	RCG	Remote ON-OFF Ground
2	RC2	Remote ON-OFF
3,5,7	-S	Negative sensing for remote sense
4	TRIM	Connection for output voltage programming
6	LS(Current Share)	Current Share
8	+S	Postive sensing for remote sense

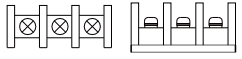
※Control Pin No. Assignment (CN3) : HRS DF11-6DP-2DS or equivalent



Mating Housing	HRS DF11-6DS or equivalent
Terminal	HRS DF11-6SC or equivalent

Pin No.	Function	Description
1	P OK GND	Power OK Ground
2	P OK	Power OK Signal
3	RCG	Remote ON-OFF Ground
4	AUXG	Auxiliary Ground
5	RC1	Remote ON-OFF
6	AUX	Auxiliary Output

※AC Input Terminal Pin No. Assignment

Pin No.	Assignment	Diagram	Maximum mounting torque
1	FG $\perp$		18Kgf-cm
2	AC/N		
3	AC/L		

■ Installation Manual

Please refer to : <http://www.meanwell.com/manual.html>