



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
CARRERA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**AUTOMATIZACIÓN DE LA ADQUISICIÓN DE DATOS DE UN
BANCO DE PRUEBAS DE AIRE ACONDICIONADO
AUTOMOTRIZ CON LA FINALIDAD DE MEDIR EL FLUJO
MÁSICO DE REFRIGERANTE, Y CONTROLAR LAS
TEMPERATURAS DE EVAPORACIÓN Y CONDENSACIÓN.**

Trabajo de Integración Curricular

Tipo: Proyecto Técnico

Presentado para optar al grado académico de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

AUTORES:

JEFFERSON ESTEBAN CAYAMBE LÓPEZ

HAROLD LENIN CENTENO AMAGUAYA

Riobamba – Ecuador

2024



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

CARRERA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**AUTOMATIZACIÓN DE LA ADQUISICIÓN DE DATOS DE UN
BANCO DE PRUEBAS DE AIRE ACONDICIONADO
AUTOMOTRIZ CON LA FINALIDAD DE MEDIR EL FLUJO
MÁSICO DE REFRIGERANTE, Y CONTROLAR LAS
TEMPERATURAS DE EVAPORACIÓN Y CONDENSACIÓN.**

Trabajo de Integración Curricular

Tipo: Proyecto Técnico

Presentado para optar al grado académico de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

AUTORES: JEFFERSON ESTEBAN CAYAMBE LÓPEZ

HAROLD LENIN CENTENO AMAGUAYA

DIRECTOR: ING. FERNANDO MAURICIO TELLO OQUENDO, PhD.

Riobamba – Ecuador

2024

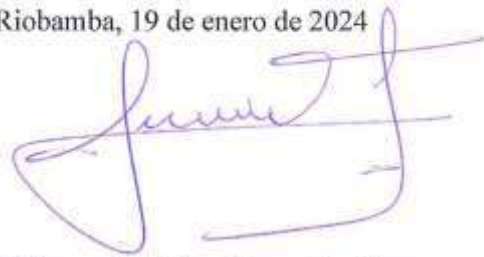
© 2024, Jefferson Esteban Cayambe López & Harold Lenin Centeno Amaguaya

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento, siempre y cuando se reconozca el Derecho de Autor.

Nosotros, Jefferson Esteban Cayambe López y Harold Lenin Centeno Amaguaya declaramos que el presente Trabajo de Integración Curricular es de nuestra autoría y los resultados del mismo son auténticos. Los textos en el documento que provienen de otras fuentes están debidamente citados y referenciados.

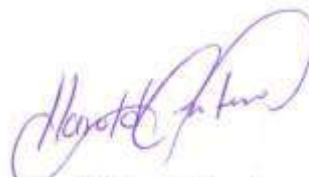
Como autores asumimos la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este Trabajo de Integración Curricular; el patrimonio intelectual pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Riobamba, 19 de enero de 2024



Jefferson Esteban Cayambe López

C.I: 180529011-9



Harold Lenin Centeno Amaguaya

C.I: 060396316-6

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
CARRERA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

El Tribunal del Trabajo de Integración Curricular certifica que: El Trabajo de Integración Curricular; Tipo: Proyecto Técnico, **AUTOMATIZACIÓN DE LA ADQUISICIÓN DE DATOS DE UN BANCO DE PRUEBAS DE AIRE ACONDICIONADO AUTOMOTRIZ CON LA FINALIDAD DE MEDIR EL FLUJO MÁSSICO DE REFRIGERANTE, Y CONTROLAR LAS TEMPERATURAS DE EVAPORACIÓN Y CONDENSACIÓN.**, realizado por los señores: **JEFFERSON ESTEBAN CAYAMBE LÓPEZ y HAROLD LENIN CENTENO AMAGUAYA**, ha sido minuciosamente revisado por los Miembros del Tribunal del Trabajo de Integración Curricular, el mismo que cumple con los requisitos científicos, técnicos, legales, en tal virtud el Tribunal Autoriza su presentación.

	FIRMA	FECHA
Ing. Cristian David Redroban Dillon, MSc. PRESIDENTE DEL TRIBUNAL		2024-01-19
Ing. Fernando Mauricio Tello Oquendo, PhD. DIRECTOR DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR		2024-01-19
Ing. Daniela Carina Vásconez Núñez, PhD. ASESORA DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR		2024-01-19

DEDICATORIA

A Jesucristo, mi mentor, mi mejor amigo, mi confidente en todo momento. Isabelita y Esteban, no lo hubiera logrado sin su ausencia, mi motivo para redactar el presente escrito solamente para darle las gracias. A ustedes hermanos, locos del hogar y felicidad de mis padres. Mis abuelitos, a la final no resulté un mal nieto. A mis cachorros, pese a sus travesuras los adoro. A cada uno de quien ha estado conmigo sin importar el tiempo ni espacio. A aquellos con los que hemos compartido eventos deportivos, que me han saludado en un restaurant, en la calle, en algún lugar del destino. En verdad los quiero, Dios los bendiga.

Jefferson

Lleno de agradecimiento, amor y regocijo dedico este proyecto a mis amados padres Héctor y Alba por su amor, trabajo y sacrificio, ustedes han sido mi fuerza motriz, cada paso ha sido iluminado por su sabiduría, valores y dedicación en formar un futuro en mí.

Harold

AGRADECIMIENTO

En primer lugar, quiero agradecer a Jesucristo por hacerme coincidir con todos mis familiares, con todos esos amigos, con todos ustedes por hacerme feliz en esta vida. Mamá, papá y hermanos, a ustedes por ayudarme a cumplir con nuestro sueño. Ing. Daniela Vásconez e Ing. Fernando Tello, a ustedes mis más sinceros agradecimientos por el apoyo, motivación y orientación brindada. A mi amigo de tesis, no fue fácil pero ahí le damos. A aquellos que estuvieron, están o estarán compartiendo conmigo, por alguna extraña razón muchas gracias. Gracias de corazón se los digo, gracias por impulsarme a ser el mejor, prometo no defraudarme.

Jefferson

Agradezco a Dios por darme la salud y guiarme en cada etapa de este proceso, a mis queridos hermanos Henry y Cristina por brindarme paciencia y ánimo en cada paso que he dado durante mi formación, Tere te agradezco por animarme en los momentos difíciles y por celebrar mis triunfos como si fueran propios, tu paciencia y amor han sido mi luz. A ti mi pequeño tesoro Nico, agradezco por llenar cada día mi mundo con risas y alegrías siendo mi motivación para nunca rendirme. Agradezco a cada miembro de mi familia que ha contribuido en mi formación y su fe en mí por culminar mi carrera. Al mismo tiempo quiero agradecer sinceramente por el apoyo, dedicación y orientación en este proyecto a mi tutor de tesis Ing. Fernando Tello, y asesora Ing. Daniela Vásconez. Sin su guía esta tesis no habría alcanzado la calidad y rigor que se ha logrado.

Harold

ÍNDICE DE CONTENIDO

ÍNDICE DE TABLAS.....	xiv
ÍNDICE DE ILUSTRACIONES.....	xvi
ÍNDICE DE ANEXOS.....	xx
RESUMEN.....	xxi
SUMMARY.....	xxii
INTRODUCCIÓN.....	1

CAPÍTULO I

1. DIAGNÓSTICO DEL PROBLEMA.....	2
1.1. Planteamiento del problema.....	2
1.2. Justificación.....	2
1.3. Objetivos.....	3
1.3.1. Objetivo general.....	3
1.3.2. Objetivos específicos.....	3

CAPÍTULO II

2. REVISIÓN DE CONOCIMIENTOS TEÓRICOS.....	5
2.1. Estado del arte.....	5
2.1.1. Estado del arte internacional.....	5
2.1.1.1. “Desarrollo y evaluación de un banco de pruebas de aire acondicionado automotriz”	5
2.1.1.2. “Automatización del módulo de aire acondicionado”.....	6
2.1.2. Estado del arte nacional.....	6
2.1.2.1. “Estudio del sistema A/C donde influye el consumo de combustible, potencia del motor y confort térmico en el habitáculo de un automotor liviano”.....	6
2.1.3. Estado de arte local.....	7
2.1.3.1. “Análisis del consumo combustible que genera el aire acondicionado al ser accionado por los usuarios en la ciudad de Riobamba”.....	7
2.2. Reseña histórica del aire acondicionado.....	8
2.3. Normativa del sistema de aire acondicionado automotriz.....	8
2.3.1. Norma UNE-EN 7730:2006.....	8

2.3.2.	<i>ASHRAE 55</i>	9
2.3.3.	<i>NTC 3476: Sistema de aire acondicionado. Prueba y evaluación de componentes acondicionadores de aire (coolers) para vehículos</i>	9
2.3.4.	<i>Verificación del rendimiento del compresor</i>	11
2.4.	Confort y seguridad	13
2.5.	Conceptos básicos aplicados en el sistema de aire acondicionado automotriz	14
2.6.	Ciclo básico de refrigeración automotriz	15
2.7.	Principio de funcionamiento de los componentes de refrigeración	16
2.7.1.	<i>Condensador</i>	16
2.7.2.	<i>Compresor</i>	17
2.7.2.1.	<i>Compresor de tipo pistón</i>	18
2.7.2.2.	<i>Compresor de paletas</i>	18
2.7.2.3.	<i>Compresor de tipo Scroll</i>	19
2.7.3.	<i>Válvula de expansión</i>	19
2.7.4.	<i>Evaporador</i>	20
2.7.5.	<i>Filtro secador</i>	21
2.7.6.	<i>Refrigerante</i>	22
2.8.	Línea de succión y descarga	22
2.9.	Ciclo de refrigeración del aire acondicionado automotriz	23
2.9.1.	<i>Ciclos de refrigeración ideal</i>	23
2.9.1.1.	<i>Diagrama T-S ideal de refrigeración</i>	23
2.9.1.2.	<i>Diagrama P-H ideal de refrigeración</i>	24
2.9.2.	<i>Ciclo real de refrigeración</i>	25
2.10.	Ciclo de simulación del A/C	26
2.10.1.	<i>Diagrama de flujo de simulación del sistema A/C</i>	27
2.11.	Aplicación de la termodinámica y transferencia de calor en el sistema A/C	28
2.12.	Instrumentación	29
2.12.1.	<i>Sensores de temperatura</i>	29
2.12.1.1.	<i>Termorresistencias</i>	30
2.12.1.2.	<i>Termopares</i>	30
2.12.1.3.	<i>Sensores electrónicos</i>	31
2.12.1.4.	<i>Sensor de temperatura NTC</i>	31
2.12.1.5.	<i>Tipos de termistores NTC</i>	32
2.12.2.	<i>Sensores de presión</i>	33
2.12.2.1.	<i>Sensores de presión absoluta</i>	33
2.12.2.2.	<i>Sensores de presión relativa</i>	34

2.12.2.3.	<i>Sensores de presión diferencial</i>	34
2.12.2.4.	<i>Manómetro</i>	35
2.12.3.	<i>Instrumentos para medir el caudal másico del sistema A/C</i>	35
2.12.3.1.	<i>Diferencia caudalímetros másicos y volumétricos</i>	36
2.12.3.2.	<i>Caudalímetros Coriolis</i>	36
2.12.3.3.	<i>Caudalímetros de presión diferencial laminar</i>	36
2.12.3.4.	<i>Caudalímetros térmicos</i>	37
2.13.	Dispositivos de control	37
2.13.1.	<i>PLC Logo V8</i>	37
2.13.2.	<i>Certificación y autorización de fabricación LOGO (cULus y FM)</i>	41
2.14.	Software Logo Soft Comfort V8 (Siemens)	41
2.15.	Automatización	42
2.15.1.	<i>Importancia de la automatización</i>	42
2.15.2.	<i>Automatización en la industria automotriz</i>	43
2.15.3.	<i>Sistemas de control</i>	43
2.15.3.1.	<i>Sistema de lazo abierto</i>	44
2.15.3.2.	<i>Sistema de lazo cerrado</i>	44
2.15.3.3.	<i>Diferencias de los tipos de sistemas de control</i>	45

CAPÍTULO III

3.	MARCO METODOLÓGICO	47
3.1.	Enfoque de la investigación	47
3.2.	Nivel de investigación	47
3.3.	Diseño de investigación	48
3.4.	Esquema termodinámico del sistema A/C automotriz	49
3.5.	Metodología de investigación	51
3.6.	Cronograma de planificación de actividades	51
3.7.	Desarrollo del banco de pruebas A/C automotriz	53
3.7.1.	<i>Construcción de la estructura metálica</i>	53
3.7.1.1.	<i>Selección de material</i>	54
3.7.2.	<i>Modificación de la carcasa del evaporador</i>	54
3.7.3.	<i>Construcción de caja hermética para el kit del evaporador modificado</i>	55
3.7.3.1.	<i>Conductividad térmica</i>	55
3.7.3.2.	<i>Flujo de calor en paredes planas</i>	56
3.7.3.3.	<i>Selección de material térmico</i>	57

3.7.4.	<i>Control de temperatura para el evaporador</i>	59
3.7.4.1.	<i>Sensor de temperatura NTC</i>	59
3.7.4.2.	<i>Resistencia eléctrica</i>	60
3.7.5.	<i>Control de temperatura para el electroventilador del condensador</i>	61
3.7.6.	<i>Controlador PID STC 1000</i>	62
3.7.6.1.	<i>Configuración del controlador</i>	62
3.7.6.2.	<i>Pin data del controlador STC 1000</i>	63
3.7.6.3.	<i>Estado de luz indicador</i>	64
3.7.7.	<i>Montaje del sistema de aire acondicionado automotriz</i>	64
3.7.7.1.	<i>Compresor</i>	65
3.7.7.2.	<i>Motor eléctrico</i>	66
3.7.7.3.	<i>Filtro deshidratador</i>	66
3.7.7.4.	<i>Electroventilador</i>	67
3.7.7.5.	<i>Condensador</i>	67
3.7.7.6.	<i>Kit del evaporador</i>	68
3.7.8.	<i>Líneas de alta y baja presión de aluminio</i>	69
3.7.9.	<i>Instalación eléctrica del sistema de aire acondicionado automotriz</i>	69
3.7.9.1.	<i>Proceso de activación y desactivación sistema A/C</i>	71
3.7.10.	<i>Acoples para transductores de presión</i>	72
3.7.11.	<i>Evacuación y carga en el aire acondicionado</i>	72
3.7.11.1.	<i>Vacío (evacuación) del sistema</i>	72
3.7.11.2.	<i>Carga de refrigerante</i>	73
3.7.11.3.	<i>Refrigerante R-134a</i>	74
3.8.	<i>Automatización en la recolección de datos del sistema de A/C</i>	75
3.8.1.	<i>Transductores de presión</i>	75
3.8.2.	<i>Resistance Temperature Detector (RTD)</i>	76
3.8.3.	<i>Transmisor de temperatura PT100 a 0-10V modelo 5 del grado</i>	77
3.8.4.	<i>Módulo de expansión</i>	77
3.8.5.	<i>PLC Logo 8</i>	78
3.8.6.	<i>Porta fusible RT 18-32</i>	78
3.8.7.	<i>Fusible cilíndrico</i>	79
3.8.8.	<i>Router TPLINK WIFI-ETHERNET WPS</i>	79
3.8.9.	<i>Fuente de poder</i>	80
3.8.10.	<i>Anemómetro</i>	81
3.9.	<i>Instrumentación de RTD y transductores de presión para la automatización</i> ...	81
3.10.	<i>Diagrama de conexión eléctrica para la automatización</i>	85

3.11.	Programación del controlador LOGO 8.....	88
3.11.1.	<i>Software Logo Soft Comfort V8.3</i>	88
3.11.2.	<i>Escalamiento analógico RTDs en controlador esclavo</i>	91
3.11.3.	<i>Escalamiento analógico para transductores de presión</i>	93
3.11.4.	<i>Diagrama de bloques para programación Rp</i>	96
3.11.5.	<i>Registro de datos analógicos, comunicación Logosoft y hoja excel</i>	97
3.11.6.	<i>Software Logo Web Editor.....</i>	101
3.11.7.	<i>Descarga de programación e interfaz al controlador LOGO</i>	101
3.12.	Desarrollo del módulo autómatas de aire acondicionado	104
3.13.	Calibración de sensores	105
3.14.	Ecuaciones físicas de propulsión del compresor	107
3.14.1.	<i>Consumo de energía del compresor</i>	108
3.14.2.	<i>Caracterización del motor eléctrico disponible</i>	109
3.15.	Ecuaciones termodinámicas para caracterizar el sistema A/C.....	109
3.15.1.	<i>Principio de conservación de energía en el compresor</i>	111
3.15.2.	<i>Principio de conservación de energía en el condensador</i>	114
3.15.3.	<i>Principio de conservación de energía en la válvula de expansión</i>	115
3.15.4.	<i>Balance de energía en el evaporador</i>	116
3.15.5.	<i>Método calorimétrico en el evaporador</i>	116
3.15.5.1.	<i>Calorímetro de flujo secundario en el evaporador.....</i>	116
3.15.6.	<i>Coefficiente de performance (COP)</i>	117
3.15.7.	<i>Transferencia de calor para el compresor</i>	118
3.15.8.	<i>Calor perdido por convección natural del compresor</i>	121
3.15.8.1.	<i>Expansión volumétrica</i>	121
3.15.8.2.	<i>Ecuación de movimiento del fluido.....</i>	121
3.15.8.3.	<i>Número de Grashof.....</i>	121
3.15.8.4.	<i>Convección natural sobre superficies.....</i>	122
3.16.	Matriz de ensayo	123

CAPÍTULO IV

4.	MARCO DE ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS.....	126
4.1.	Calidad en la lectura de datos para dispositivos de testeo	126
4.1.1.	<i>Caracterización de los dispositivos de testeo</i>	127
4.1.1.1.	<i>Validación de lectura de datos para los transmisores de presión</i>	127
4.1.1.2.	<i>Validación de lectura de datos para las termorresistencias RTDs tipo PT-100</i>	129

4.1.2.	<i>Desviación de testeo</i>	130
4.2.	Pruebas preliminares del sistema de aire acondicionado	130
4.2.1.	<i>Filtro deshidratador y tapa posterior del compresor defectuoso</i>	130
4.2.2.	<i>Déficit de presión en el circuito de refrigeración</i>	131
4.2.3.	<i>Acumulación de hielo en el circuito de succión</i>	131
4.2.4.	<i>Reubicación de los sensores de testeo</i>	132
4.2.5.	<i>Rango mínimo de control de temperatura en intercambiadores de calor</i>	132
4.3.	Caracterización del sistema de propulsión del sistema A/C	134
4.3.1.	<i>Torque del compresor y motor eléctrico</i>	134
4.3.2.	<i>Evaluación del banco de pruebas del sistema de aire acondicionado automotriz.</i>	135
4.3.3.	<i>Comparativa de un ciclo de compresión de vapor ideal vs real del módulo de pruebas del sistema A/C</i>	138
4.3.4.	<i>Comportamiento del compresor SD5H09</i>	139
4.3.5.	<i>Influencia de la temperatura del habitáculo en función a la potencia del compresor, flujo másico y eficiencias</i>	143
4.3.6.	<i>Influencia de la temperatura del habitáculo en función al coeficiente de desempeño energético, potencia calorífica del evaporador, potencia del compresor y temperaturas de descarga</i>	144
4.3.7.	<i>Influencia de la velocidad del ventilador centrífugo del evaporador en función COP, potencia calorífica del evaporador, potencia del compresor y temperaturas de descarga</i>	146
4.3.8.	<i>Influencia del caudal de aire del electroventilador del condensador en función al coeficiente de desempeño energético, potencia calorífica de evaporación, potencia del compresor y temperaturas de descarga</i>	148
4.4.	Incertidumbre en la adquisición de resultados	150
4.5.	Análisis económico	152
4.5.1.	<i>Costos de inversión directos</i>	152
4.5.1.1.	<i>Costo de materiales</i>	152
4.5.1.2.	<i>Costos de mano de obra</i>	155
4.5.1.3.	<i>Costo de transporte</i>	155
4.5.2.	<i>Costos de inversiones indirectos</i>	156
4.5.2.1.	<i>Precios de ingeniería</i>	156
4.5.2.2.	<i>Costos imprevistos</i>	156
4.5.3.	<i>Costo total de inversión</i>	156

CAPÍTULO V

5.	MARCO PROPOSITIVO	158
5.1.	Retos futuros	158

CAPÍTULO VI

6.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	159
6.1.	Conclusiones	159
6.2.	Recomendaciones	162

NOTACIÓN

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1:	Características de los diversos compresores del sistema A/C automotriz	17
Tabla 2-2:	Tipos de refrigerantes de uso automotriz.....	22
Tabla 2-3:	Resistividad y conductividad térmica del material	30
Tabla 2-4:	Unidades, símbolos y equivalencias de presión.....	33
Tabla 2-5:	Modelos de controladores PLC.....	38
Tabla 2-6:	Conexiones del controlador logo	38
Tabla 2-7:	Código de identificación LOGO	41
Tabla 2-8:	Certificación de cULus y FM	41
Tabla 3-1:	Análisis estructural.....	53
Tabla 3-2:	Propiedades mecánicas del ASTM A-36	54
Tabla 3-3:	Materiales y su conductividad térmica.....	56
Tabla 3-4:	Flujo de calor (W) emitido por la parte superior e inferior del kit del evaporador	57
Tabla 3-5:	Flujo de calor (W) emitido por la parte delantera del kit del evaporador	58
Tabla 3-6:	Flujo de calor (W) emitido hacia los laterales del kit del evaporador	58
Tabla 3-7:	Funcionamiento de luz testigo	64
Tabla 3-8:	Descripción técnica del microcontrolador de temperatura.....	64
Tabla 3-9:	Nomenclatura e identificación del compresor.....	65
Tabla 3-10:	Especificaciones técnicas del compresor de desplazamiento fijo	65
Tabla 3-11:	Especificaciones técnicas del motor eléctrico 110/220V	66
Tabla 3-12:	Especificaciones técnicas del filtro deshidratador	66
Tabla 3-13:	Especificaciones técnicas del electroventilador	67
Tabla 3-14:	Especificaciones técnicas del condensador	67
Tabla 3-15:	Especificaciones técnicas del evaporador	68
Tabla 3-16:	Propiedades del refrigerante R-134a.....	75
Tabla 3-17:	Especificaciones técnicas de transmisores y transductores de presión	76
Tabla 3-18:	Especificaciones técnicas de termocupla	76
Tabla 3-19:	Especificación técnica del Transmisor RTD.....	77
Tabla 3-20:	Descripción técnica del módulo de expansión	78
Tabla 3-21:	Especificaciones técnicas logo 8 12/24 RCE SIEMENS	78
Tabla 3-22:	Descripción técnica del portafusibles	79
Tabla 3-23:	Descripción técnica del fusible	79
Tabla 3-24:	Descripción técnica de la fuente de poder	80

Tabla 3-25:	Materiales utilizados para conexión e instalación eléctrica	80
Tabla 3-26:	Descripción técnica del anemómetro	81
Tabla 3-27:	Distribución de entradas del controlador (IP 192.168.0.3)	86
Tabla 3-28:	Distribución de entradas del controlador y módulo de expansión	87
Tabla 3-29:	Funciones de programación para los RTDs	92
Tabla 3-30:	Funciones de programación para transductores de presión.....	95
Tabla 3-31:	Instrucciones de programación para el registro de datos	98
Tabla 3-32:	Listado de componentes principales para el módulo A/C.....	105
Tabla 3-33:	Clasificación de la transferencia de calor por convección	118
Tabla 3-34:	Variables de monitoreo para indexar en las ecuaciones termodinámicas	124
Tabla 3-35:	Denominación de controles de los ventiladores de CC y CE.....	124
Tabla 3-36:	Matriz general de ensayo	125
Tabla 4-1:	Caracterización de los transductores de presión	128
Tabla 4-2:	Caracterización RTDs.....	129
Tabla 4-3:	Desviación de precisión sobre la medición.....	130
Tabla 4-4:	Matriz nominal de ensayo a 40°C en el habitáculo.....	136
Tabla 4-5:	Matriz de resultados del ensayo nominal	137
Tabla 4-6:	Tabulación de resultados a 40°C en el habitáculo	138
Tabla 4-7:	Incertidumbre en la obtención de resultados.....	152
Tabla 4-8:	Materiales utilizados para el módulo automatizado.....	153
Tabla 4-9:	Costo de mano de obra.....	155
Tabla 4-10:	Costos de transporte.....	155
Tabla 4-11:	Costo de ingeniería y detalle.....	156

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 2-1:	Curva teórica de desempeño	10
Ilustración 2-2:	Ubicación de sensores de temperatura y humedad en el exterior e interior del vehículo	11
Ilustración 2-3:	Posición del termómetro (1) y sicrómetro (2) en el panel de control	12
Ilustración 2-4:	Zona óptima de funcionamiento del compresor	13
Ilustración 2-5:	Temperatura en el vehículo	14
Ilustración 2-6:	Ciclo cerrado del sistema de aire acondicionado automotriz	15
Ilustración 2-7:	Conjunto de elementos de enfriamiento	16
Ilustración 2-8:	Compresor de tipo pistón	17
Ilustración 2-9:	Partes del compresor de tipo pistón.....	18
Ilustración 2-10:	Partes de un compresor de paletas.....	18
Ilustración 2-11:	Partes de un compresor de tipo Scroll	19
Ilustración 2-12:	Válvula de expansión del A/C.....	19
Ilustración 2-13:	Evaporador automotriz.....	20
Ilustración 2-14:	Elementos del evaporador	21
Ilustración 2-15:	Filtro secador o deshidratador	21
Ilustración 2-16:	Líneas de alta y baja presión	22
Ilustración 2-17:	Diagrama T-S de un ciclo ideal de refrigeración.....	24
Ilustración 2-18:	Diagrama P-H del ciclo de refrigeración.....	24
Ilustración 2-19:	Diagrama P-H para un ciclo real de refrigeración.....	25
Ilustración 2-20:	Diagrama de Molliere del ciclo VCRS.....	26
Ilustración 2-21:	Diagrama de flujo para simulación del sistema A/C	27
Ilustración 2-22:	Tipos de sensores de temperatura.....	29
Ilustración 2-23:	Ficha de funcionamiento del sensor de temperatura	31
Ilustración 2-24:	Sensor de temperatura NTC interior	32
Ilustración 2-25:	Sensor de temperatura NTC exterior.....	32
Ilustración 2-26:	Sensor de presión absoluta	33
Ilustración 2-27:	Sensor de presión relativa	34
Ilustración 2-28:	Sensor de presión diferencial	34
Ilustración 2-29:	Manómetro	35
Ilustración 2-30:	Funcionamiento del caudalímetro tipo Coriolis	36
Ilustración 2-31:	Flujo turbulento a flujo laminar	37
Ilustración 2-32:	Funcionamiento de un caudalímetro térmico	37

Ilustración 2-33:	Controlador PLC Logo 8.....	39
Ilustración 2-34:	(a) Estructura del logo 12/24 RC, (b) Estructura del módulo de expansión DM8 12/24R.....	40
Ilustración 2-35:	Interfaz de programación Logo Soft Comfort V8	42
Ilustración 2-36:	Componentes básicos de un sistema de control	44
Ilustración 2-37:	Sistemas de lazo abierto	44
Ilustración 2-38:	Sistema cerrado	45
Ilustración 2-39:	Sistema de lazo cerrado.....	45
Ilustración 3-1:	Diagrama de flujo de las etapas del proyecto.....	48
Ilustración 3-2:	Funcionamiento del aire acondicionado automotriz.....	49
Ilustración 3-3:	Esquema termodinámico	50
Ilustración 3-4:	Cronograma de actividades para el desarrollo del proyecto.....	52
Ilustración 3-5:	Análisis estructural con software ANSYS	53
Ilustración 3-6:	(a) Kit original del evaporador (b) Kit modificado del evaporador	55
Ilustración 3-7:	Conductividad térmica	57
Ilustración 3-8:	(a) Spray de espuma de uretano o poliuretano expandible, (b) poliestireno expandible (EPS).....	59
Ilustración 3-9:	Diagrama de bloques del control de temperatura	59
Ilustración 3-10:	Sensor de temperatura NTC 10 Kohm	60
Ilustración 3-11:	Resistencia eléctrica del evaporador de filamento	60
Ilustración 3-12:	Esquema eléctrico PID y evaporador	61
Ilustración 3-13:	Diagrama del control de velocidad del condensador.....	62
Ilustración 3-14:	Modos de uso del controlador de temperatura STC-1000.....	63
Ilustración 3-15:	Pin Data del controlador de temperatura STC1000.....	63
Ilustración 3-16:	Kit del evaporador	68
Ilustración 3-17:	Soldadura de acoples para alta y baja presión	69
Ilustración 3-18:	Instalación eléctrica del sistema de A/C.....	70
Ilustración 3-19:	Panel de control del sistema de A/C.....	71
Ilustración 3-20:	Adaptación de acoples.....	72
Ilustración 3-21:	Router-ETHERNET	79
Ilustración 3-22:	Ubicación de transductores de presión y termocuplas	82
Ilustración 3-23:	(a) Instalación de transductores de baja presión, (b) Instalación de transductores de alta presión	82
Ilustración 3-24:	Concentración del aceite en los componentes del sistema A/C	83
Ilustración 3-25:	Ubicación adecuada de termocuplas RTD	84
Ilustración 3-26:	Diagrama eléctrico de PLC	85

Ilustración 3-27:	(a) Conexión de conversión de señal de corriente a voltaje, (b) Diagrama de conversión de corriente a voltaje.....	86
Ilustración 3-28:	(a) Conexión de transmisores para RTDs, (b) Esquema eléctrico del transmisor	87
Ilustración 3-29:	Lenguaje de programación FUP.....	88
Ilustración 3-30:	Proyecto de red para controladores PLC Logo	89
Ilustración 3-31:	Variables en logo.....	90
Ilustración 3-32:	Topología maestro esclavo.....	90
Ilustración 3-33:	(a) Conexión de controladores mediante mapeo de variables, (b) Conexión de controladores mediante unión de bornes (arrastre)	91
Ilustración 3-34:	(a) Diagrama P-V para transductor de baja presión, (b) Diagrama P-V para transductor de alta presión.....	93
Ilustración 3-35:	(a) Escalonamiento para transductor de baja presión, (b) escalonamiento para transductor de alta presión.....	96
Ilustración 3-36:	Diagrama de bloques para determinar la relación de presión.....	97
Ilustración 3-37:	Generador de impulsos (PWM).....	98
Ilustración 3-38:	Programación para el registro de datos	99
Ilustración 3-39:	Conectividad y almacenamiento de datos	100
Ilustración 3-40:	Registro de datos en formato Excel.....	100
Ilustración 3-41:	Interfaz LWE.....	101
Ilustración 3-42:	Conexión de controladores PLC logo	102
Ilustración 3-43:	Conectividad y descarga del programa para el controlador Logo.....	102
Ilustración 4-44:	Inicio de sesión para la interfaz de programación	103
Ilustración 3-45:	Interfaz diseñada en LWE	103
Ilustración 3-46:	Banco de pruebas A/C automatizado	104
Ilustración 3-47:	Calibración de transductores de baja presión	106
Ilustración 3-48:	Calibración de transmisores de alta presión	107
Ilustración 3-49:	Tornillos de calibración (RTDs).....	107
Ilustración 3-50:	Relación de transmisión entre motor y compresor	108
Ilustración 3-51:	Diagrama P-H real de refrigeración	110
Ilustración 3-52:	Diagrama T-S real de refrigeración.....	110
Ilustración 3-53:	Conjunto hermetizado para aplicar calorimetría	117
Ilustración 3-54:	(a) Transferencia de calor por convección forzada, (b) Transferencia de calor por convección natural o libre, (c) Transferencia de calor por conducción	119
Ilustración 3-55:	Balance de energía del compresor SD5H09.....	120
Ilustración 4-1:	Segundo electroventilador (12V-CC).....	133

Ilustración 4-2:	Resistencia térmica (1000W)	133
Ilustración 4-3:	Rendimiento del compresor SD5H09.....	134
Ilustración 4-4:	Ciclo de compresión ideal de vapor	138
Ilustración 4-5:	Diagrama real P-H en condiciones nominales de funcionamiento.....	139
Ilustración 4-6:	Eficiencia isentrópica experimental del compresor SD5H09.....	140
Ilustración 4-7:	Eficiencia volumétrica experimental del compresor SD5H09	141
Ilustración 4-8:	Efectividad isentrópica del compresor	141
Ilustración 4-9:	Efectividad volumétrica del compresor.....	142
Ilustración 4-10:	(a) influencia del flujo másico y la temperatura del habitáculo, (b) influencia del trabajo del compresor y la temperatura del habitáculo (c) influencia de la temperatura de descarga y la temperatura del habitáculo, (d) influencia del calor absorbido evaporador y la temperatura del habitáculo.....	143
Ilustración 4-11:	(a) Influencia de la temperatura del habitáculo en función del COP, b) Influencia de la temperatura del habitáculo en función del COP con niveles de caudales en el condensador	144
Ilustración 4-12:	a) Influencia de la temperatura del habitáculo en función a la <i>Wcomp</i> , (b) Influencia de la temperatura del habitáculo en función a la <i>Wcomp</i> con controles en el evaporador, (c) Influencia de la temperatura del habitáculo en función del <i>Qevap</i> , (d) Influencia de la temperatura del habitáculo en función de la <i>Tdes</i>	145
Ilustración 4-13:	(a) Influencia del caudal de aire del evaporador y COP, (b) Influencia del caudal de aire del evaporador y COP con controles de caudal en el condensador (CC2-CC3).....	146
Ilustración 4-14:	(a) Influencia del caudal de aire del evaporador y <i>Qevap</i> , (b) Influencia del caudal del aire del evaporado y <i>Wcompresor</i> , (c) Influencia del caudal de aire del evaporador y <i>Tdes</i> , (d) Influencia del caudal del aire del evaporado y <i>mrefrigerante</i>	148
Ilustración 4-15:	(a) Influencia del caudal de aire del condensador y COP, (b) Influencia del caudal de aire del condensador y <i>Qevap</i> , (c) Influencia del caudal del aire del condensador y <i>Wcompresor</i> , (d) Influencia del caudal de aire del evaporador y <i>Tdes</i>	150
Ilustración 4-16:	(a) Incertidumbre existente entre temperatura habitáculo y COP, (b) Incertidumbre existente entre caudal de aire del evaporador y <i>Wcompresor</i> , (c) Incertidumbre existente entre caudal de aire del evaporador y <i>Tdes</i> , (d) Incertidumbre existente entre RP y la eficiencia isentrópica.	151

ÍNDICE DE ANEXOS

- ANEXO A:** BASE ESTRUCTURAL PARA EL SISTEMA A/C
- ANEXO B:** FICHA TÉCNICA DEL SENSOR DE TEMPERATURA DE TIPO NTC
- ANEXO C:** FICHA TÉCNICA DEL CONTROL DE TEMPERATURA PID STC-1000
- ANEXO D:** FICHA TÉCNICA DEL COMPRESOR SADEN SD5H09
- ANEXO E:** FICHA TÉCNICA DEL REGRIGERATE R-134^a
- ANEXO F:** FICHA TÉCNICA DEL LOS TRANSDUCTORES DE PRESIÓN DE LA SERIE TPS30
- ANEXO G:** FICHA TÉCNICA LOGO 12/24RCE SIEMENS
- ANEXO H:** FICHA TÉCNICA DEL MÓDULO DE EXPANSIÓN DEL CONTROLADOR LOGO
- ANEXO I:** FICHA TÉCNICA DEL MINI THERMO-ANEMOMETER SERIES
- ANEXO J:** CORRELACIONES EMPÍRICAS DEL PROMEDIO DE NUSSELT PARA CONVECCIÓN NATURAL
- ANEXO K:** DIMENSIONAMIENTO DEL COMPRESOR SANDEN SD5H09
- ANEXO L:** PROGRAMACIÓN DE TRANSMISORES DE PRESIÓN Y TERMORESISTENCIAS RTDs EN LOGO! SOFT COMFORT V8.3
- ANEXO M:** PROGRAMACIÓN DEL REGISTRO DE DATOS DE PRESIÓN Y TEMPERATURA DEL SISTEMA A/C EN LOGO! SOFT COMFORT V8.3
- ANEXO N:** TABLA DE CONECTORES LÓGICOS EN RELACIÓN CON LOS COMPONENTES DE TESTEO
- ANEXO O:** ANUARIO CLIMATOLÓGICO DE LA PRESIÓN ATMOSFÉRICA (RIOBAMBA 2022)
- ANEXO P:** MODELO TERMODINÁMICO EMPLEADO PARA CARACTERIZAR EL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO AUTOMOTRIZ DEL MÓDULO DE PRUEBAS
- ANEXO Q:** MATRIZ GENERAL DE ENSAYO E INCERTIDUMBRE A DIFERENTES CONDICIONES DE OPERACIÓN APLICANDO CONTROL DE TEMPERATURAS EN EVAPORACIÓN Y CONDENSACIÓN

RESUMEN

La carrera de Ingeniería Automotriz de la Facultad de Mecánica tiene bancos simuladores de aire acondicionado automotriz que no permiten realizar estudios de rendimiento del sistema bajo condiciones estacionarias, porque carecen de mecanismos para fijar las temperaturas en el evaporador y condensador e instrumentación para la adquisición de datos en tiempo real. El objetivo del presente trabajo es instrumentar y automatizar un nuevo banco de pruebas del sistema de aire acondicionado automotriz para evaluar su rendimiento bajo diversas condiciones de funcionamiento, con la posibilidad de controlar las temperaturas en los intercambiadores de calor y determinar el flujo másico del refrigerante. Para ello, se utilizaron componentes de medición industrial para adquirir datos de presión y temperatura del refrigerante R-134a en puntos característicos del ciclo. El sistema fue instrumentado con controladores Logo 8, transductores de presión y termorresistencias que tienen una desviación máxima de $\pm 1.46\%$ y $\pm 1.44\%$ K, respectivamente. La temperatura del aire en el evaporador se controló mediante una cámara climática y una resistencia de 1 kW para simular temperaturas del habitáculo entre (22 a 50) °C, mientras que, el control de la temperatura y el accionamiento del segundo ventilador en el condensador se realizó con controladores STC1000. La cámara climática del evaporador permite calcular el flujo másico de refrigerante mediante el método calorimétrico con una incertidumbre máxima de $\pm 4.85\%$. El banco de pruebas permite evaluar la influencia de la temperatura del habitáculo y del flujo de aire del condensador en el desempeño del sistema de aire acondicionado automotriz y, además, calcular las eficiencias y consumo del compresor, capacidad frigorífica y COP. El coeficiente de rendimiento del sistema mejoró un 21% al activar el segundo ventilador del condensador a una temperatura de habitáculo de 40°C, con una reducción del consumo del compresor de 110 W.

Palabras clave: <AUTOMATIZACIÓN>, <CONTROLADORES LOGO>, <CÁMARA CLIMÁTICA>, <FLUJO MÁSSICO>, <COEFICIENTE DE RENDIMIENTO>.

0268-DBRA-UPT-2024



SUMMARY

The Automotive Engineering career of the School of Mechanics has automotive air conditioning simulator benches that do not allow performing performance studies of the system under stationary conditions, because they lack mechanisms to set the temperatures in the evaporator and condenser and instrumentation for data acquisition in real time. The objective of this work is to instrument and automate a new automotive air conditioning system test bench to evaluate its performance under various operating conditions, with the possibility of controlling the temperatures in the heat exchangers and determining the refrigerant mass flow. For this purpose, industrial measurement components were used to acquire pressure and temperature data of the R-134a refrigerant at characteristic points of the cycle. The system was instrumented with Logo 8 controllers, pressure transducers and resistance thermometers that have a maximum deviation of $\pm 1.46\%$ and ± 1.44 K, respectively. The air temperature in the evaporator was controlled by a climatic chamber and a 1 kW resistor to simulate cabin temperatures between (22 to 50) °C, while, temperature control and drive of the second fan in the condenser was performed with STC1000 controllers. The evaporator climate chamber allows calculating the refrigerant mass flow by the calorimetric method with a maximum uncertainty of $\pm 4.85\%$. The test bench allows evaluating the influence of cabin temperature and condenser airflow on the performance of the automotive air conditioning system. In addition, calculating compressor efficiencies and consumption, cooling capacity and COP. The system coefficient of performance improved by 21% by activating the second condenser fan at a cabin temperature of 40°C, with a reduction in compressor consumption of 110 W.

Keywords: <AUTOMATION>, <LOGO CONTROLLERS>, <CLIMATE CHAMBER>, <MASS FLOW>, <COEFFICIENT OF PERFORMANCE>.



Lic. Sandra Paulina Porrás Pumalema, MSc.

C.I. 0603357062

INTRODUCCIÓN

Actualmente, el aire acondicionado automotriz es el sistema de refrigeración que más se ha utilizado en la automoción. Principalmente, fue diseñado para bajar la temperatura del habitáculo del automóvil de manera rápida y silenciosa logrando así un ambiente agradable para los ocupantes del vehículo. El sistema de aire acondicionado (A/C) es un ciclo de compresión de vapor que mediante un ciclo termodinámico de cuatro procesos (compresión, condensación, expansión y evaporación) se consigue un control continuo de la temperatura, humedad y movimiento del aire dentro del vehículo. Durante el funcionamiento del sistema, el motor térmico o eléctrico de un vehículo consume más energía para impulsar el compresor (Teknologi et al., 2016).

Hay diversas formas de estudiar el sistema de aire acondicionado automotriz, a través de campañas experimentales y mediante simulación utilizando programas computacionales. Para los experimentos, las pruebas de rendimiento se pueden realizar a través de componentes reales del vehículo y ensayos con equipos de prueba. El banco de pruebas es un equipo en el cual se instalan/acoplan componentes reales del sistema de aire acondicionado, por lo general, dispone de elementos básicos del sistema tales como compresor, condensador, evaporador, válvula de expansión y un sistema motriz del compresor. Generalmente, los bancos de pruebas utilizan un motor eléctrico en lugar de un motor térmico debido a la complejidad de adaptación en el banco de pruebas.

El análisis del sistema de refrigeración automotriz es mucho más complicado que el sistema de refrigeración estacionario por las diversas condiciones de operación del sistema, por ende, la rapidez del vehículo afecta directamente a la velocidad de rotación del compresor. La velocidad, el volumen, la temperatura y la dirección del flujo de aire deben ser ajustables en función a la conducción y condiciones climáticas en la que se encuentre. Mediante la automatización de recolección de datos y un sistema de control de temperatura del evaporador y flujo de aire del condensador, se ha desarrollado un banco de pruebas del sistema de aire acondicionado que es capaz de determinar el consumo energético del mismo en un punto específico de funcionamiento del sistema, permitiendo realizar una campaña experimental del banco experimental.

En condiciones de trabajo reales, la temperatura del A/C oscila frecuentemente. Por ende, existen dos variables que limita el análisis, la variación de temperaturas en el evaporador y condensador. El coeficiente de desempeño COP se ve afectado por ambas variables y también por el tipo de refrigerante utilizado en el sistema, mientras que el flujo másico, especialmente, se ve afectado por la rapidez del compresor (Gomaa, 2015).

CAPÍTULO I

1. DIAGNÓSTICO DEL PROBLEMA

1.1. Planteamiento del problema

El aire acondicionado automotriz tiene como finalidad ajustar la temperatura interior del vehículo o en el habitáculo manteniendo una temperatura agradable para todos sus ocupantes durante la conducción. Este sistema forma parte del sistema de climatización y calefacción de los automóviles actuales. En la carrera de Ingeniería Automotriz de la Facultad de Mecánica, se dispone de bancos simuladores del sistema de aire acondicionado automotriz, instrumentados con elementos propios del vehículo que facilitan a los estudiantes y docentes demostrar conceptos teóricos como prácticos que ayuda a comprender su principio de funcionamiento.

Los bancos de pruebas del sistema de aire acondicionado automotrices disponibles en la institución tienen la limitación de no realizar estudios del rendimiento del sistema considerando los procesos del ciclo de refrigeración (compresión, condensación, expansión y evaporación) en condiciones estacionarias, por lo tanto, no se pueden establecer condiciones fijas de operación ya que la temperatura en el condensador y evaporador cambian frecuentemente.

Además, los diferentes instrumentos a disposición no permiten la adquisición y recopilación de datos en un ordenador, por ello, se pretende instrumentar un banco de pruebas del sistema de aire acondicionado automotriz y posteriormente automatizar la adquisición de datos para evaluar el desempeño del sistema en diferentes condiciones de funcionamiento.

1.2. Justificación

Actualmente, la mayoría de los vehículos llevan implementado el sistema de aire acondicionado proporcionando confort y seguridad en los ocupantes, esto permite mantener una temperatura adecuada en el habitáculo dependiendo si se encuentra en un clima cálido o frío. Además, reduce el nivel de accidentes ya que, de cierta forma, mantiene despiertos a los ocupantes del vehículo.

El desempeño energético engloba la energía y consumo utilizado en el sistema de aire acondicionado, mediante el estudio en un vehículo, la cantidad de energía absorbida es del 80% entre sus componentes principales, así como también el consumo aumenta un 20% cuando un vehículo de tamaño medio circula a una velocidad de 88 km/h y con las ventanas abiertas, por

otra parte, a la misma velocidad, cerrada las ventanas y accionado el aire acondicionado el consumo de combustible aumenta un 10%. En lugares del mundo que posee niveles elevados de temperatura puede representar un incremento de hasta el 30% (Corral y Tello, 2016).

La automatización de la adquisición de datos del módulo A/C automotriz otorga prestaciones didácticas y tecnológicas, facilitando al estudiante la comprensión del funcionamiento del aire acondicionado. Además, se pretende controlar la temperatura del evaporador y flujo de aire del condensador para poder estimar el desempeño energético y consumo del compresor en puntos específicos de operación del sistema.

Por lo tanto, para determinar una temperatura estable en el condensador se controlará la velocidad del electroventilador, por otra parte, se construirá una cámara climatizada donde se podrá controlar la temperatura del fluido secundario (aire) mediante resistencias térmicas, generando el control de temperatura del evaporador. Con dispositivos electrónicos tales como: termopares, transductores de presión, potenciómetros, anemómetros, y controladores PLC para el registro de datos, con ello se puede ejecutar la automatización y ensayar el sistema.

Es indispensable resaltar que el banco de pruebas no climatizará ningún espacio sellado, únicamente se utilizará para temas prácticos donde se aplicará los conceptos teóricos adquiridos durante la formación profesional.

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo general

Automatizar la adquisición de datos en el banco de pruebas de aire acondicionado automotriz para medir el flujo másico y controlar las temperaturas de evaporación y condensación.

1.3.2. Objetivos específicos

- Construir una cámara climática para el evaporador que sea capaz de mantener una temperatura estable durante el funcionamiento del sistema de aire acondicionado automotriz.
- Instrumentar el sistema de aire acondicionado para adquirir datos en tiempo real de presiones, temperatura en los puntos característicos del ciclo, caudales de aire y refrigerante, y consumo del compresor.

- Ensayar el sistema de aire acondicionado automotriz en varios puntos de funcionamiento, fijando la temperatura de entrada al evaporador y condensador.
- Calcular el desempeño del sistema de aire acondicionado automotriz en términos de capacidad del evaporador, consumo del compresor y COP.

CAPÍTULO II

2. REVISIÓN DE CONOCIMIENTOS TEÓRICOS

2.1. Estado del arte

2.1.1. *Estado del arte internacional*

2.1.1.1. *“Desarrollo y evaluación de un banco de pruebas de aire acondicionado automotriz”*

Para el año 2016, se entrega como proyecto el trabajo “Desarrollo y evaluación de un banco de pruebas de aire acondicionado automotriz” de la Universiti Teknologi Malaysia, 81310 UTM Johor Bahru – Johor – Malasia, donde se aborda como: “el principal objetivo del proyecto es evaluar el rendimiento del sistema de aire acondicionado”. El estudio busca analizar el coeficiente de rendimiento (COP), la carga de refrigeración del sistema y el consumo de energía del compresor. La metodología de la investigación se fundamentó en un enfoque cuantitativo, se desarrolló el modelo del banco de pruebas y se instrumentó el sistema permitiendo determinar las condiciones de operación del sistema A/C.

Los resultados de la investigación se obtuvieron gráficamente mediante la variación de velocidad del ventilador del evaporador y la velocidad del aire a través del condensador. El coeficiente de rendimiento (COP) del sistema es mejor cuando la velocidad del ventilador es muy baja. El calor del sistema de enfriamiento del evaporador se ve afectado directamente por la velocidad del aire para eliminar el calor del sistema, lo que aumenta el efecto de enfriamiento del evaporador. Por otra parte, el consumo del compresor depende directamente de la cantidad de calor rechazado por el ventilador del condensador.

En términos numéricos, el COP del sistema disminuye al aumentar la velocidad del soplador del evaporador teniendo un COP máximo de 4.3 y un COP mínimo de 2.9, esto se debe al incremento de la temperatura de entrada del evaporador provocando consumo de energía. La potencia máxima consumida por el compresor es de 2.3 kW cuando no se fuerza al aire a través del condensador, pero si la velocidad del soplador del evaporador la potencia mínima consumida por el compresor es de 1.5 kW respectivamente. (Teknologi et al., 2016, pág. 59)

2.1.1.2. “Automatización del módulo de aire acondicionado”

Para el año 2013, en Medellín-Colombia en la dirección de proyectos pregrados especialización en Ingeniero Mecánico, se publica como trabajo de grado un proyecto relacionado con sistemas de aire acondicionado denominado: “Automatización del módulo de aire acondicionado del laboratorio de automatización y control”. A partir de un módulo se ha repotenciado el sistema con ayuda de la automatización. Su manipulación es mediante la programación de estrategias de control utilizando el software “STEP 7” de “Siemens” fabricante del PLC que gestiona las funciones del módulo A/C. Por otra parte, se ha facilitado la utilización mediante el uso de la red Ethernet de la Universidad Pontificia Bolivariana seccional Bucaramanga para establecer un vínculo entre el PLC y cualquier otro ordenador con acceso a la red. Esto es posible gracias a la interfaz Hombre-Máquina (HMI- Human Machine Interface) que permite el monitoreo y manipulación del sistema.(Espelata, 2013, pág. 12)

La automatización fue posible gracias a la instrumentación de módulos, componentes mecánicos y electrónicos para posteriormente ser comandados por la programación del PLC. El control del sistema encendido/apagado es mediante la programación del software STEP 7. En función a las necesidades con la interfaz HMI en la plataforma Microsoft Excel permite la supervisión y manipulación del sistema a diferentes condiciones de operación. También, fue fundamental realizar el manual de operación del sistema de A/C donde describe los pasos a seguir para la activación, desactivación, control y monitoreo del módulo.

2.1.2. *Estado del arte nacional*

2.1.2.1. “Estudio del sistema A/C donde influye el consumo de combustible, potencia del motor y confort térmico en el habitáculo de un automotor liviano”

Para el año 2016, en la facultad de ingeniería Mecánica de la “Escuela Politécnica Nacional” en Quito-Ecuador, se realizó un trabajo que trae como propuesta el estudio del A/C en el derroche de combustible, eficacia del motor y comodidad térmica en el interior del habitáculo de vehículos livianos, pretendiendo identificar la eficiencia del A/C a través de ciclos de conducción. La metodología aplicada para el análisis se basó en un enfoque cuantitativo, se seleccionó el modelo del vehículo para determinar los valores de cargas térmicas en la cabina, transferencia de calor, registro de datos como: temperatura y consumo de combustible durante la circulación de la ruta seleccionada.

Los resultados del estudio, nos dice que el confort térmico en la cabina esta entre los 22 y 27°C con humedad relativa entre 45% y 65%. La carga térmica del vehículo está relacionada con la incidencia de la radiación solar que depende de la superficie acristalada, bajo esta proposición, el consumo de combustible es menor en vehículos con área de incidencia disminuida.

En el Ecuador, cuando el vehículo se aproxima a nivel del mar e incluso en pruebas de carretera, aumenta el consumo de combustible, según el estudio realizado, en las ciudades como Otavalo es de 1.87 HP y en Tonsupa de 5.56 HP. La energía consumida por el compresor es superior a la energía que se disipa en el sistema por transferencia de calor. El vehículo en condiciones de pruebas con mayor altitud, el consumo de combustible aumenta en 3.38% hasta 6.38% con el sistema A/C en funcionamiento. (Acosta y Tello, 2016, pág. 74)

2.1.3. Estado de arte local

2.1.3.1. “Análisis del consumo combustible que genera el aire acondicionado al ser accionado por los usuarios en la ciudad de Riobamba”

Para el año 2022, en la ciudad de Riobamba-Ecuador en la dirección de proyectos Pregrado Especialización en Ingeniero Automotriz se publica como trabajo de grado un proyecto denominado “Análisis del consumo adicional de combustible que genera el uso del aire acondicionado a los usuarios en vehículos livianos en una ruta en la ciudad de Riobamba” El enfriamiento es necesario para ambientes con climas cálidos, generando confort y seguridad en los pasajeros del vehículo.

Este proyecto de titulación es de carácter investigativo, el principal análisis es determinar el consumo de combustible en pruebas reales de conducción cuando el sistema A/C este o no accionado. Ha optado por utilizar el método cualitativo, permitiendo conocer el rendimiento de los vehículos de prueba SA19R con 8.76%, SA19B un 8.96%, RIO17B UN 6.95% y el vehículo RIO19 B con 21.96%. El vehículo a prueba, opera con gasolina de 85 octanos (extra) y por medio de la aplicación Torque Pro se testea los datos en tiempo real del consumo (Barbecho y Rosero, 2022, pág. 18).

Mediante las rutas de prueba entre los cantones Guano, Riobamba y Chambo con pendientes positivas y negativas, se demuestra que el consumo depende de la velocidad del vehículo, tráfico vehicular y condiciones climáticas en la que se encuentre. Entonces, el vehículo con el A/C apagado consume 1.94 L, y con el A/C encendido consume 2.10 L.

2.2. Reseña histórica del aire acondicionado

El aire acondicionado fue introducido por Packard en 1939, sus componentes fueron: compresor, evaporador, receptor y secador. Mediante una correa o polea se conectaba el motor con el compresor del aire acondicionado, entre los años 1954 y 1955 se introdujo un embrague eléctrico y un control en el tablero del vehículo. GM introdujo el primer aire acondicionado montado en la parte frontal con un sistema de calefacción, en 1965 GM produjo en masa este sistema novedoso en todas sus unidades, sin embargo, este sistema novedoso que brindaba comodidad a los ocupantes del vehículo, pero también produjo varios impactos no tan alentadores por la implementación del A/C como en la economía y en el medio ambiente.

Harrison Radiators por parte de GM desarrolló el tubo de orificio de embrague de ciclismo (CCOT), que ayudo apagar el compresor durante un 1/3 de su tiempo de funcionamiento, dando resultados como un mejoramiento para ahorrar combustible, también desarrollo un refrigerante R-134a, que tiene un potencial de destrucción del medio ambiente y agotamiento del ozono. (Chidambaram, 2022, págs. 2–3)

2.3. Normativa del sistema de aire acondicionado automotriz

La finalidad de un sistema de climatización es mantener un grado de confort óptimo para las personas que ocupan un espacio con un mínimo consumo energético. El bienestar térmico implica la satisfacción subjetiva de la mente con las condiciones térmicas del entorno. El confort térmico se fundamenta en normas que asegura el confort y seguridad del ocupante.

2.3.1. Norma UNE-EN 7730:2006

La norma europea UNE-EN 7730:2006 se emplea para la evaluación del bienestar térmico en espacios interiores y edificaciones. Define un método para calcular el índice de temperatura operativa, que mide la comodidad térmica en áreas cerradas. Su principal propósito es asegurar que las condiciones térmicas en edificios sean adecuadas para las personas que los utilizan.

En resumen, esta norma proporciona directrices y técnicas para evaluar y garantizar el confort térmico en edificios, lo que resulta fundamental para crear ambientes interiores saludables y agradables para sus ocupantes. Es especialmente relevante en los campos de la ingeniería de climatización y la arquitectura, ya que contribuye a diseñar sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado que cumplan con los estándares de confort térmico requerido.

2.3.2. *ASHRAE 55*

También conocida como la norma ANSI/ASHRAE Estándar 55, es una norma desarrollada por la sociedad Estadounidense de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE) que establece las pautas para el confort térmico en edificios y espacios internos. Esta norma proporciona criterios y recomendaciones para mantener un ambiente térmico interior que sea cómodo y saludable para las personas. Define parámetros como la temperatura del aire, velocidad del aire, humedad relativa y otros factores que afectan la percepción del confort térmico. (Anguita et al., 2019, pág. 56)

La ASHRAE es ampliamente utilizada en el diseño y la evaluación de sistemas de climatización en edificios comerciales y residenciales para garantizar que se proporcionen condiciones de confort térmico. La norma se actualiza periódicamente para reflejar los avances en la comprensión del confort térmico y las tecnologías de climatización. Es importante consultar la versión más reciente de la norma para garantizar el cumplimiento de los estándares actuales.

Para la experimentación del aire acondicionado es necesario conocer las normas y documentos de producción de compresores y sistemas de aire acondicionado de los fabricantes. Posteriormente, se redacta una breve descripción del procedimiento seguido para estimar pruebas de eficiencia y rendimiento.

2.3.3. *NTC 3476: Sistema de aire acondicionado. Prueba y evaluación de componentes acondicionadores de aire (coolers) para vehículos*

La norma instituye condiciones para evaluar la eficiencia del sistema A/C como un conjunto independientemente del diseño particular de sus componentes, las cuales son:

- Temperatura ambiente de 32°C.
- Humedad relativa de 50%.
- Radiación solar de $600 \frac{W}{m^2}$.
- Acaloramiento: Con puertas y ventanas completamente cerradas y expuesto a la radiación solar, mantener una temperatura promedio de 40°C en el habitáculo.

El tiempo cero del análisis se aplica cuando se acciona el sistema de aire acondicionado y con el motor de combustión interna encendido, la prueba se realiza en tres etapas:

1. **Simulación de tránsito en ciudad:** Se realiza mediciones de temperatura durante 30 minutos (2min, 4min, 6min, 8min, 10min, 15min, 20min, 25min, y 30min) a una velocidad de 40Km/h.
2. **Simulación de tránsito rápido:** Posteriormente, se aumenta la velocidad a 60Km/h durante 20 minutos y se testea la temperatura cada 5 min.
3. **Simulación tránsito a alta velocidad:** Finalmente, se eleva la velocidad a 90Km/h durante 20 minutos y se registra los datos cada 5 minutos.

Para evaluar al sistema A/C se establecen dos criterios:

1. **Capacidad de refrigeración:** Durante los 10 minutos de haber iniciado la prueba la temperatura promedio en el habitáculo debe ser inferior a los 28°C.
2. **Capacidad de enfriamiento:** Después de completar las tres etapas, la temperatura promedio en el espacio interior (habitáculo) debe ser menor a los 23°C.

Para evaluar el desempeño, la gráfica obtenida del sistema A/C debe estar por debajo de la gráfica de desempeño.(Bossuet y Cely, 2005, pág. 38)

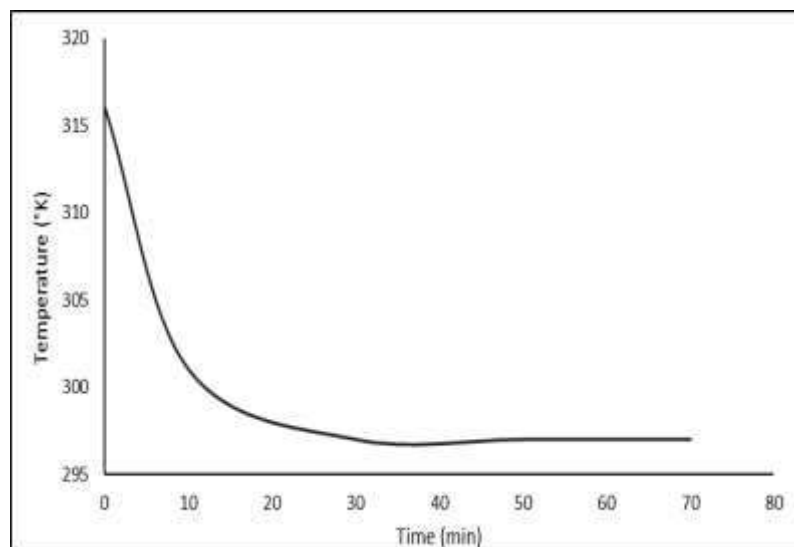


Ilustración 2-1: Curva teórica de desempeño

Fuente:(Bossuet, 2005).

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

En la ilustración 2-1 se determina la posición de los sensores ubicados en el interior de la cabina. Mediante ecuaciones se estima la temperatura promedio de la cabina T_{ca} , el asiento delantero T_{ad} , y el asiento posterior T_{ap} . El sensor de temperatura 9 y de humedad 11 son colocado en el exterior del vehículo.

$$T_{ca} = \frac{T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5 + T_6 + T_7 + T_8}{8} \quad (1)$$

$$T_{ad} = \frac{T_1 + T_2 + T_5 + T_6}{4} \quad (2)$$

$$T_{ap} = \frac{T_3 + T_4 + T_7 + T_8}{4} \quad (3)$$



Ilustración 2-2: Ubicación de sensores de temperatura y humedad en el exterior e interior del vehículo

Fuente: (Chica y Vinuesa, 2022, pág. 60).

Con el vehículo detenido y sin estar expuesto a la sombra, mantener el motor a ralentí durante 20 minutos. También, es necesario mantener una distancia inferior a 150 cm para prevenir obstáculos, de tal forma que facilite la libre circulación del aire. Mediante estas condiciones, se registran datos de presión, velocidad de soplado y temperatura cada dos minutos. Al culminar la prueba, la temperatura promedio en el habitáculo debe ser inferior a 27°C.

2.3.4. Verificación del rendimiento del compresor

Para realizar la prueba de rendimiento del sistema aire acondicionado automotriz se procede de la siguiente forma:

- Acoplar la manguera de carga (alta y baja) hacia el compresor.
- Con el motor encendido, mantener una velocidad de 2000 rpm.

- Ventanillas y puertas completamente abiertas.
- Colocar un termómetro de bulbo seco a la salida de aire frío (25-35) °C y colocar el sicroómetro cerca de la unidad de enfriamiento.
- Verificar la lectura del manómetro (200 - 220) PSI.

El sistema debe estar en funcionamiento hasta lograr estabilizar las temperaturas de los manómetros y termómetros en alta y baja.

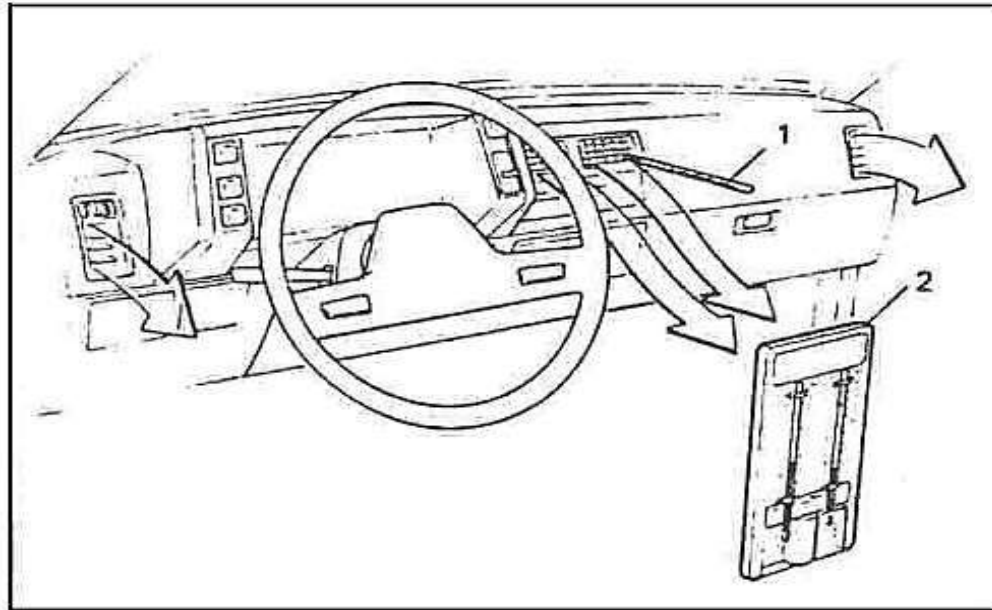


Ilustración 2-3: Posición del termómetro (1) y sicroómetro (2) en el panel de control

Fuente: (Bossuet y Cely, 2005).

Nota: Si el valor del manómetro es elevado, hay que verter agua en el condensador. - Si es muy bajo, hay que cubrir la superficie delantera del condensador.

Al momento de estabilizar las lecturas, se determina la humedad relativa y la diferencia de temperaturas entre la entrada y salida del sistema. Con estas dos variables se posiciona un punto en la curva característica estándar por lo que debe estar ubicada dentro de la zona óptima de desempeño.

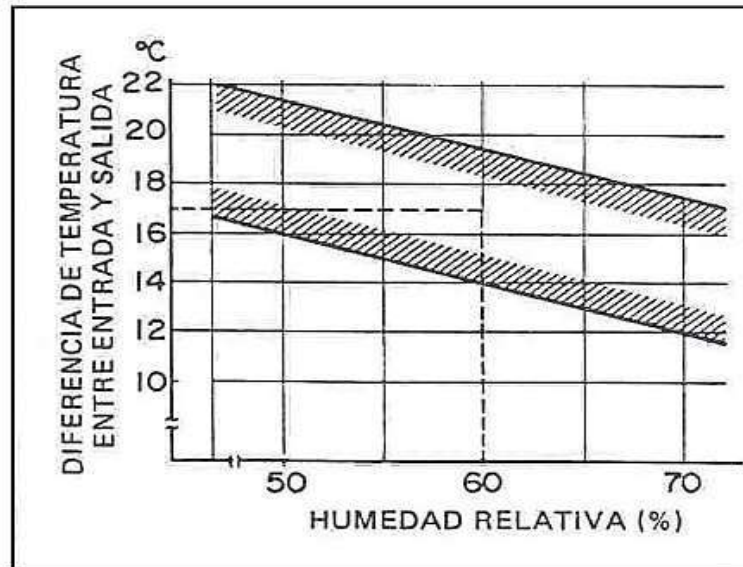


Ilustración 2-4: Zona óptima de funcionamiento del compresor

Fuente: (Bossuet, Cely, 2005).

2.4. Confort y seguridad

El cuerpo humano debe conservar una temperatura interna próxima a los 36°C o 37°C para prevenir problemas en el organismo. En el instante que el organismo identifica temperaturas mínimas, el cuerpo humano tiende a temblar para generar calor, si la temperatura continúa descendiendo, el organismo actúa y protege a los órganos vitales, parte del flujo de calor circulante en la sangre e impide pérdidas de calor, el organismo no remite sangre a los órganos considerados no vitales, ejemplo: pérdida de dedos u orejas generados por el frío. Si la temperatura baja más de lo considerado, la mayoría de los organismos deja de trabajar terminando la vida del organismo con hipotermia.

Caso contrario, si la temperatura interna tiende a incrementarse, el organismo empieza a sudar (gotas de agua) para disipar el calor al medio ambiente, si la temperatura continúa incrementándose correría el riesgo de deshidratación y el organismo perecería. Por ende, es importante ayudar al organismo con otro tipo de protecciones, como es el vestuario. Cuando la temperatura y humedad del medio ambiente no ha sido lo suficientemente adecuado, se ha visto necesario implementar sistemas de aire acondicionado. (Hernández y Sandoval, 2018, pág. 10)

La implementación de estos sistemas es relativamente importante, ya que puede brindar comodidad y seguridad a los pasajeros. Su función principal es proporcionar confort térmico a los ocupantes por medio de control de temperatura, control de humedad y reducción de contaminantes. La climatización en los vehículos eleva la seguridad activa, con la irradiación

solar, el calor incrementa la temperatura del habitáculo produciendo una sensación desagradable en la cabina del automotor. Una temperatura elevada influye negativamente en el bienestar de las personas, sus efectos se asemejan a los efectos provocados por el alcohol.

Temperaturas en un turismo de clase media		
a: tiempo en circulación 1 h temperatura ambiental 30 °C radiación solar sobre el turismo		
Área	con climatizador	sin climatizador
Cabeza	23 °C	42 °C
Tórax	24 °C	40 °C
Pie	28 °C	35 °C

Ilustración 2-5: Temperatura en el vehículo

Fuente: (Nulle, 2020).

La temperatura ambiente varía en función al tipo de lugar, según (Mohd Yunus et al., 2016, pág. 5), el nivel de confort de la cabina está en el rango de 22 a 24 °C y el rango de confort de la humedad relativa está entre 40% a 60 %. Si las temperaturas sobrepasan los 25 °C a 35°C la percepción sensorial disminuirá hasta un 20% asemejándose a un nivel de alcohol de 0.5 en la sangre.

2.5. Conceptos básicos aplicados en el sistema de aire acondicionado automotriz

- **Refrigeración.** - La refrigeración se fundamenta básicamente en la transferencia de calor de un lugar a otro.
- **Calor.** - El calor es la transferencia de energía térmica que puede ser aprovechado para producir trabajo, se puede transferir en diferentes cuerpos o diferentes zonas de un mismo cuerpo que se encuentran a distintas temperaturas.
- **Temperatura.** - La Temperatura es una medida escalar de la intensidad de calor de un cuerpo, se puede medir escalas de Fahrenheit, Centígrada, Absoluta.
- **Presión.** – Es la medida de la fuerza que se aplica a una superficie específica.
- **Transferencia de calor.** - Se transfiere de un cuerpo más caliente al más frío, existen tres métodos como: conducción, convección, radiación.
- **Calor sensible.** - Es el calor que cambia de temperatura de una sustancia.

- **Calor latente.** - Es el calor que convierte un sólido en líquido, o un líquido en estado gaseoso sin cambiar su temperatura.

2.6. Ciclo básico de refrigeración automotriz

El ciclo de aire acondicionado automotriz es un circuito cerrado donde el fluido se enfría mediante un enfriador u otro método de intercambio de calor, por ende, los vehículos poseen un circuito cerrado donde existe un radiador que se enfría por las corrientes de aire, una bomba o compresor que lleva el refrigerante por medio del intercambiador de calor, este ciclo se repite una y otra vez. Los principales componentes para el ciclo cerrado son: Evaporador, Compresor, Condensador, Válvula de expansión, Filtro Secante y Refrigerante (Cooling process case studies, 2021, pág.9).

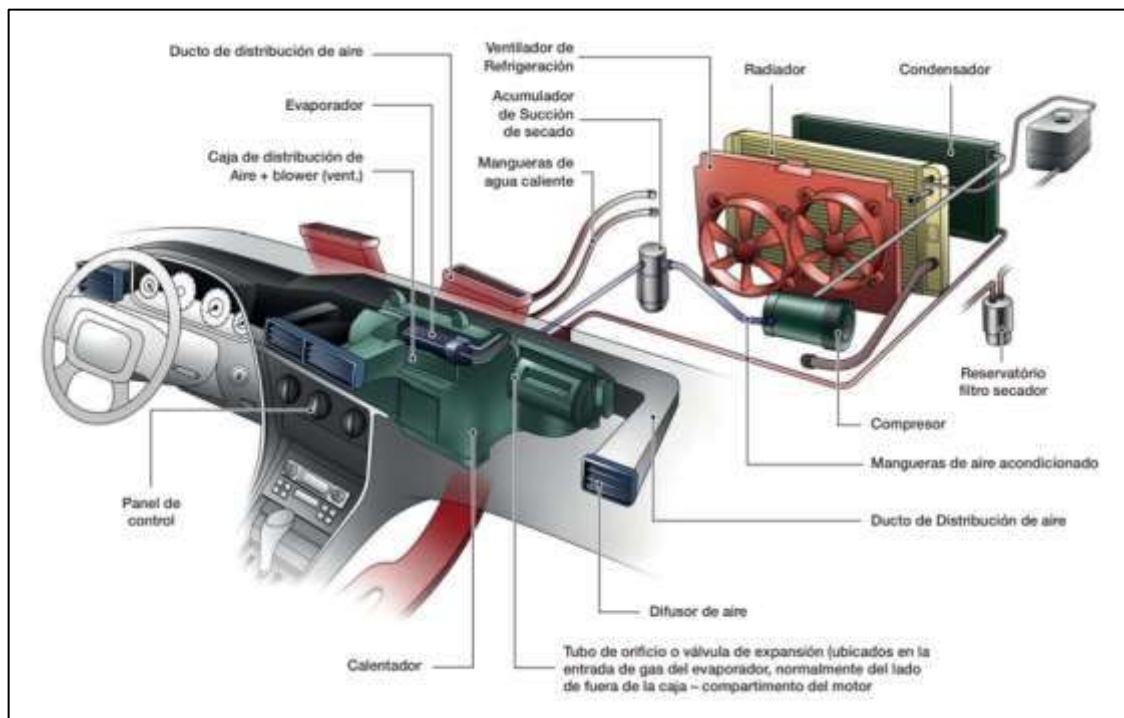


Ilustración 2-6: Ciclo cerrado del sistema de aire acondicionado automotriz

Fuente: (MAHLE, 2018).

2.7. Principio de funcionamiento de los componentes de refrigeración

2.7.1. Condensador

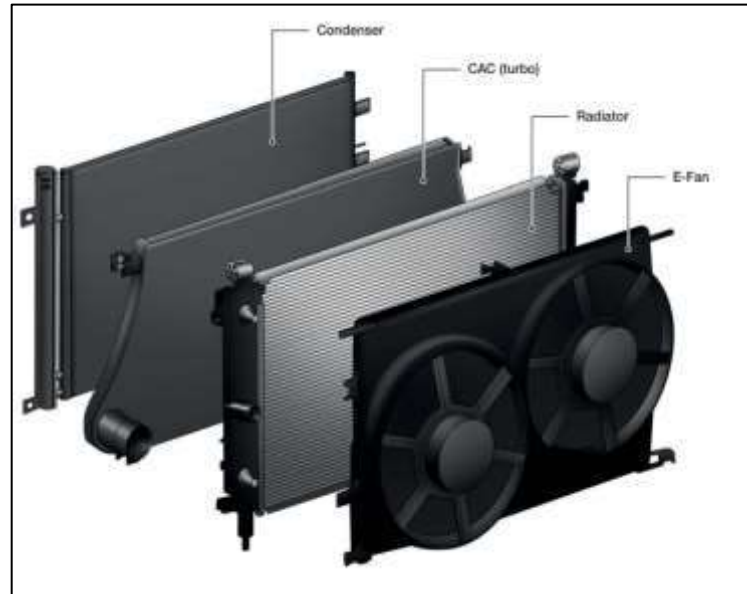


Ilustración 2-7: Conjunto de elementos de enfriamiento

Fuente: (MAHLE, 2018).

Es un intercambiador de calor utilizado en la industria automotriz para enfriar el refrigerante de alta presión y temperatura los cuales provienen del compresor. El condensador intercambia calor mediante ventilación de aire. El refrigerante ingresa al condensador como vapor sobrecalentado y a la vez sale como líquido subenfriado o saturado.

El requerimiento de potencia para el acondicionamiento dependerá de la capacidad de transferencia de calor del condensador, es decir la presión, temperatura, área de transferencia de calor, velocidad del vehículo, condiciones climáticas y propiedades del refrigerante son los elementos clave para la efectividad del condensador. Al ser refrigerado por aire los ventiladores a bajas velocidades tienden a tener problemas de intercambiar calor, donde la contribución del viento es baja. Por lo que su velocidad es regulable, es decir, tienen más de una velocidad, las cuales son ajustadas por transistores o por PWM.

2.7.2. Compresor



Ilustración 2-8: Compresor de tipo pistón

Fuente: (MAHLE, 2018).

Es un dispositivo mecánico del sistema de aire acondicionado automotriz, permite comprimir el refrigerante generando elevadas presiones y temperaturas a través del sistema. Generalmente, funcionan con motores de corriente continua en vehículos convencionales y con sistemas de funcionamiento de embrague magnético o poleas. En vehículos híbridos o eléctricos funcionan a través de motores eléctricos trifásicos trabajando con corriente alterna de tres fases siendo más eficientes que los compresores convencionales.

El rendimiento de un compresor se evalúa en función a la energía útil para mover el fluido y la cantidad de refrigerante que pueda entregar. En el sector automotriz, los compresores utilizados son: de desplazamiento fijo, desplazamiento variable, los de tornillo rotativo y Scroll.

Tabla 2-1: Características de los diversos compresores del sistema A/C automotriz

Tipos de compresor	Desplazamiento (cm^3)	Potencia del compresor a 1800 rpm (kW)	Capacidad de refrigeración 1800 rpm (kW)	n_s (%)	n_v (%)	Sector automotriz (%)
Desplazamiento fijo	80-200	1.48-3.6	2.94-7.2	45-70	50-69	66% bajando
Desplazamiento variable	120-170	Aprox. 2.8	Aprox. 6	45-70	60-74	14% subiendo
Scroll	60-115	Aprox. 1.71	Aprox. 2.33	60-80	85-95	12% subiendo
Tornillo rotativo	70-142	1.6-2.85	3-6.4	50-70	75-85	8% subiendo

Fuente: (Pineda, 2013).

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

- De tipo alternativo son de pistón.
- De tipo rotativo son de tipo paletas y de tipo Scroll.

2.7.2.1. Compresor de tipo pistón

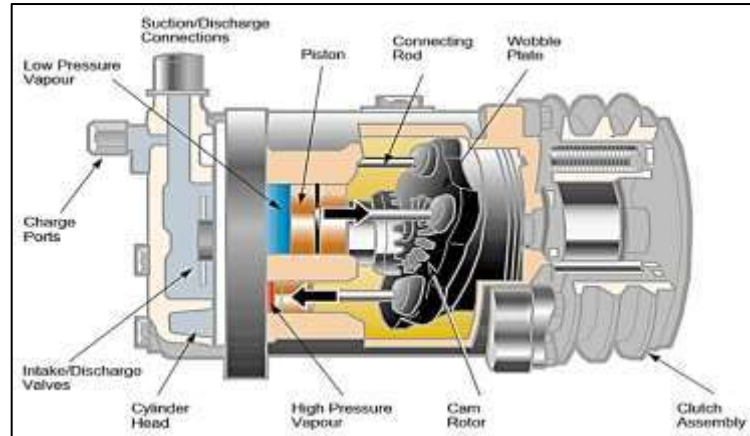


Ilustración 2-9: Partes del compresor de tipo pistón

Fuente: (Automotriz, 2021).

Su forma de encendido y apagado (ON/OFF) es por medio de la bobina del embrague, su principal característica es el cambio de longitud de carrera y control de la cantidad de refrigerante en la succión.

2.7.2.2. Compresor de paletas

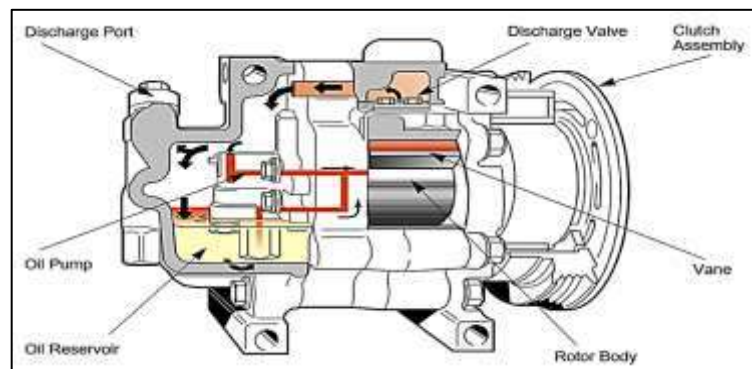


Ilustración 2-10: Partes de un compresor de paletas

Fuente: (Automotriz, 2021).

Es de menor tamaño que un compresor de pistón, estos tipos de motores suelen tener vehículos de baja potencia, dispone de pocas partes móviles por lo que es más liviano, sin embargo, sus materiales no superan la durabilidad de un compresor de tipo pistón.

2.7.2.3. Compresor de tipo Scroll

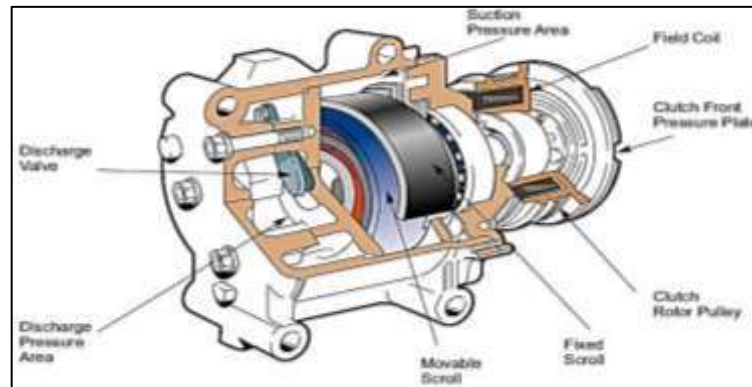


Ilustración 2-11: Partes de un compresor de tipo Scroll

Fuente: (Automotriz, 2021).

Dispone de dos partes, una parte fija y una móvil, son compresores de alta eficiencia volumétrica de alrededor del 100%, es un compresor muy silencioso emitiendo pocas vibraciones.

2.7.3. Válvula de expansión



Ilustración 2-12: Válvula de expansión del A/C

Fuente: (Rodríguez, 2022).

La válvula de expansión de control electrónico utilizada en la industria automotriz reduce el retraso en el control del flujo másico de refrigerante, reduciendo la carga térmica y el trabajo realizado por el compresor, así como, reducir la fluctuación en la velocidad del compresor. La válvula de expansión electrónica (EEV) se caracteriza por mantener un nivel óptimo de subenfriamiento, ayudando en el ahorro de energía de un 10% durante el funcionamiento de la

bomba de calor. Si se realiza una comparación de una EEV con una válvula de expansión termostática tenemos las siguientes ventajas:

- Ahorran energía y son ideales para trabajar con cargas que sufren graves variaciones.
- Es accionada por un motor a pasos controlada por un microprocesador.
- Son compatibles con todos los refrigerantes R-22, R-134, R-404, R-407, Amoniaco, CO2.
- Llegan a cumplir una capacidad frigorífica desde 1Kw hasta 250Kw.

2.7.4. Evaporador



Ilustración 2-13: Evaporador automotriz

Fuente: (Donado, 2020).

El refrigerante al perder parte de su calor cambia de estado (líquido a vapor) el cual circula por el conducto del evaporador. El líquido refrigerante ingresa al evaporador por la línea de baja a presión y temperatura relativamente inferiores. Cuando las moléculas del refrigerante recorren por los conductos necesitan mayor energía, esta energía se traduce en forma de calor del aire que rodea al evaporador, de esta manera pasa de estado líquido a vapor.

El calor latente de evaporación experimenta un cambio de estado sin que se modifique su temperatura, el vapor absorbe el calor latente convirtiéndose en sobrecalentamiento, el ventilador del evaporador toma el aire circulante y lo fuerza a circular sobre la superficie del evaporador cediendo su calor por medio de las aletas del evaporador por convección. Estas aletas ceden su calor por conducción al vapor del refrigerante, el aire ahora enfriado se reintegra al habitáculo. (MAHLE, 2018, pág. 5)

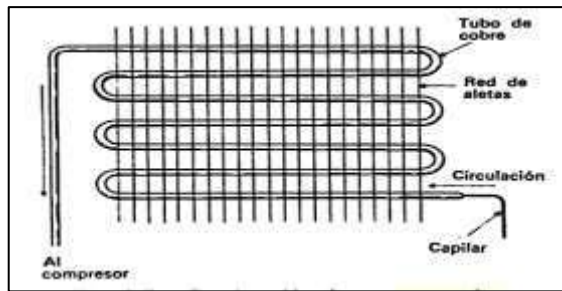


Ilustración 2-14: Elementos del evaporador

Fuente: (MAHLE, 2018).

Finalmente, al salir del evaporador, el vapor sobrecalentado ingresa a las cañerías de aspiración que se conectan al compresor para empezar nuevamente el ciclo. En resumen, el ciclo de aire acondicionado enfriado por la circulación del refrigerante a una velocidad considerable va reduciendo gradualmente la temperatura de un espacio cerrado.

2.7.5. Filtro secador

Retiene la humedad del sistema, es decir, el agua genera que el rendimiento del sistema no sea eficiente debido a que no se evapora correctamente a las presiones y temperaturas. Este fluido es incompresible por lo que su presencia en el sistema generaría daños en el compresor dañando válvulas, retenedores y demás controles del sistema. El filtro secador posee materiales deshidratantes como alúmina activa, sulfato de calcio, gel de sílice que ayudan a retener la humedad.



Ilustración 2-15: Filtro secador o deshidratador

Fuente: (VALEOSERVICE, 2022).

2.7.6. Refrigerante

El refrigerante es un líquido que, a baja presión y temperatura, absorbe calor mediante la evaporación y lo libera a temperaturas más altas y baja presión a través de condensación, por lo que el calor latente de vaporización del refrigerante produce el enfriamiento, es decir, el calor del ambiente se transfiere al refrigerante permitiendo que éste se evapore. En la tabla 2-2 se muestra los diferentes tipos existentes de refrigerantes utilizados en la industria automotriz.

Tabla 2-2: Tipos de refrigerantes de uso automotriz

REFRIGERANTES AUTOMOTRICES			
Refrigerante	Viscosidad	Vida útil / horas	Aplicación
R-134a	ISO 46	12.000	A/C automotriz
R-134ayf	ISO 46	12.000	A/C automotriz para modelos a partir de 2017
R-134a, R-134yf, R-404a, R-449a, R-452a	ISO 100	12.000	A/C automotriz para transporte refrigerado a partir de 2017.
R-134a, R-134yf, R-404a, R-449a, R-452a	ISO 46	12.000	A/C automotriz para transporte refrigerado a partir de 2017.
R-22, amoníaco	SUS 500	4.000	A/C residencial, comercial e industrial. No para uso automotriz.

Fuente: (Ramos, 2021).

Realizado por: Centeno H., Cayambe J, 2023.

2.8. Línea de succión y descarga

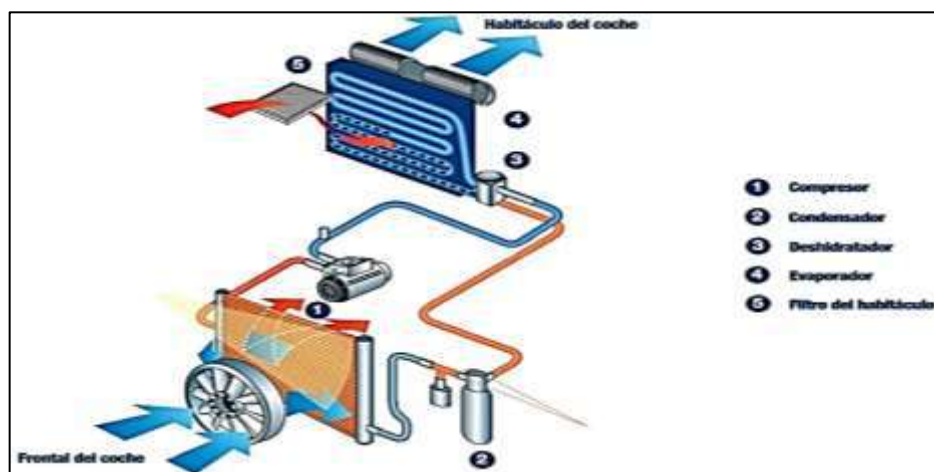


Ilustración 2-16: Líneas de alta y baja presión

Fuente: (Aguilar, 2018).

Por lo general, el sistema de enfriamiento se divide en dos secciones de trabajo (alta y baja presión). El refrigerante circulante en el sistema pasa por diversas etapas variando su temperatura y presión. Las cañerías generalmente son de cobre, plásticas o de aluminio los cuales deben ser inmunes a las corrosivos de los aditivos de los refrigerantes.

- La línea de succión es aquel conducto por el cuales circula el refrigerante, entre el compresor y evaporador, está incluido en el circuito de baja presión.
- La línea de descarga es aquella que se conecta entre el compresor y el condensador, está incluido en el circuito de alta presión,

2.9. Ciclo de refrigeración del aire acondicionado automotriz

El sistema de aire acondicionado por lo general funciona bajo el principio del sistema VCR (vapor-compression refrigeration) que opera mediante un fluido denominado refrigerante para absorber y disipar calor.

2.9.1. Ciclos de refrigeración ideal

2.9.1.1. Diagrama T-S ideal de refrigeración

El diagrama temperatura entropía (T-S) de la ilustración 2-17 se utiliza para examinar las irreversibilidades del sistema con la finalidad de perfeccionar la eficiencia de este al optimizar los puntos críticos que más afecte el rendimiento del sistema. Además, facilita el análisis de las eficiencias politrópicas o isentrópicas mediante ecuaciones que se describirán más adelante. El diagrama representa un ciclo ideal, por ende, se pueden apreciar puntos sobre la línea de líquido y vapor saturado, mientras que en un ciclo real las líneas no necesariamente se encuentran en esos puntos debido a la complejidad de mantener al refrigerante en ese estado. (Pineda, 2013, pág. 13)

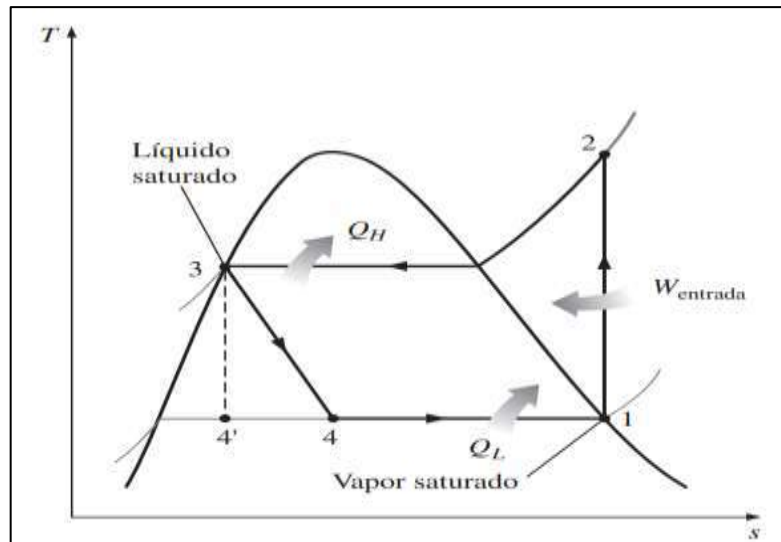


Ilustración 2-17: Diagrama T-S de un ciclo ideal de refrigeración

Fuente: (Cengel, Boles 2011).

2.9.1.2. Diagrama P-H ideal de refrigeración

La ilustración 2-18 representa el diagrama presión entalpía (P-H), ayuda a analizar el calor y el trabajo transferido para determinar el rendimiento del sistema. Durante su proceso de funcionamiento existen dos presiones de trabajo denominados alta y baja presión. En un ciclo real de funcionamiento existen variaciones debido a la caída de presiones generado por las cañerías. Mediante el análisis de entalpías y flujo másico del refrigerante es posible determinar la capacidad de refrigeración, condensación, y el trabajo generado por el compresor, esto permite calcular el punto óptimo de rendimiento (COP) del sistema (Pineda, 2013, pág. 13).

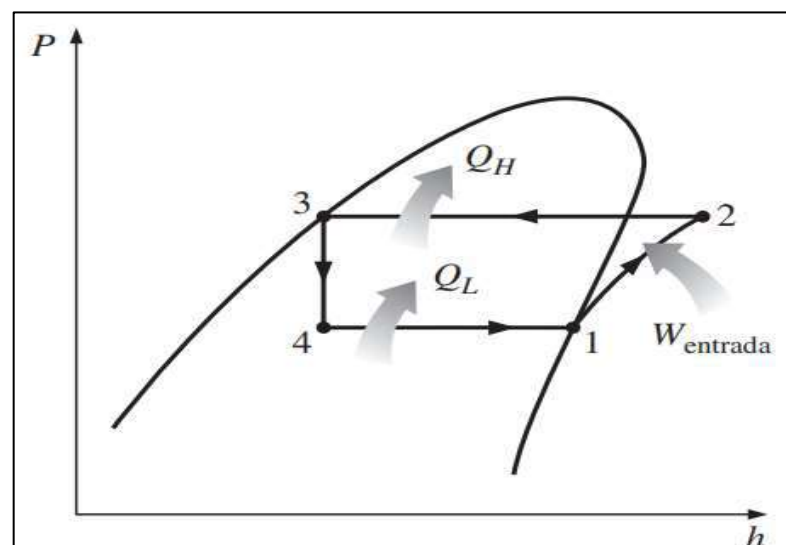


Ilustración 2-18: Diagrama P-H del ciclo de refrigeración

Fuente: (Cengel, Boles 2011).

2.9.2. Ciclo real de refrigeración

En la ilustración 2-19 representa el ciclo de operación del sistema VCR mediante el diagrama de presión-entalpía. Como se puede apreciar en el diagrama, la sección 1-2 representa el sobrecalentamiento del líquido refrigerante antes de ingresar al compresor, mediante este proceso, anula la compresión del líquido refrigerante en el interior del compresor evitando dañar el componente. En esta etapa de sobrecalentamiento marginal del refrigerante aumenta el COP, por otra parte, tiene como desventaja el incremento del trabajo del compresor por kilogramo (kg) de refrigerante circulante en el sistema generando la disminución del COP en el ciclo de refrigeración.

La sección 5-6 representa la etapa de subenfriamiento, durante este proceso aumenta la eficiencia del sistema ya que la cantidad de calor disipado por kg de refrigerante circulado es mayor. Un mal subenfriamiento imposibilita que la válvula de expansión dosifique correctamente el líquido refrigerante en el evaporador dando como resultado la ineficiencia del sistema A/C.

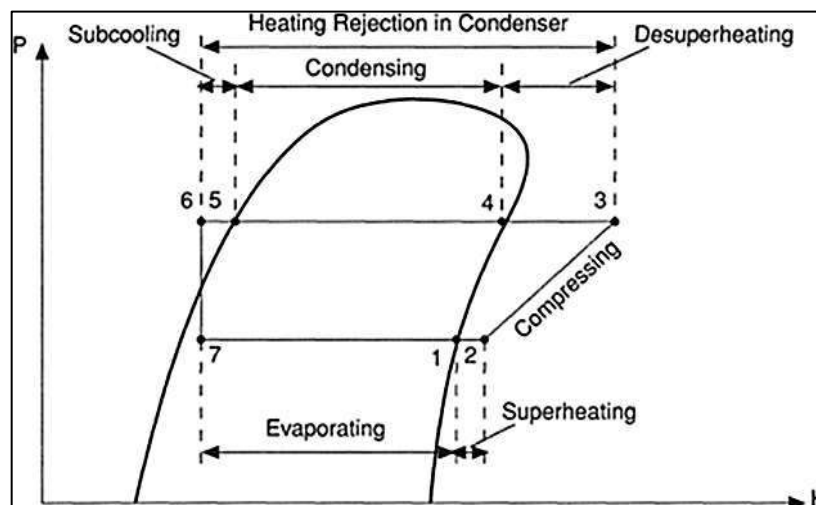


Ilustración 2-19: Diagrama P-H para un ciclo real de refrigeración

Fuente: (Pineda, 2013).

- 1-2 Proceso de supercalentamiento
- 2-3 Proceso de compresión
- 3-4 Proceso de des sobrecalentamiento
- 4-5 Proceso de condensación

- 5-6 Proceso de subenfriamiento
- 6-7 Proceso de expansión
- 7-1 Proceso de evaporación

Además del subenfriamiento y sobrecalentamiento del refrigerante, el fluido circulante en la sección 2-3 en estado de vapor sobrecalentado se denomina etapa de compresión, por ende, la presión y temperatura del gas aumenta gracias al compresor teniendo así un incremento en la entalpía. Posteriormente, en la sección 4-5 en la etapa de condensación, el gas comprimido se enfría, se condensa hasta lograr la fase líquida dando como resultado el descenso de la entalpía. En la sección 6-7 el refrigerante a alta presión se expande, donde la presión disminuye repentinamente sin variar su entalpía, ha este proceso se lo denomina Expansión, y finalmente en la sección 7-1 se tiene el proceso de evaporación, en esta etapa el refrigerante se encuentra a baja presión y temperatura en estado líquido, para vaporizarse tiene que absorber calor e incrementa su entalpía. Este proceso es cíclico ya que el refrigerante cambia de estado en cuestión de segundos proporcionando confort en el habitáculo. (Chidambaram, 2022b: pág.4)

2.10. Ciclo de simulación del A/C

Para condiciones operativas del sistema y parámetros de entrada, el ciclo provee características generales del rendimiento del sistema basadas en la convergencia del evaporador, presión y sobrecalentamiento a la salida del evaporador. El diagrama de Molliere (P-H) del ciclo VCRS se muestra en la ilustración 2-20.

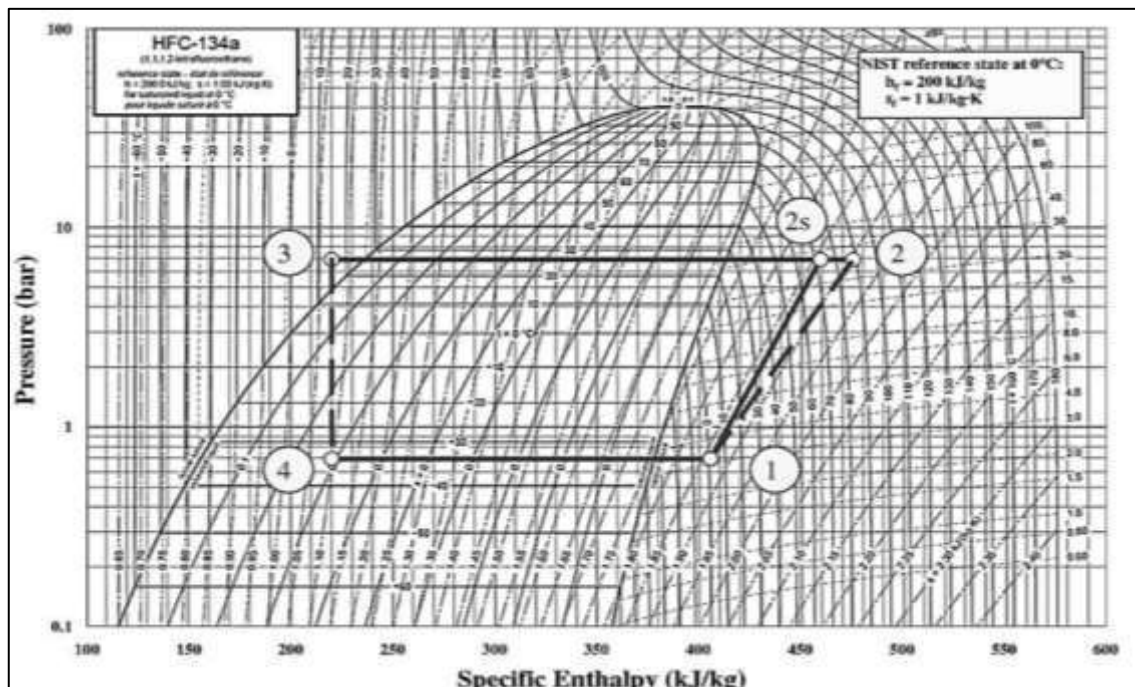


Ilustración 2-20: Diagrama de Molliere del ciclo VCRS

Fuente: (Suriyakumar y Anbazhagan, 2022).

2.10.1. Diagrama de flujo de simulación del sistema A/C

La ilustración 2-21 es una representación gráfica empleada para visualizar cómo se simula o modela un sistema de aire acondicionado utilizando software de simulación. El diagrama tiene incorporado símbolos y bloques que representan los componentes del sistema, como unidades de refrigeración, ventiladores intercambiadores de calor, sensores, entre otros. Esta representación gráfica ayuda a comprender y diseñar un sistema de aire acondicionado, así como, para evaluar su desempeño en diversas condiciones de operación. Además, facilita en la toma de decisiones sobre el diseño y la optimización de sistemas de climatización para edificios y otros espacios.

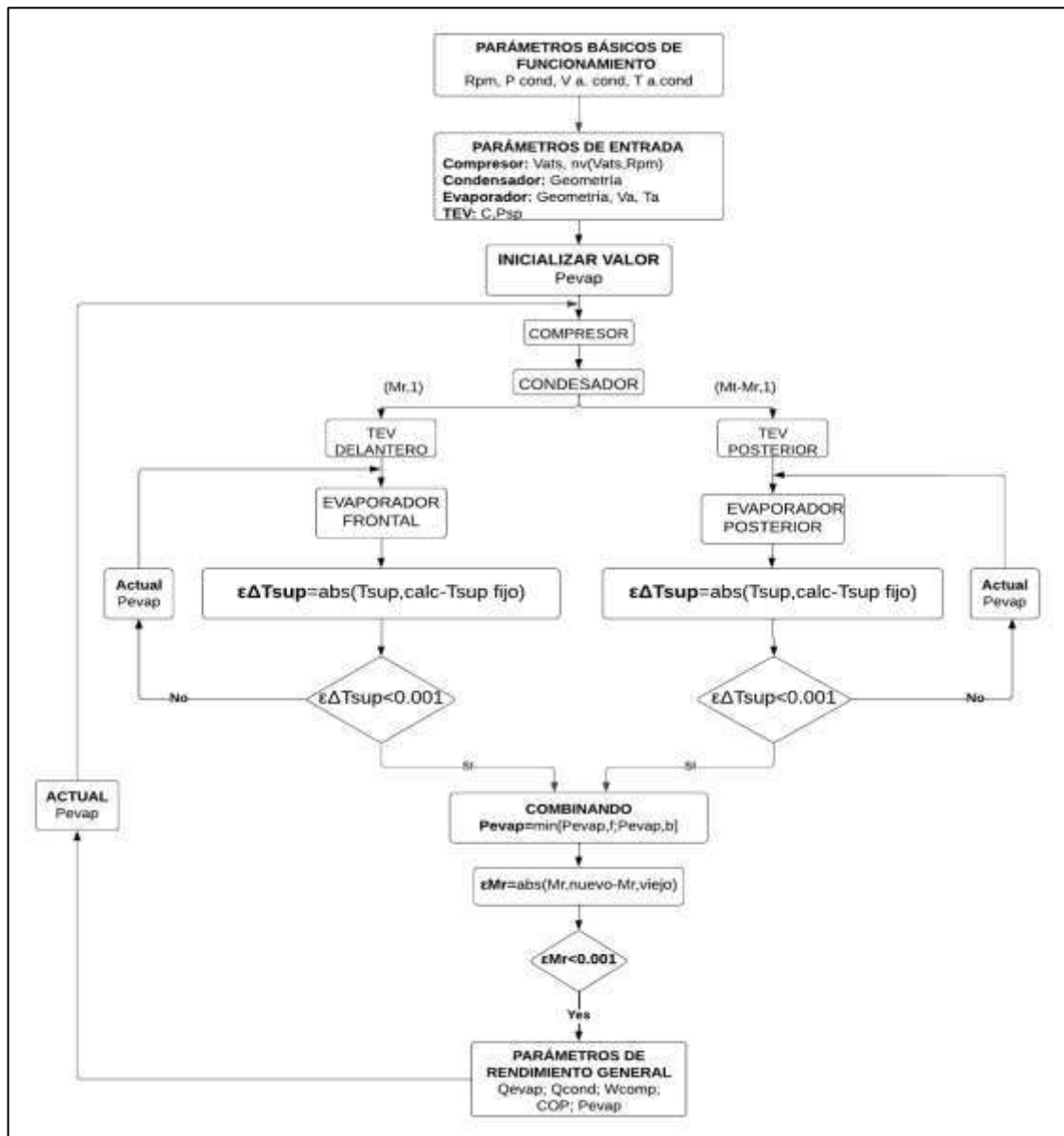


Ilustración 2-21: Diagrama de flujo para simulación del sistema A/C

Fuente: (Suriyakumar, Anbazhagan, 2022).

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

2.11. Aplicación de la termodinámica y transferencia de calor en el sistema A/C

Comúnmente la termodinámica se aplica en diversos sistemas de ingeniería como en el diseño y análisis de motores térmicos, cohetes, plantas de energía, aplicaciones industriales, sistemas de refrigeración, sistemas de aire acondicionado, etc. Una de las principales áreas en las que se aplica la termodinámica es la refrigeración. El sistema de aire acondicionado se fundamenta en la primera y segunda ley de la termodinámica, la primera ley se refiere a la conservación de energía de un sistema donde el calor y trabajo son constantes, la segunda ley se refiere a la dirección del flujo de calor de un lugar de mayor temperatura u otra de menor temperatura de manera natural.

En resumen, la primera ley se aplica para calcular la eficiencia del sistema y garantizar que la energía se conserve adecuadamente mientras que la segunda ley se aplica para explicar cómo se invierte este flujo natural de calor durante el proceso de refrigeración, bajo este concepto se concluye que, tanto la primera como la segunda ley de la termodinámica son fundamentales para el diseño eficiente de los sistemas de aire acondicionado. (Cengel, Boles 2011, pág. 3)

Además, la ciencia de la termodinámica se refiere a la cantidad de transferencia de calor que disipa un sistema durante el proceso de equilibrio, es decir, la transferencia de calor es el intercambio de la energía interna (calor sensible y latente) entre dos medios mediante la diferencia de temperatura. El calor se transfiere en tres maneras: conducción, convección y radiación. La conducción implica el movimiento de la energía desde las partículas con mayor energía en una sustancia hacia aquellas partículas adyacente que poseen menos energía, se expresa mediante la ley de Fourier donde “k” es la conductividad térmica del material, “A” área perpendicular a la dirección de transferencia de calor y dT/dx es la gradiente de temperatura.

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (4)$$

La convección es la forma en que se transfiere el calor entre una superficie sólida y el líquido o gas circundante cuando estos están en movimiento. Esto resulta de una combinación de la conducción y del movimiento del fluido. La tasa de transferencia de calor por convección se describe mediante la ley de enfriamiento de Newton donde “h” es el coeficiente de transferencia de calor por convección W/m^2 o $BTU/hft^2°F$, “ A_s ” es el área superficial de transferencia de calor, “ T_s ” es la temperatura de la superficie y “ T_∞ ” es la temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie.

$$\dot{Q}_{convección} = hA_s(T_s - T_\infty) [W] \quad (5)$$

La radiación es la liberación de energía por parte de la materia en forma de ondas electromagnéticas o fotones, debido a las alteraciones disposiciones electrónicas de los átomos o moléculas. La tasa de transferencia es expresada por la ley de Stefan-Boltzaman donde “ T_s ” es la temperatura de la superficie, $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} W/m^2K^4$. Cuando una superficie de emisividad ϵ , área superficial A_s y temperatura termodinámica este completamente encerrada y separada por un gas la tasa de transferencia de calor queda expresada como la ecuación 6. (Cengel, 2007, pág. 46)

$$\dot{Q}_{rad} = \epsilon\sigma A_s(T_s^4 - T_{alred}^4) [W] \quad (6)$$

Mediante la termodinámica y transferencia de calor se puede caracterizar el ciclo de refrigeración bajo la aplicación de conceptos básicos como energía, densidad, presión, masa, etc. En el capítulo siguiente se describe las ecuaciones necesarias para caracterizar el sistema de aire acondicionado.

2.12. Instrumentación

2.12.1. Sensores de temperatura

La finalidad del sensor es detectar la variación de temperatura en el evaporador. Por lo general la ubicación de estos sensores se los encuentra en las aletas del evaporador, el flujo de aire, donde el aire sale del evaporador.



Ilustración 2-22: Tipos de sensores de temperatura

Fuente: (MACO, 2019).

2.12.1.1. Termorresistencias

Constituidos por resistencias cuya conductividad varía en función de la temperatura, la cual genera una señal que permite la medición de temperatura. La temperatura depende directamente de la resistencia eléctrica del material ρ y el coeficiente térmico α . Su respuesta es rápida, pero depende de la masa de la resistencia.

$$\rho_{material} = \frac{R[ohms] * S[m^2]}{L[m]} \quad (7)$$

$$\alpha_{material} = \frac{\rho_T[\Omega m] - \rho_o[\Omega m - 20^\circ C]}{\rho_o[\Omega m - 20^\circ C] * \Delta T} \quad (8)$$

En función a las ecuaciones 7 y 8, el modelo matemático lineal aproximado de la resistencia RTD en función al coeficiente térmico, considerando que la longitud y sección transversal de sensor son constantes, es el siguiente:

$$R_T = R_o(1 + \alpha\Delta T) \quad (9)$$

Tabla 2-3: Resistividad y conductividad térmica del material

Material	$\rho(\Omega m)$	$\alpha(^{\circ}C^{-1})$	Rango $^{\circ}C$	R_o Referencia (Ω)
Plata (Ag)	1.59×10^{-8}	3.8×10^{-3}	-	-
Cobre (Cu)	1.7×10^{-8}	3.9×10^{-3}	-200 a 260	10-100-100
Wolframio (W)	5.6×10^{-8}	4.5×10^{-3}	-200 a 1200	10-50-100-200
Níquel (Ni)	6.84×10^{-8}	7×10^{-3}	-200 a 430	120-1000
Platino (Pt)	11×10^{-8}	3.92×10^{-3}	-200 a 900	25-100-400-2000
Silicio (Si)	640	-	-	-
Cuarzo	75×10^{-6}	-	-	-

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

2.12.1.2. Termopares

Su funcionamiento consiste en medir la temperatura mediante efectos termoeléctricos por la unión de dos metales que tienen diferentes comportamientos eléctricos basados en la temperatura, son equipos sencillos con respuestas lentas.

2.12.1.3. Sensores electrónicos

Generan corriente en función de la temperatura, son elementos de respuestas muy rápidas. Tienen la función de medir la temperatura seca del aire, para medir la entalpía del aire, se debe considerar la humedad, por lo que se debe integrar una sonda de temperatura y humedad relativa.

2.12.1.4. Sensor de temperatura NTC

Sensor de temperatura por resistencia con coeficiente negativo, en términos simples, si la temperatura aumenta los valores de la resistencia se reducen, mientras que, si la temperatura baja los valores de su resistencia aumentará como se muestra en la ilustración 2-23.

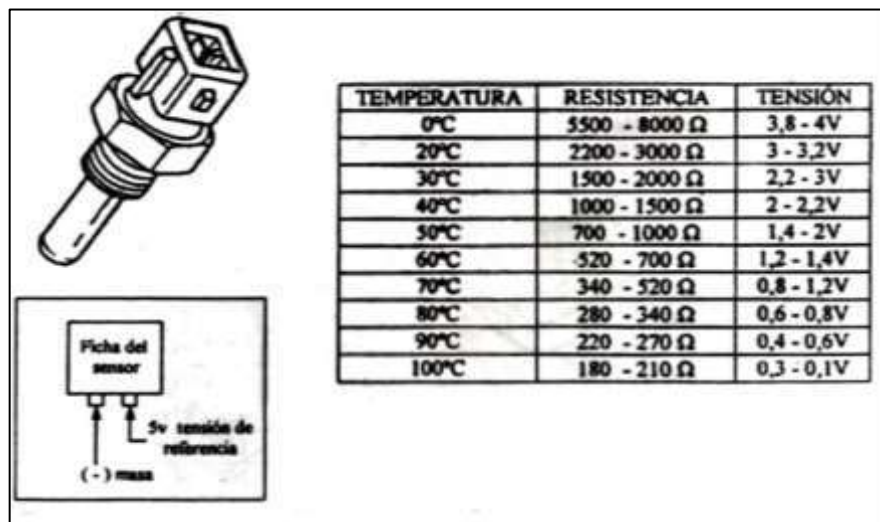


Ilustración 2-23: Ficha de funcionamiento del sensor de temperatura

Fuente: (Maco, 2019).

Si el sensor es de temperatura interior, se instala en la entrada de aire del evaporador del A/C. Su función es detectar la temperatura interior y se puede emplear para automatizar la regulación de la temperatura en el interior del ambiente, ya sea para calentar o enfriar.



Ilustración 2-24: Sensor de temperatura NTC interior

Fuente: (TÉCNICASSENSO, 2020).

Mientras que un sensor de temperatura de ambiente exterior puede ser compatible con diversos materiales para detectar la temperatura ambiente exterior. Principalmente se emplea para regular la velocidad del motor.



Ilustración 2-25: Sensor de temperatura NTC exterior

Fuente: (TÉCNICASSENSO, 2020).

2.12.1.5. Tipos de termistores NTC

- **NTC de picos de corriente tipo disco:** Su aplicación es de AC/DC, se puede utilizar con corriente de 110/120 VAC, tiene un tiempo de respuesta de 30 a 12 segundos.
- **Serie 642 NTC de tipo disco/rosca:** Utilizados para testear y compensar variaciones de temperatura con una disipación de 0.5W, opera en intervalos de -25 a 125W.

- **NTC de vidrio miniaturas radiales:** Son más resistentes al control de temperatura de hasta 300 grados centígrados. Alta respuesta y resistencia a medios corrosivos.

2.12.2. Sensores de presión

Su principio de funcionamiento es convertir los datos recolectados en señales eléctricas, es decir, la diferencia de presión se mide en función a la deformación de una membrana. Según la tabla 2-4 existen diferentes términos para denominar estos sensores en la industria (sensor de presión, transmisor de presión o transductores de presión). Se puede considerar tres tipos de presiones, por lo tanto, tres tipos de sensores:

Tabla 2-4: Unidades, símbolos y equivalencias de presión

UNIDADES DE PRESIÓN		
Unidad	Símbolo	Equivalencia
Atmósfera	atm	$1atm = 1kg/cm^2$
Pascal	Pa	$1Pa = 1N/m^2$
Bar	bar	$1bar = 0.987atm$
PSI	PSI	$1PSI = 0.0013bar$

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

2.12.2.1. Sensores de presión absoluta



Ilustración 2-26: Sensor de presión absoluta

Fuente: (Camino, 2020).

Conformados por una membrana que está sometida al vacío. La presión atmosférica tiende a variar debido a cambios meteorológicos, es el único sensor capaz de medir presión atmosférica, se utiliza para medir presión barométrica.

2.12.2.2. *Sensores de presión relativa*



Ilustración 2-27: Sensor de presión relativa

Fuente: (Camino, 2020).

El sensor está relacionado con la presión atmosférica, el cual es equivalente a la diferencia de presiones entre la presión medida y la presión ambiente. Este sensor ayuda a eliminar la influencia de la presión atmosférica al momento de realizar las mediciones. Se utiliza para medir presiones hidrostáticas.

2.12.2.3. *Sensores de presión diferencial*



Ilustración 2-28: Sensor de presión diferencial

Fuente: (Camino, 2020).

Este sensor se caracteriza por poseer dos entradas, una por cada lado de la membrana, su deformación es equivalente a la diferencia de presión entre las dos entradas. Se utilizan para conocer la diferencia de presión entre dos puntos.

2.12.2.4. Manómetro



Ilustración 2-29: Manómetro

Fuente: (Camino, 2020).

Es un instrumento de medición que mide la presión manométrica de un fluido (gas o líquido) que puede estar circulando encerrado en un recipiente. Para determinar la forma de medición para medir la presión absoluta, relativa o diferencial y de acuerdo con la tecnología de sensor de presión que se necesite se deben tomar los siguientes criterios:

- **Rango de medición.** - El rango de medición debe corresponder con lo que se desea medir para sistemas de aire acondicionado sus valores serán de 40 a 200 PSI.
- **Temperatura.** – La mayoría de los sensores tienen un funcionamiento de -25°C a 100°C.
- **Señal de salida.** - Se debe elegir el sensor de presión que recopile datos en tiempo real, que tenga un bucle de medición o de regulación.
- **Montaje.** – Este apartado es el más importante por el tipo de configuración del sensor y como se monta para su correcta medición.

2.12.3. Instrumentos para medir el caudal másico del sistema A/C

Los medidores de flujo másico se caracterizan por usar dos tipos de tecnologías para medir el flujo de fluidos: térmicos e inerciales.

- De tipo inercial existe el caudalímetro Coriolis para determinar el caudal másico.

- De tipo térmicos son directamente medidores de flujo másico que miden el fluido de gases y líquidos por elementos calefactores y sensores de temperatura mediante transferencia de calor.

2.12.3.1. Diferencia caudalímetros másicos y volumétricos

En el pasado, se utilizaban caudalímetros volumétricos y un densitómetro para determinar el caudal másico. Para determinar la densidad se utilizaba transmisores de temperatura y presión. A pesar de que se obtienen datos precisos para el flujo volumétrico en condiciones nominales.

2.12.3.2. Caudalímetros Coriolis

Caudalímetro másico Coriolis mide de forma directa e independiente, tiene uno o dos tubos que oscilan electromagnéticamente, a lo largo del tubo posee sensores que miden la frecuencia de resonancia, todo esto se basa en mecánica de movimiento, ya que el tubo se retuerce provocando un cambio de fase que es proporcional al caudal másico del fluido, para esto no influye la presión, pero si la temperatura.

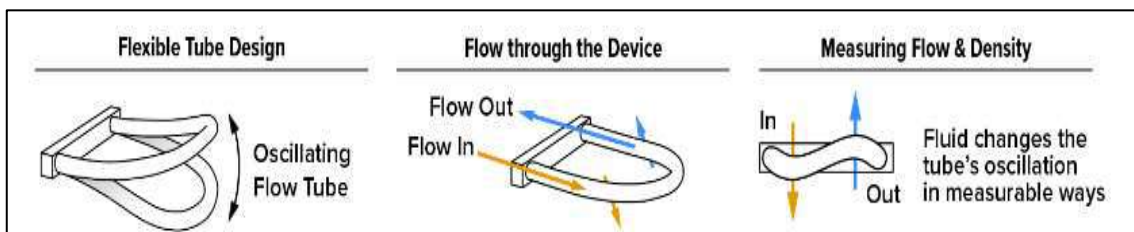


Ilustración 2-30: Funcionamiento del caudalímetro tipo Coriolis

Fuente: (ROSETTA, 2021).

2.12.3.3. Caudalímetros de presión diferencial laminar

Miden el flujo másico indirectamente, posee enderezadores de flujo, es decir, transforman de flujo turbulento a flujo laminar. Dentro del sistema se encuentra un sensor que mide la caída de presión. Además, mediante la ecuación de Poiseuille se calcula el caudal volumétrico. Existen equipos que pueden transformar de caudal volumétrico a caudal másico, mediante tablas estandarizadas de propiedades de los gases en función de la temperatura y presión.

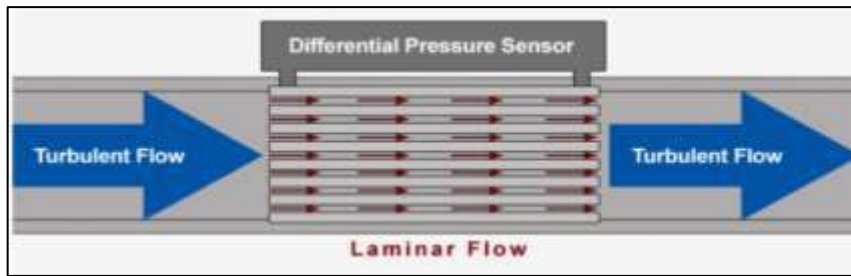


Ilustración 2-31: Flujo turbulento a flujo laminar

Fuente: (ROSETTA, 2021).

2.12.3.4. Caudalímetros térmicos

Mediante un tubo capilar desvía una pequeña porción del fluido, en el tubo capilar posee sensores de temperatura, al pasar el fluido existe una diferencia de temperatura, por lo que la diferencia de estas temperaturas es directamente proporcional al flujo. Para determinar un correcto caudalímetro másico se debe tener en consideración los siguientes parámetros:

- Tipo de fluido.
- Temperatura y presión.
- Tiempo de respuesta.
- Rangos de medición.
- Pérdidas de carga.

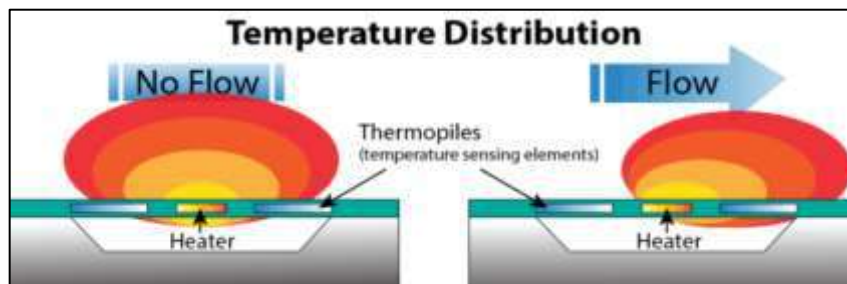


Ilustración 2-32: Funcionamiento de un caudalímetro térmico

Fuente: (ROSETTA, 2021).

2.13. Dispositivos de control

2.13.1. PLC Logo V8

PLC Logo es un módulo universal fabricado por Siemens, es el más compacto de su línea y ha sido especialmente diseñado para llevar a cabo tareas de automatización en entornos domésticos

o aplicaciones industriales de pequeña escala. A pesar de su tamaño reducido, ofrece una relación costo-eficiencia favorable. Ofrece un conjunto impresionante de características en términos de hardware como de software, incluyendo la gestión de entradas y salidas. Además, admite módulos de expansión que permiten ampliar sus capacidades de conexión con la misma clase de alimentación (V), y utiliza un lenguaje gráfico que es accesible y de fácil comprensión (Valenzuela, 2021, pág. 23).

Tabla 2-5: Modelos de controladores PLC

Modelos logo	Descripción	Modelos de módulos de expansión	Descripción
Clase 1	< 24V (12 VCC, 24 V CC, 24 V CA)	Módulo digital LOGO	12 V CC, 24 V CC Y 115 a 240 V CA/CC con 4 entradas y 4 salidas
Clase 2	>24 V (115 a 240 V CA/CC)	Módulo analógico LOGO	12 V CC y 24V CC con 2 entradas

Fuente: (SIEMENS, 2003, pág. 2).

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

El controlador dispone de conexión ethernet para tener comunicación con otros controladores, cuenta con interfaz HMI o conexión mediante una computadora, finalmente, la pantalla será necesario al momento de observar la programación que se ha asignado al PLC. Cada módulo LOGO incluye las siguientes conexiones para elaborar la programación, sin importar cuantos módulos estén conectados.

Tabla 2-6: Conexiones del controlador logo

Conexión	Descripción
Entradas digitales	I_1 hasta I_{24}
Entradas analógicas	AI_1 hasta AI_8
Salidas digitales	Q_1 hasta Q_{16}
Salidas analógicas	AQ_1 hasta AQ_2
Marcas digitales	M_1 hasta I_{24} – M_8 (arranque)

Marcas analógicas	AM_1 hasta AM_6
Bits de registro de desplazamiento	S_1 hasta S_8
4 teclas de cursor	-
16 salidas no conectadas	X_1 hasta I_{16}

Fuente: (SIEMENS, 2003, pág. 3).

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

Para seleccionar un controlador PLC se debe tener en cuenta las siguientes características, las cuales son:

- Entradas y salidas digitales o analógicas necesarias.
- Condición de trabajo
- Es de fácil manipulación e implementación
- Accesible a posibles módulos de expansión.



Ilustración 2-33: Controlador PLC Logo 8

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

El PLC Logo cuenta con ocho terminales de entrada y cuatro terminales de salidas de relé. De las ocho entradas, dos pueden ser analógicas según los requerimientos del usuario, los terminales de salida se caracterizan por ser todas digitales. Si un caso requiere de más entradas analógicas o salidas digitales necesariamente se debe instalar un módulo extra. La ilustración 2-34 presenta las partes que conforma un controlador logo (Jarandilla, 2020, pág. 46).

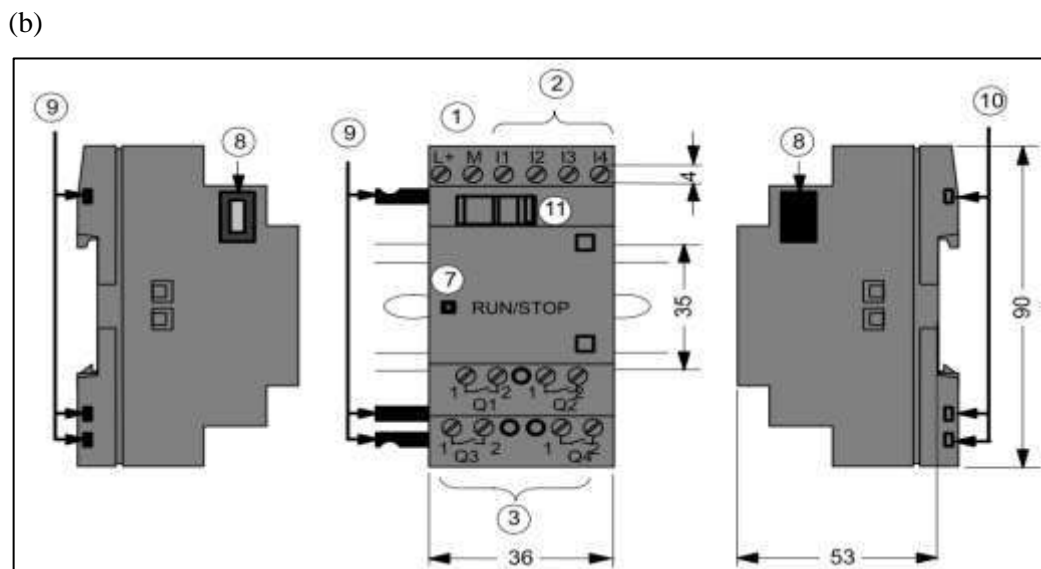
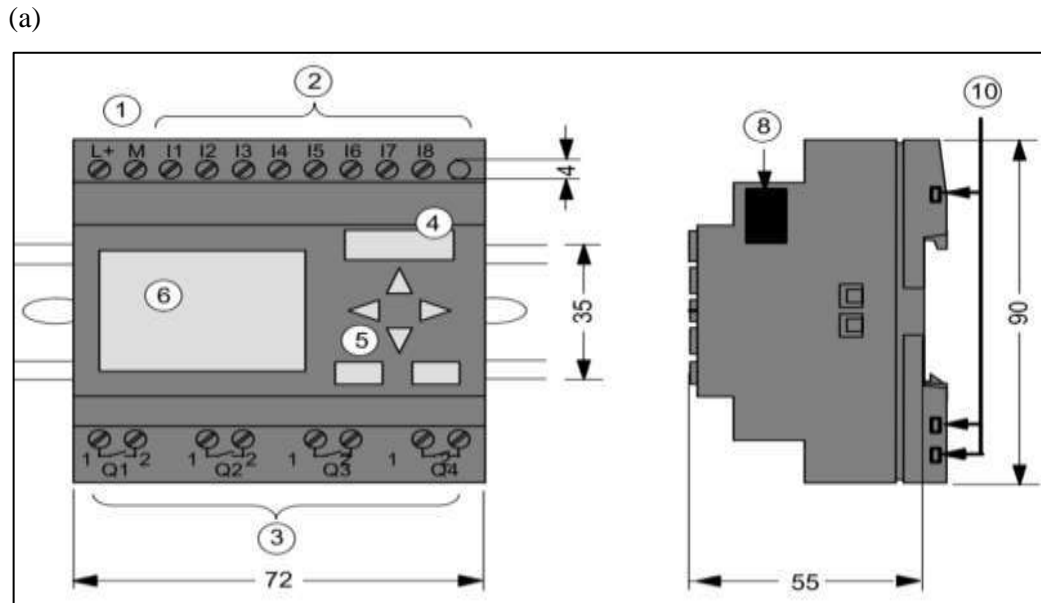


Ilustración 2-34: (a) Estructura del logo 12/24 RC, (b) Estructura del módulo de expansión DM8 12/24R

Fuente: (SIEMENS, 2003, pág. 5)

El controlador logo se compone de lo siguiente: (1) alimentación de voltaje, (2) entradas, (3) salidas, (4) receptáculo del módulo, (5) panel de manejo, (6) pantalla LCD, (7) indicador del estado RUN/STOP, (8) interfaz de ampliación, (9-10) codificación mecánica-pernos/conectores y (11) guía deslizante. Para distinguir el tipo de controlador se lo hace en función al código de LOGO, la cual proporciona datos característicos del componente.

Tabla 2-7: Código de identificación LOGO

Código	Descripción
12	Versión de 12 V
24	Versión de 24 V
230	Versión de 115 a 240 V
R	Salidas de relé (sin R: salida de transistor)
C	Temporizador semanal integrado
O	Variante sin pantalla
DM	Módulo digital
AM	Módulo analógico
CM	Módulo de comunicación (ej.: AS-Interfaz)

Fuente: (SIEMENS 2003, pág. 6).

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

2.13.2. Certificación y autorización de fabricación LOGO (cULus y FM)

Tabla 2-8: Certificación de cULus y FM

cULus (Underwrites Laboratories)	Aprobado para uso en
UL 508(Industrial Control Equipmente)	
CSA C22.2 No 142 (Proces Control Equipment)	Clase I, División 2, Grupo A, B, C, D Tx
UL 1604 (Hazardous Location)	
CSA-213(Hazardous Location)	Clase I, Zona II, Grupo A, B, C, C Tx
Homologación FM (Factory Mutual Research)	Clase I, División 2, Grupo A, B, C, D Tx Clase I, Zona II, Grupo IIC Tx

Fuente:(SIEMENS, 2003, pág. 9).

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

2.14. Software Logo Soft Comfort V8 (Siemens)

Es una plataforma de desarrollo destinada a los micro PLCs de Siemens, específicamente diseñada para programar el PLC Logo. Ofrece una opción más conveniente en comparación con la programación directa a través de display. Con esta versión de Logo Soft Comfort resulta sencillo su programación donde se puede crear, simular e imprimir programas de circuitos para todo dispositivo Logo mediante un PC. Posteriormente se ilustra la interfaz del software de programación (Valenzuela, 2021, pág. 24).

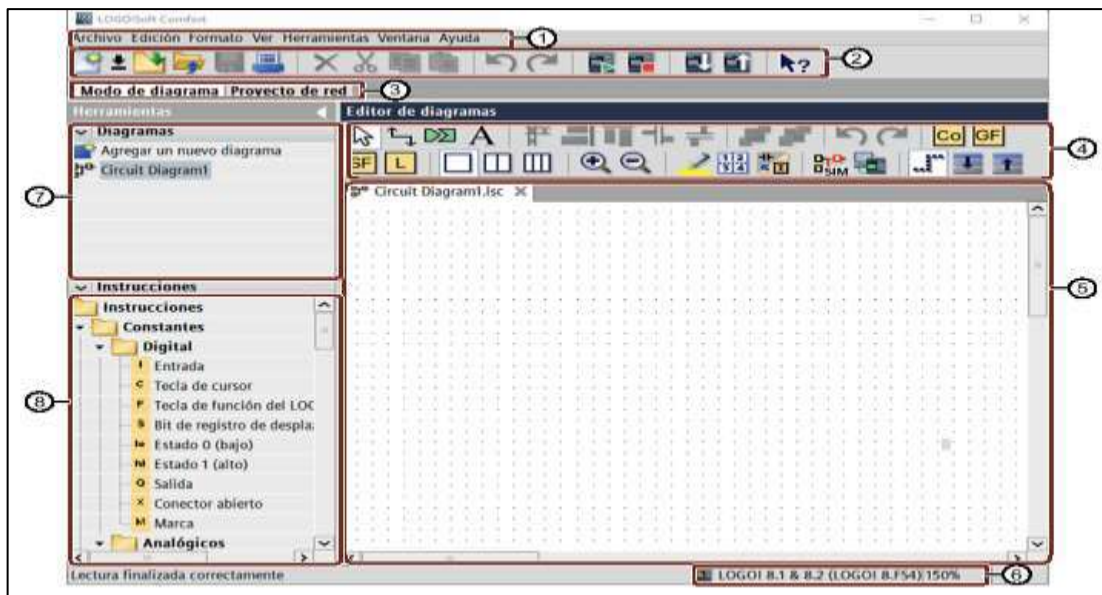


Ilustración 2-35: Interfaz de programación Logo Soft Comfort V8

Fuente: (Valenzuela, 2021).

- | | |
|-------------------------------------|-----------------------------|
| 1. Barra de menús | 5. Interfaz de programación |
| 2. Barra de herramientas “Estándar” | 6. Barra de estado |
| 3. Barra de modo | 7. Árbol de esquemas |
| 4. Barra de herramientas | 8. Árbol de operaciones |

2.15. Automatización

Consiste en analizar los métodos y procesos de un sistema con el objetivo de reemplazar la intervención humana por un operador artificial que puede realizar tareas físicas o mentales predefinidas. En función al tipo de sistema que se pretende controlar y la manera de ejecución de dicho control, el operador artificial/sistema de control dispondrá de una configuración y características determinadas. Actualmente, la mayoría de los sectores industriales ya incorporan un sistema de control, tales como: líneas de ensamble, control de máquinas-herramientas, robótica, control de calidad de productos, etc. (Espelata, 2013).

2.15.1. Importancia de la automatización

La automatización, únicamente no se relaciona con la industria manufacturera, está mejorando y expandiéndose constantemente. Esto repercute al desempleo y descalificación del personal, al mismo tiempo, implica la recalificación laboral y contratación de operarios con habilidades diferentes.

Dicho de otra manera, la automatización hace referencia al trabajo realizado por una máquina reprogramable por lo que se sustituye la mano de obra por una entrada de máquina (respectivamente autónoma). En la década de 1960, por primera vez se implementó la automatización en los brazos robóticos, y con la aplicación de nuevas tecnologías se ha expandido para diversas industrias.

En empresas multinacionales, específicamente en la industria automotriz, los bajos honorarios y la amplia disponibilidad de mano de obra flexible no son impedimento para la implementación de la automatización, digitalización e incluso actividades de investigación y desarrollo. Por ende, la automatización continúa mejorando la competitividad de las empresas. De tal forma, que se ha caracterizado como un proceso evolutivo que mediante la digitalización y nuevas tecnologías lo están unificando. Esto permite recopilar y evaluar datos reales logrando comunicación entre dispositivos y generando la optimización de costos y calidad en la industria. (Carrillo et al., 2023, pág. 6)

2.15.2. Automatización en la industria automotriz

El campo automotriz ha sido una de las industrias pioneras en la incorporación de la automatización para la fabricación de vehículos en serie. Según (Carrillo et al. 2023), las principales tendencias que transforma el campo automotriz son la conectividad (sensor o control), la electrificación (Vehículos híbrido y eléctricos), la movilidad (expansión de economía) y la conducción autónoma (CEMA). La automatización en el campo automotriz ha permitido también involucrarse en los diversos sistemas de operación del vehículo, con relación al presente proyecto, la automatización formará parte de un banco de pruebas del sistema de aire acondicionado, por lo que facilitará a comprender su principio de funcionamiento (Carrillo et al., 2023, pág. 7).

2.15.3. Sistemas de control

Por lo general, los componentes fundamentales de un sistema de control son:

- Objetivos de control
- Componentes del sistema de control
- Resultados o salidas

La relación básica de los tres componentes se aprecia en la ilustración 2-36. En términos técnicos, los objetivos de control se definen como entradas o señales actuantes, y los resultados se denominan salidas o variables controladas.

Generalmente, el objetivo de un sistema de control es controlar las salidas de alguna forma prescrita mediante entradas utilizando componentes de sistema de control. Para el control de un sistema, existen dos maneras de ejecutarlo: sistema de lazo abierto y de lazo cerrado.



Ilustración 2-36: Componentes básicos de un sistema de control

Fuente: (Espelata, 2013).

2.15.3.1. Sistema de lazo abierto

Se caracteriza por que la salida no afecta la acción de control. Es decir, no se calcula la salida ni muchos menos se realimenta para compararla con la entrada. Entonces, a cada entrada de referencia le pertenece un término operativo fijo, la precisión del sistema depende de la calibración. Ante la presencia de perturbaciones, el sistema de control de lazo abierto no genera el trabajo deseado. En situaciones concretas, el control en lazo abierto se aplica solamente cuando se conoce la conexión entre la entrada y la salida sin que haya influencias de perturbaciones internas o externas. (Ogata Katsuhiko, 2010, pág. 8)

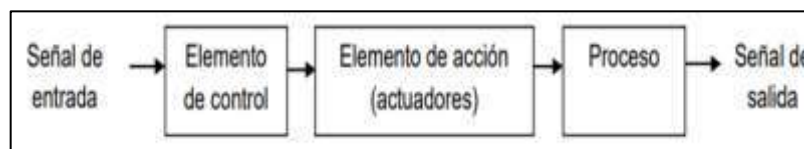


Ilustración 2-37: Sistemas de lazo abierto

Fuente: (Ogata Katsuhiko, 2010).

2.15.3.2. Sistema de lazo cerrado

En la ilustración 2-38 de una forma simple se muestra cómo funciona el sistema cerrado, la masa no puede transferirse, en este caso se tiene como referencia el refrigerante automotriz, mientras que, la energía (calor) si tiene la capacidad de ser trasferido hacia otro lugar. Se los denomina también sistemas de control realimentados.

En este sistema, se alimenta al controlador la señal de error de actuación que es la diferencia entre la señal de entrada y la señal de realimentación, con la finalidad de disminuir el error y llevar la salida del sistema a un valor deseado (ilustración 2-39).

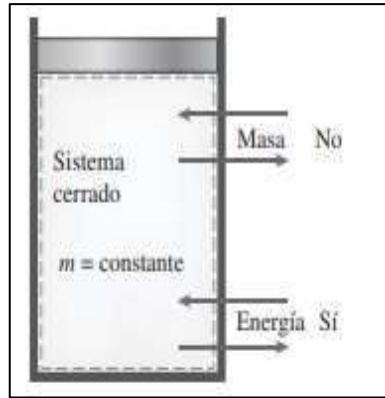


Ilustración 2-38: Sistema cerrado

Fuente: (ÇENGEL, 2015, pág. 11).

El control en lazo cerrado siempre implica la utilización de una acción de control realimentado para disminuir el error del sistema. (Ogata Katsuhiko, 2010, pág.7)

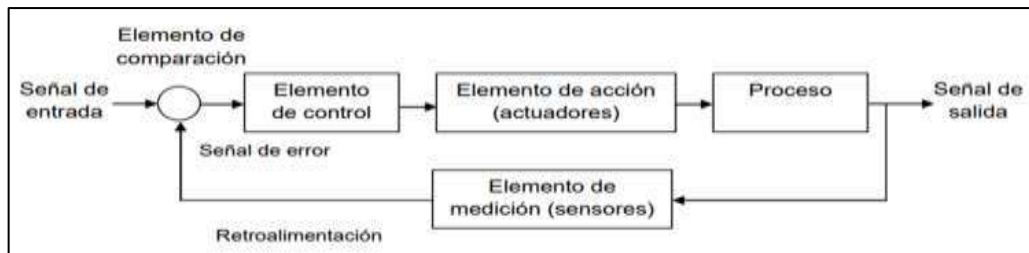


Ilustración 2-39: Sistema de lazo cerrado

Fuente: (Ogata Katsuhiko, 2010, pág.7).

2.15.3.3. Diferencias de los tipos de sistemas de control

El sistema de control en lazo cerrado utiliza la retroalimentación donde la respuesta del sistema es insensible a las perturbaciones externas y a las variaciones internas en los parámetros del sistema. Por ende, es posible utilizar componentes poco precisos y baratos para tener el control óptimo de una planta, mientras que en un sistema de lazo abierto es imposible la realimentación. El diseño de un sistema de control en lazo abierto es más sencillo de desarrollar debido a que la estabilidad del sistema no es una preocupación principal.

En contraste, en el control de lazo cerrado, la estabilidad se convierte en un desafío, ya que busca corregir los errores causados por oscilaciones de amplitud constante. Se emplea un control de lazo abierto para sistemas que se conocen con anticipación las entradas, por ende, no hay perturbaciones. Un sistema de control de circuito cerrado resulta beneficioso cuando enfrenta perturbaciones o cambios en los componentes del sistema. La cantidad de componentes utilizados

en los sistemas de control de lazo cerrado son mayores que el que se emplea para sistemas de control de lazo abierto, por lo que el sistema de lazo cerrado suele ser más costoso y con mayor potencial. Una combinación de sistemas reduce el costo y otorga un comportamiento satisfactorio del sistema. (Ogata Katsuhiko, 2010, pág.8).

CAPÍTULO III

3. MARCO METODOLÓGICO

Mediante la investigación experimental y un estudio transversal se instrumentó un banco simulador de aire acondicionado automotriz capaz de determinar el consumo energético del sistema. Esto es posible a través del control de temperaturas, testeo y recopilación de datos en los puntos característicos del ciclo. Con ayuda de la automatización se puede analizar el consumo energético para diversos parámetros de operación en condiciones fijas de funcionamiento. Cabe mencionar, que el estudio fue posible mediante la combinación de varios campos de investigación como la física con su rama en la termodinámica que caracteriza al sistema mediante ecuaciones, la programación nos ayudará a automatizar la adquisición de datos a través de un controlador.

3.1. Enfoque de la investigación

Para la ejecución del proyecto se necesitará un enfoque cuantitativo, ya que de cierta forma se manejarán valores numéricos que admitirán cuantificar las variables mediante correlaciones previas al funcionamiento del sistema A/C. A través de este enfoque se obtendrá una secuencia lógica de datos que permitirá analizar el sistema en los puntos característicos del ciclo, en donde los parámetros que define al sistema estarán directamente relacionado al control de temperaturas en los componentes intercambiadores de calor teniendo así eficiencias energéticas en diversas condiciones de funcionamiento. La aplicación de este enfoque permite determinar la eficiencia energética obteniendo datos comparativos a diferentes condiciones de operación que caracterice el ciclo mediante estudios experimentales.

3.2. Nivel de investigación

Para el desarrollo del proyecto se ha elegido un nivel de tipo correlacional y experimental, donde las variables como el COP, consumo de energía del compresor y eficiencia energética se analizarán para diferentes condiciones funcionamiento, por lo que se estudia a profundidad el sistema A/C ya que la eficiencia varía en todo momento. Con respecto al nivel experimental, el conjunto de variables se denomina grupo experimental o también llamados variables independientes. Por otra parte, los resultados de diferentes pruebas de funcionamiento que son afectadas por la manipulación de las variables independientes son variables dependientes, por lo que es una característica importante de una investigación experimental.

3.3. Diseño de investigación

El esquema de la ilustración 3-1 muestra el desarrollo del proyecto, la cual provee una síntesis de la metodología aplicada para implementar la automatización de datos. El esquema contiene una revisión bibliográfica permitiendo identificar la problemática, instrumentación del sistema con componentes mecánicos y electrónicos y el control de temperatura en los componentes intercambiadores de calor, después se procede con la construcción para finalmente evaluar el sistema A/C mediante una campaña experimental a diferentes condiciones de operación.

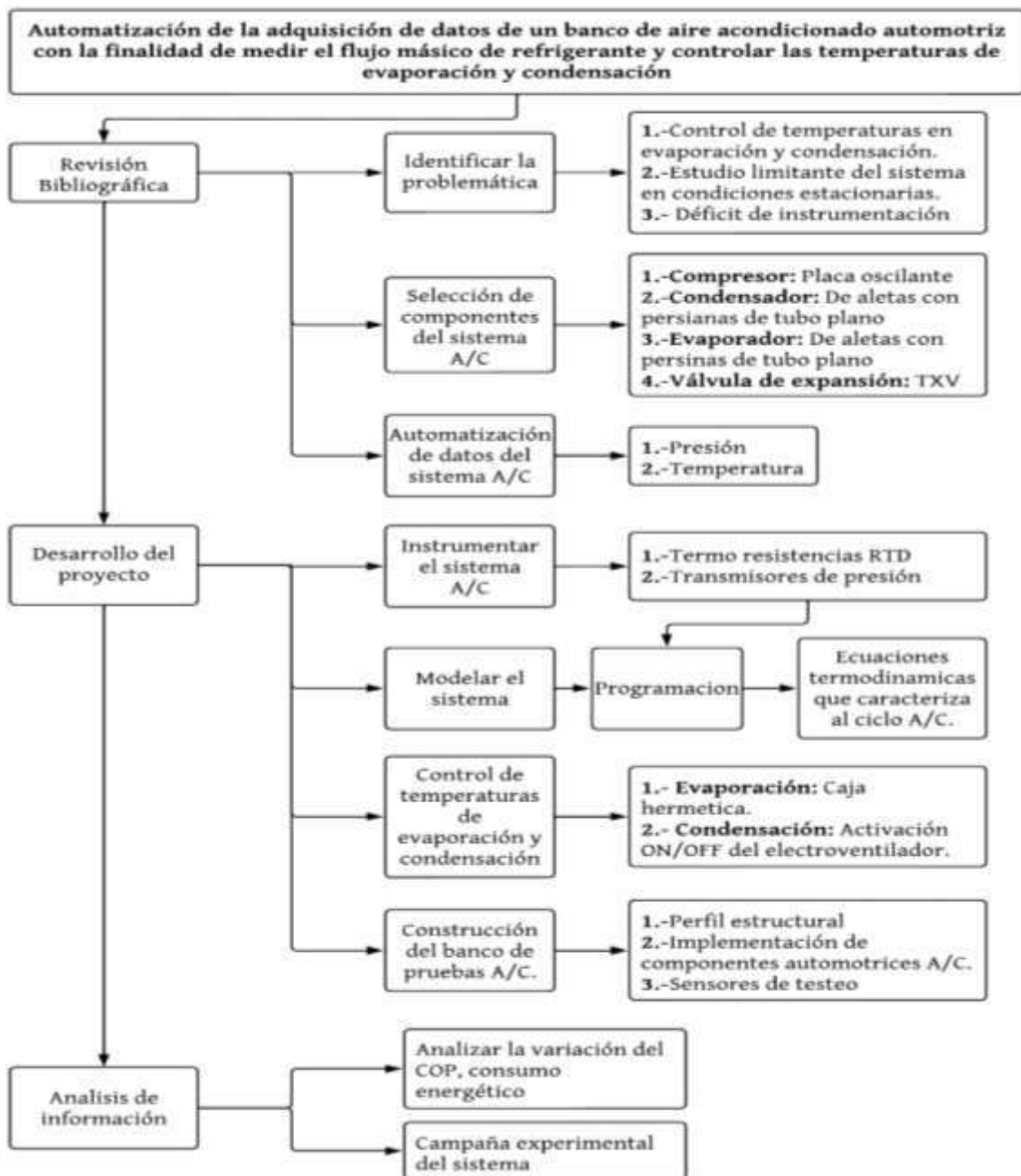
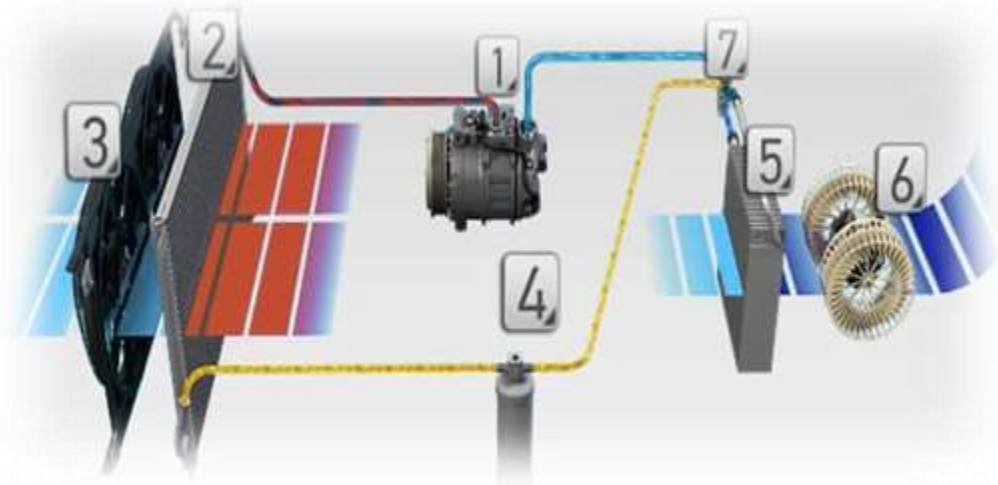


Ilustración 3-1: Diagrama de flujo de las etapas del proyecto

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

3.4. Esquema termodinámico del sistema A/C automotriz

Principalmente, el funcionamiento del sistema de aire acondicionado se fundamenta en cuatro ciclos, la primera etapa de evaporación (extrae calor del habitáculo) teniendo al refrigerante en estado líquido a baja presión y temperatura, posteriormente se comprime el refrigerante en estado de vapor generando una elevada presión y temperatura que a la vez es impulsada directamente hacia el condensador donde el refrigerante se condensa mediante la transferencia de calor con aire frío generado desde el exterior, finalmente el refrigerante llega a la válvula de expansión en estado líquido donde se reduce la presión y temperatura generando la vaporización del líquido.



1. Compresor

2. Condensador

3. Electroventilador

4. Filtro secador acumulador

5. Evaporador

6. Ventilador centrífugo

7. Válvula de expansión

High Pressure/Alta presión

■ Circuito de alta presión y temperatura

➔ Aire caliente (gas)

■ Circuito de alta presión

➔ Aire caliente (líquido)

Low Pressure/Baja presión

■ Circuito de baja presión y temperatura

➔ Aire frío (líquido)

■ Circuito de baja presión y temperatura

➔ Aire frío (gas)

Ilustración 3-2: Funcionamiento del aire acondicionado automotriz

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

Una vez estudiado el ciclo termodinámico A/C se procede a detallar las condiciones necesarias para modelar/esquematar el sistema a función a lo requerido, por ende, se plantea las siguientes consideraciones:

- Velocidad constante del compresor
- Control de temperaturas en condensación y evaporación
- Considerar pérdidas de carga del sistema
- Automatización de datos
- Evaluación del sistema en condiciones fijas de operación
- El sistema A/C se modela mediante la utilización de refrigerante R-134^a
- Presión atmosférica a la que se encuentra el módulo de ensayo

En la ilustración 3-3 se esquematiza el sistema de aire acondicionado automatizado, donde contiene parámetros de entrada, salida y fijos empleados en las pruebas de funcionamiento para realizar la campaña experimental. Los parámetros de entrada permiten evaluar el sistema A/C en condiciones estáticas de funcionamiento, los parámetros de salida dependen directamente de los parámetros de entrada, es decir, el análisis experimental del sistema depende de la información testeada y procesada. Los parámetros citados permanecerán invariables en función al tiempo.

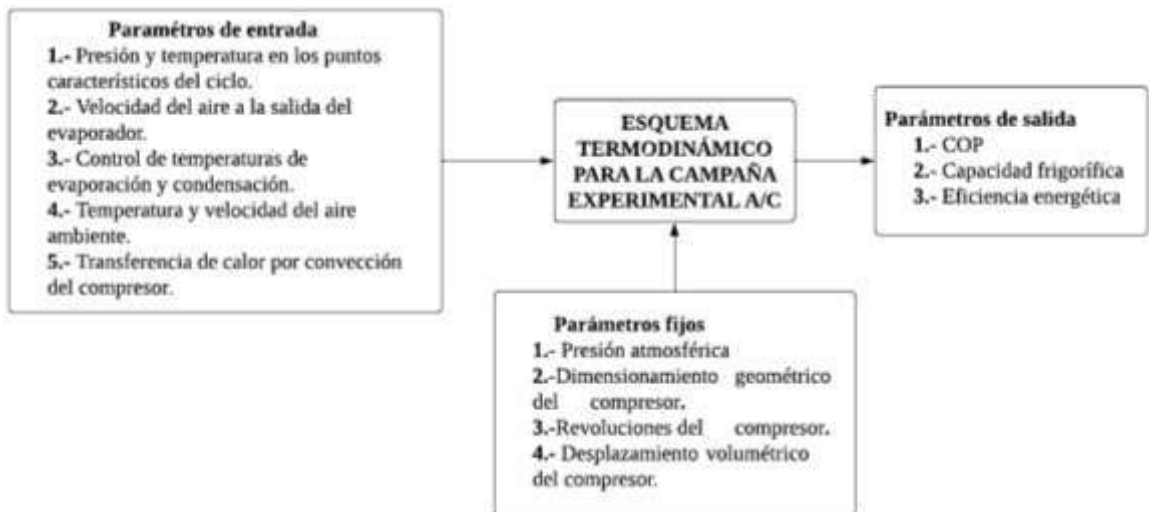


Ilustración 3-3: Esquema termodinámico

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

El modelo termodinámico se realiza mediante el software Logo Soft ya que los componentes utilizados para la automatización son compatibles con dicho programa. También es indispensable utilizar el software Engineering Equation Solver (EES) por la facilidad de aplicar funciones termodinámicas para diversos fluidos de refrigeración.

Para realizar el modelo termodinámico se testea las presiones y temperaturas en los puntos característicos del ciclo, así también se evalúa el flujo másico circulante y mediante el control de temperaturas en los intercambiadores de calor se evalúa el sistema a diferentes condiciones.

3.5. Metodología de investigación

Para el desarrollo de la investigación se empleó un estudio experimental y descriptivo, donde a partir de lo descrito en capítulos anteriores nos enfocamos en la confirmación o negación de la problemática planteada. A través de una campaña experimental y mediante el control de variables como; control de temperaturas de evaporación y condensación, funcionamiento del aire acondicionado en condiciones mínimas, intermedias y máximas de operación se puede obtener una base sólida de datos para comparar los resultados empleando estadística.

El estudio se realizó de manera cronológica utilizando razonamiento hipotético-deductivo y mediante el método cuantitativo se puede predecir el comportamiento del sistema a diversas condiciones de funcionamiento. Con ello, se puede llevar a cabo los objetivos definidos para caracterizar el sistema A/C desarrollado. Esta investigación muestra las siguientes etapas:

- Mediante una revisión bibliográfica se identificó la problemática.
- Definición de variables
- Recolección y confiabilidad de datos
- Ejecución de la campaña experimental
- Tratamiento de datos

3.6. Cronograma de planificación de actividades

El cronograma de actividades permite distribuir el tiempo adecuado para las actividades del desarrollo de proyecto. La mayor parte de actividades se desprende de la metodología. Mediante el diagrama Gantt se representa todas las actividades planteadas en función al tiempo (en días) para ejecutar el proyecto. La duración del proyecto es de 94 días correspondiente al periodo Abril-agosto, las cuatro líneas verticales coloridas representa los días festivos que retrasa el desarrollo del proyecto.

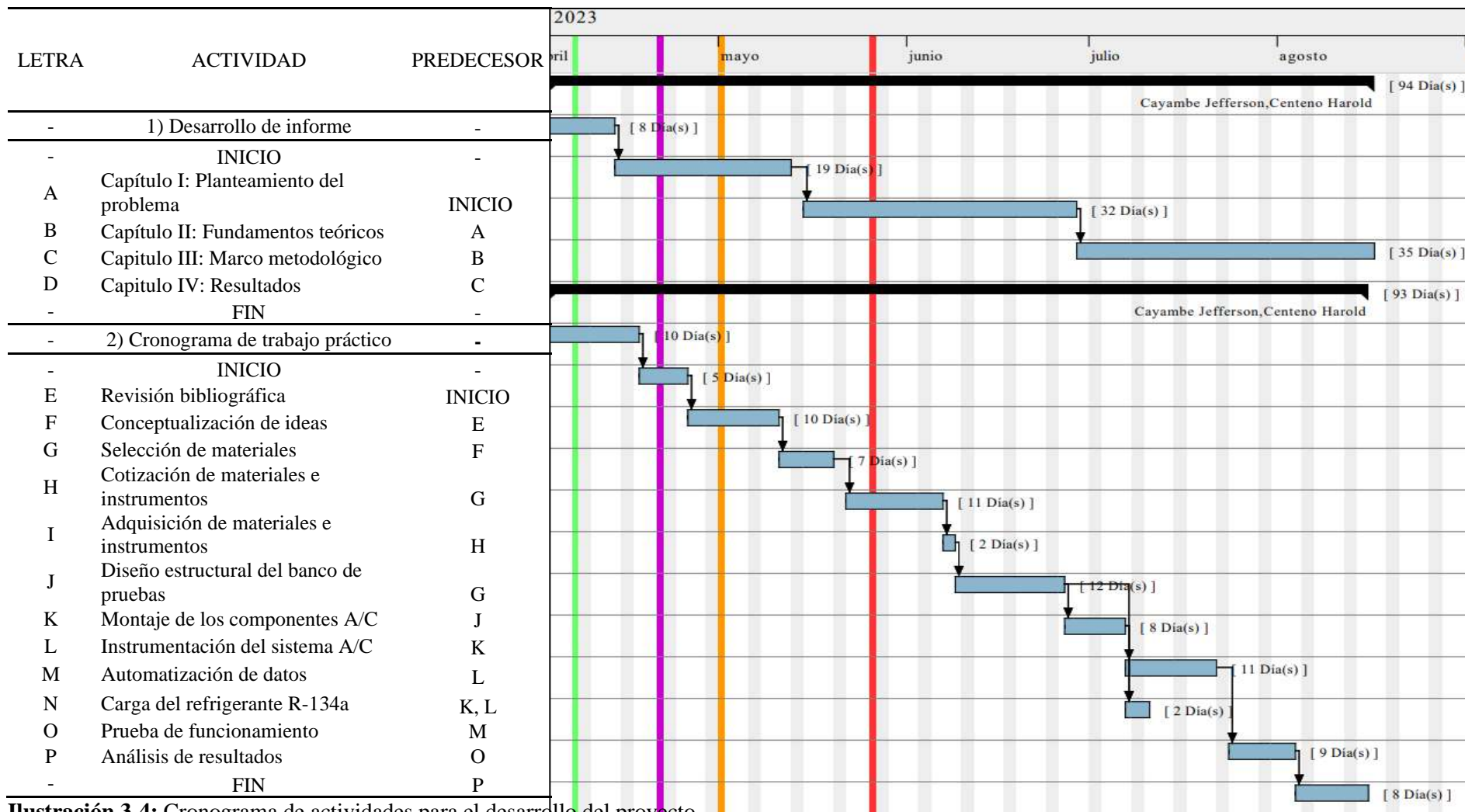


Ilustración 3-4: Cronograma de actividades para el desarrollo del proyecto

Realizado por: Centeno H., Cayambe J., 2023

3.7. Desarrollo del banco de pruebas A/C automotriz

3.7.1. Construcción de la estructura metálica

Mediante software CAD, específicamente SolidWorks se desarrolló un diseño previo a la construcción, donde se define las dimensiones de la estructura para acoplar los componentes del sistema aire acondicionado automotriz (Anexo A). Con ayuda del software ANSYS, se desarrolló la simulación respectiva de la estructura en donde se consideró el peso de todos los componentes del sistema A/C, material y cargas a la que se somete la estructura. Cabe mencionar que la estructura va a estar expuesta a vibraciones por lo que se decidió construir con acero estructural ASTM a36.

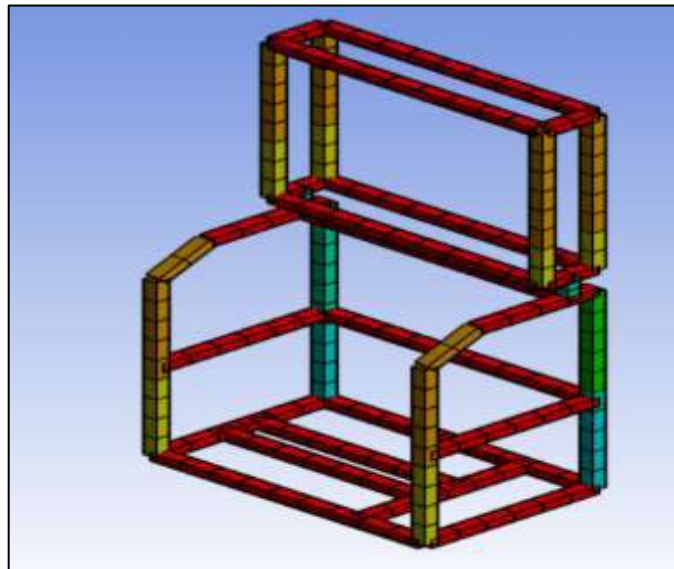


Ilustración 3-5: Análisis estructural con software ANSYS

Realizado por: Centeno H., Cayambe J, 2023

En función a los resultados de simulación se realizó un análisis estructural como se muestra en la tabla 3-1:

Tabla 3-1: Análisis estructural

Tipo de análisis		Máximo	Mínimo	Unidad
Deformación total		0.03448	0.00383	mm
Fuerza axial (Axial Force)		+14.159	-219.6	N
Esfuerzos (Beam Tool)	Esfuerzo directo	0.0466	-0.722	MPa
	Min esfuerzo combinado	0.0354	-2.102	MPa
	Max esfuerzo combinado	2	-0.687	MPa

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

La fuerza axial determina los elementos sometidos a tracción (+) y elementos a compresión (-) debido a las cargas, se tiene tres diferentes esfuerzos en la que se debe considerar el esfuerzo máximo para ser comparadas con los esfuerzos a la que puede ser sometido el material (Compressive Yield Strength), intuitivamente se puede decir que la fuerza aplicada a la estructura solamente generó 2MPa de tal forma que se puede aportar mayor carga sin sobrepasar los 250 MPa. Finalmente, se calcula el factor de seguridad mediante ecuación 10 dando como resultado 1.8, la estructura y el material utilizado soportarán las cargas al cual será sometido.

$$F.S = \frac{\text{Esfuerzo admisible del material}}{\text{Esfuerzo admisible calculado}} \quad (10)$$

3.7.1.1. Selección de material

El material que se ha implementado en la estructura es el acero estructural bajo la especificación ASTM A36. Dicho material es una aleación de hierro (mínimo 98%), con contenidos de carbono de máximo 0.29% y otras pequeñas cantidades de minerales como manganeso y silicio, para mejorar su resistencia a la tracción y buena influencia en la soldadura. Entre sus ventajas esta la buena resistencia a la tracción y compresión además de su bajo costo.

Tabla 3-2: Propiedades mecánicas del ASTM A-36

PROPIEDADES MECÁNICAS			
Resistencia a la tracción	Límite elástico, min	Alargamiento %, min	
		200 mm	50 mm
41 – 56 Kg/mm ²	23 – 25 Kg/mm ²		
400 – 550 Mpa	250 Mpa	20	23
58 – 80 ksi	36 ksi		

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

3.7.2. Modificación de la carcasa del evaporador

El área de salida del ducto de ventilación fue modificada para una medición más exacta, la ilustración 3-6 (a) muestra diversas áreas con diferentes dimensiones y canalizaciones que dificulta adquirir datos del fluido circulante hacia la cabina. Por lo tanto, se modificó la carcasa con el objetivo de tener el área de salida del conducto de ventilación totalmente exacta como muestra la ilustración 3-6 (b). El conducto modificado es rectangular: base 15cm y altura de 5cm teniendo un área de 75cm².

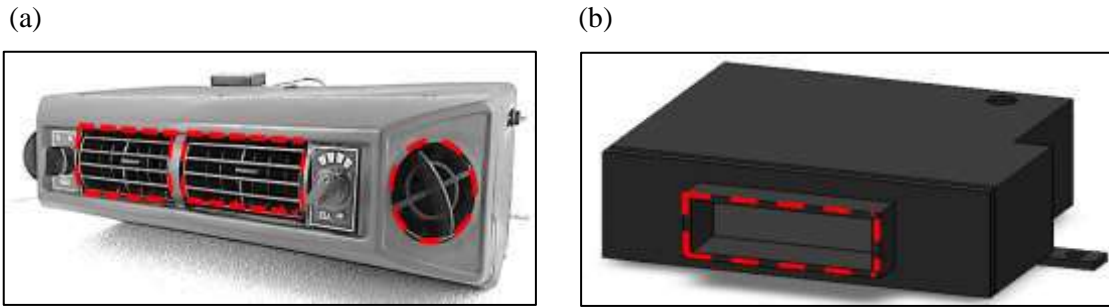


Ilustración 3-6: (a) Kit original del evaporador (b) Kit modificado del evaporador

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

3.7.3. Construcción de caja hermética para el kit del evaporador modificado

La transferencia de calor implica la movilización de energía térmica desde áreas con temperaturas elevadas hacia regiones de menor temperatura. Cabe recalcar, que la transferencia de calor no se refiere solo a la transmisión de calor de espacios cálidos a espacios fríos, sino al movimiento de energía térmica en general. Existen tres tipos principales de transferencia de calor, por conducción, convección y radiación. Bajo este concepto, se construye la caja hermética para el evaporador la cual genera aire frío, es decir, el aire frío se transmite hacia una zona más cálida debido a diferencias de temperatura. Este proceso de transferencia de calor se puede describir aplicando los principios de convección ya que implica el movimiento de un fluido (aire) de una temperatura más fría a una más cálida (ambiente).

La transferencia de calor por conducción ocurre en sólidos y, en menor medida, en fluidos estacionarios. Dentro de los sólidos se derivan dos grupos principales: metales, que por lo general son buenos conductores de calor, esto es posible ya que disponen una gran cantidad de electrones que pueden moverse libremente. En el segundo grupo se encuentran los no metales (madera, tela), los cuales tiene pequeñas cantidades de electrones libres siendo malos conductores de calor, a esto se lo denomina aislante térmico (Jiménez, 2018, pág. 7).

3.7.3.1. Conductividad térmica

Al existir diferencias de temperatura en un material, el calor se transmite del área más caliente al área más frío. Aplicando ley de Fourier, se puede cuantificar la conducción y se estima que la tasa a la cual el flujo es transferido por conducción, $H = \frac{Q}{\Delta t}$, es proporcional a la gradiente de temperaturas $\left(\frac{dT}{dx}\right)$ y al área transversal (A) a la dirección del flujo, K corresponde a la conductividad térmica del material y el signo negativo es producto de la segunda ley de la termodinámica, la cual predice que el calor fluye de un espacio más cálido a otro más frío.

$$H = -kA \frac{dT}{dx} \quad (11)$$

Tabla 3-3: Materiales y su conductividad térmica

Material	Conductividad térmica W/m K
Diamante	2300
Plata	429
Cobre	401
Oro	317
Aluminio	237
Hierro	80,2
Mercurio	8,54
Vidrio	1,4
Ladrillo	0,72
Madera (roble)	0,17
Fibra de vidrio	0,043
Uretano	0,026
Helio	0.152
Hule suave	0.13
Aire	0.026

Fuente: (ÇENGEL, 2015, pág. 92).

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

3.7.3.2. Flujo de calor en paredes planas

La transmisión de calor en una pared plana, la gradiente de temperatura y el flujo de calor no varía con el tiempo, además el área de la sección transversal permanece constante. La ecuación 12 y 13 muestra el flujo de calor circulante en una determinada pared (ilustración 3-8) (Jiménez 2018, págs. 8–10).

$$H = \frac{dQ}{dt} \quad (12)$$

$$H = A * \frac{k}{e} (T_1 - T_2) \quad (13)$$

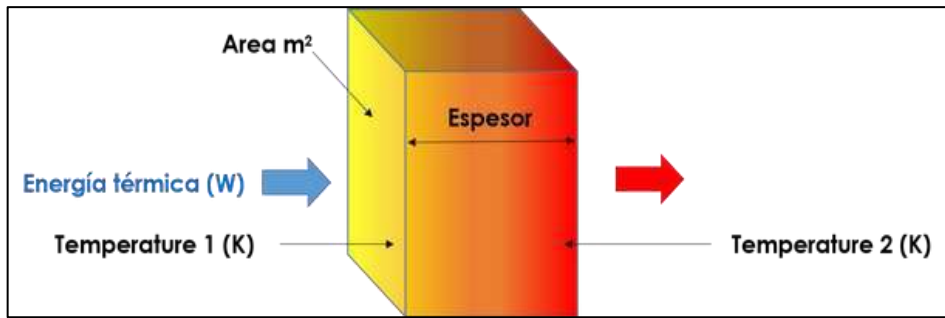


Ilustración 3-7: Conductividad térmica

Fuente: (Jiménez, s.f.).

3.7.3.3. Selección de material térmico

Para hermetizar el kit del evaporador modificado (ilustración 3-6 (b)), se debe conocer su dimensionamiento. Mediante la ecuación 13 se puede calcular el flujo de calor por conducción que se transmite del interior del evaporador al ambiente.


En función a las condiciones de temperatura ambiente en Riobamba (22°C máx.) y el funcionamiento del evaporador, se define un margen de temperaturas (-10 a 30) °C para la diferencia de temperaturas que requiere la ecuación 13. Las tablas a continuación muestran el cálculo de flujo de calor para los diversos aislantes térmicos.

Tabla 3-4: Flujo de calor (W) emitido por la parte superior e inferior del kit del evaporador

Dimensiones			Conductividad térmica (W/m-K)				Temperatura (°C)		Plancha superior e inferior del evaporador
Sección	mm	m	Fibra de vidrio	Espuma de uretano	Vidrio	Madera	Interior	Exterior (ambiente)	
a	435	0,435	0,043	0,026	1,4	0,17	-10	30	
b	460,1	0,46	Cálculo de área (m2)	(1A)	Espesor (m)		0,01		
c	290	0,29		0,13	Flujo de calor por conducción (W)				
d	80	0,08		(1B)	Fibra de vidrio	Espuma de uretano	Vidrio	Madera	
e	145	0,15	0,06	32,43	19,61	1055,72	128,19		
f	380,1	0,38	Área total	0,19	Nota: Se considera dos planchas de la misma dimensión				


Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

Tabla 3-5: Flujo de calor (W) emitido por la parte delantera del kit del evaporador

Dimensiones			Conductividad térmica (W/m-K)				Temperatura (°C)		Plancha delantera del evaporador
Sección	mm	m	Fibra de vidrio	Espuma de uretano	Vidrio	Madera	Interior	Exterior (ambiente)	
a	185	0,185	0,043	0,026	1,4	0,17	-10	30	
b	460,05	0,46	Cálculo de área (m2)	(1A)	Espesor (m)		0,01		
c	150	0,15		0,09	Flujo de calor por conducción (W)				
d	50	0,05		(1B)	Fibra de vidrio	Espuma de uretano	Vidrio	Madera	
e	-	-		0,01	13,35	8,07	434,61	52,77	
f	-	-	Área total	0,08	Nota: Ninguno				

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

Tabla 3-6: Flujo de calor (W) emitido hacia los laterales del kit del evaporador

Dimensiones			Conductividad térmica (W/m-K)				Temperatura (°C)		Planchas laterales
Sección	mm	m	Fibra de vidrio	Espuma de uretano	Vidrio	Madera	Interior	Exterior (ambiente)	
a	435	0,435	0,043	0,026	1,4	0,17	-10	30	
b	185	0,185	Espesor (m)		Flujo de calor por conducción (W)				
Área total (m2)			0,01		Fibra de vidrio	Espuma de uretano	Vidrio	Madera	
0,080					13,8417	8,3694	450,66	54,723	
Nota: Se considera tres planchas para los laterales del kit del evaporador									

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

Una vez desarrollado los cálculos, se define que la espuma de uretano y la fibra de vidrio son los mejores aislantes térmicos para impedir la transferencia de calor por conducción. El flujo de calor total que deja transmitir la espuma de uretano es de 72.39 W, mientras que la fibra de vidrio deja transmitir 119.74 W de calor hacia el medio ambiente.

Al determinar el flujo de calor resultante se optó por la espuma de uretano, las propiedades que brinda son: rigidez, soporte estructural, maleabilidad y aislamiento térmico e hidrófugo. La espuma de uretano es una resina sintética ideal para evitar filtraciones de corrientes de fluidos, se debe tener mucho cuidado al momento de usar esta resina, al no sellar correctamente habrá entrada de humedad o pérdidas de calor, provocando degradación de energía en el interior de la cámara. Además, se utilizó poliestireno expandido, es un aislamiento térmico que posee una estructura de material de aire ocluido o en reposo, está conformado por una estructura celular de 98% de su volumen de aire y 2% de material sólido (REDISFORM, 2022).

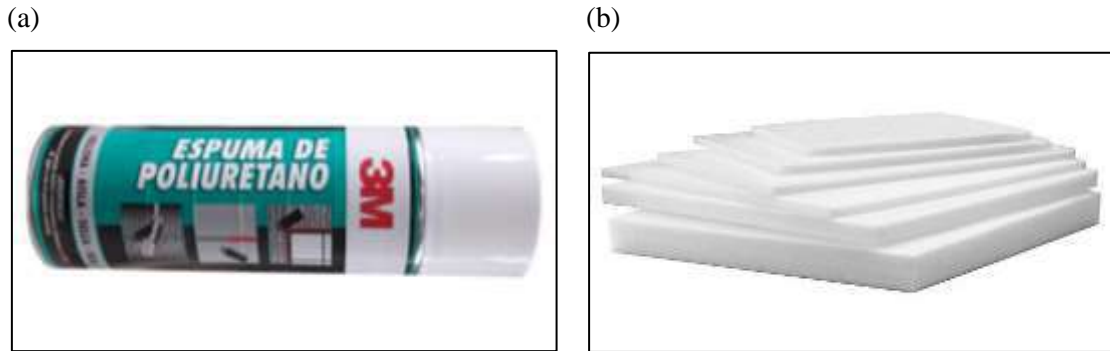


Ilustración 3-8: (a) Spray de espuma de uretano o poliuretano expandible, (b) poliestireno expandible (EPS)

Fuente: (Sika, 2023).

3.7.4. Control de temperatura para el evaporador

El evaporador tiene temperaturas oscilantes de -10 a 10 °C, por lo tanto, si se desea realizar estudios con temperaturas constantes, el controlador realiza un mecanismo de retroalimentación de bucle el cual controla los procesos de manera eficaz, es decir, si el sistema tiene cambios de temperatura la unidad compensará y estabilizará un rango establecido. Se utilizó un controlador digital comercial con un nivel de control intermedio, el cual fue instrumentado con una termocupla, una resistencia térmica de calor y un ventilador centrífugo de 110 VAC. En la ilustración 3-9 se muestra cómo funciona el algoritmo de un PID de temperatura.

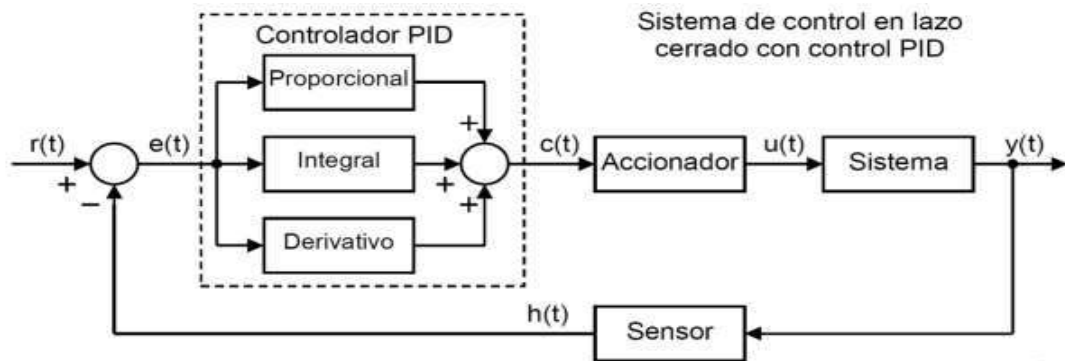


Ilustración 3-9: Diagrama de bloques del control de temperatura

Fuente: (Canduela, 2022).

3.7.4.1. Sensor de temperatura NTC

Se utilizó un termistor que tiene rangos de medición tanto positivos como negativos (-45 a 110) °C, es de fácil instalación y tiene como alimentación de 12V en el controlador, característico por tener dos diferentes tipos de materiales en sus puntas, hierro para temperaturas positivas, una

aleación de cobre y níquel llamado Constantán para temperaturas negativas, éstas generan fuerza electromotriz cuando están a diferentes temperaturas. La ficha técnica del termistor se encuentra en el ANEXO B.



Ilustración 3-10: Sensor de temperatura NTC 10 Kohm

Fuente: (Wishay, 2023).

3.7.4.2. Resistencia eléctrica

Son capaces de transformar la energía eléctrica en energía térmica, a esto se le conoce como efecto Joule, su energía cinética se convierte en calor. El margen de funcionamiento puede ser hasta 100°C controlado por el módulo. En función al decremento o incremento de temperatura en el evaporador y temperatura deseada, de manera automática se activa o desactiva la resistencia eléctrica logrando así el control de temperatura.



Ilustración 3-11: Resistencia eléctrica del evaporador de filamento

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

El esquema eléctrico de la ilustración 3-13, muestra el control de temperatura para el evaporador.

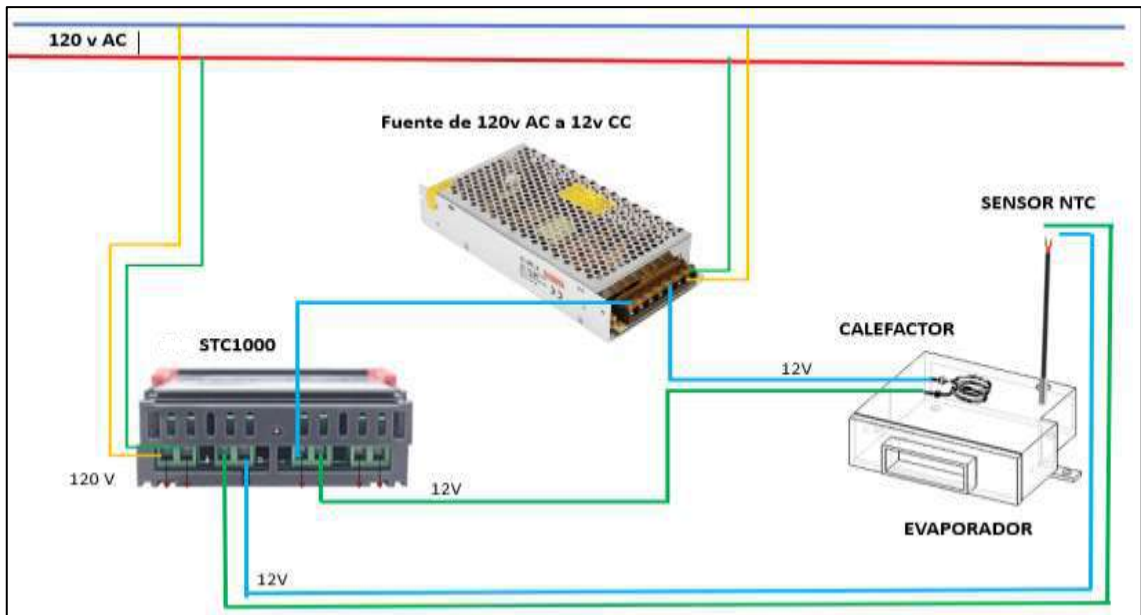


Ilustración 3-12: Esquema eléctrico PID y evaporador

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

3.7.5. Control de temperatura para el electroventilador del condensador

Para activar o desactivar el ventilador del condensador se debe conocer el voltaje y vatios. Mediante la fórmula de potencia (ecuación 14), se determinó la cantidad de amperios útil para el ventilador. El motor del ventilador tiene un voltaje de 12V y una potencia de 80W, por lo que, se necesita 6.6 amperios de corriente eléctrica.

$$P = V * I \quad (14)$$

El esquema de la ilustración 3-13 muestra las conexiones correctas para encender el control PID y su actuador. Se debe tener en cuenta que el controlador funciona con 120V-220V, pero necesita 12V para activar el sensor NTC, por lo que se conectó una fuente. La fuente permite conectar tres pines (+) y tres pines (-) con salida de 12V, a la vez se logró encender el electroventilador con la misma tensión que ejerce la fuente.

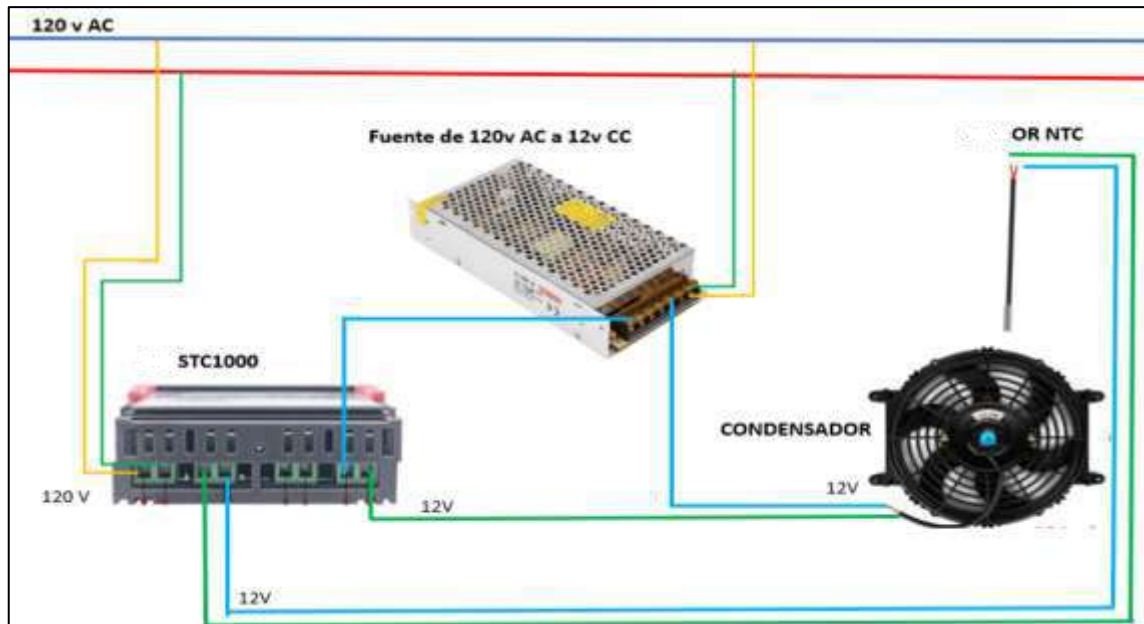


Ilustración 3-13: Diagrama del control de velocidad del condensador

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

3.7.6. Controlador PID STC 1000

Son mini controladores digitales que permite establecer y mantener constante la temperatura. Diseñadas para múltiples aplicaciones de control de temperatura, lo cual puede activar o desactivar un actuador ya sea para calentar o enfriar.

Uno de los objetivos planteados del proyecto, es controlar las temperaturas de evaporación y condensación, a través del mini controlador se puede activar o desactivar una resistencia eléctrica (evaporador) y un electroventilador (condensador) en función a la temperatura deseada.

3.7.6.1. Configuración del controlador

Posteriormente, se describe el procedimiento para configurar el controlador de temperatura:

1. Tener presionado el botón set “S” durante tres segundos.
2. En la pantalla se mostrará las siguientes configuraciones “F1”, “F2”, “F3” y “F4”.
3. “F1”, ingresar la temperatura a controlar (22-30-40-50) °C en el habitáculo, mientras que, las temperaturas en condensación son de (30-50) °C en función a la temperatura entrante.
4. “F2”, permite mantener un retraso en la activación del actuador (resistencia o ventilador) en función de la temperatura.
5. “F3”, esta opción controla el tiempo en segundos para la activación de los actuadores.

6. “F4”, ayuda con la calibración del sensor Pt100 juntamente con un equipo o sensor patrón ante una posible des calibración.

Nota: No se recomienda alterar las configuraciones de F2, F3 y F4, por default el dispositivo trae su propia configuración para un adecuado control.



Ilustración 3-14: Modos de uso del controlador de temperatura STC-1000

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

3.7.6.2. Pin data del controlador STC 1000

La ilustración 3-15 muestra el pin data del controlador, lo cual requiere de alimentación, entrada del sensor de temperatura, entrada del calefactor y electroventilador que comparte tierra con la alimentación.

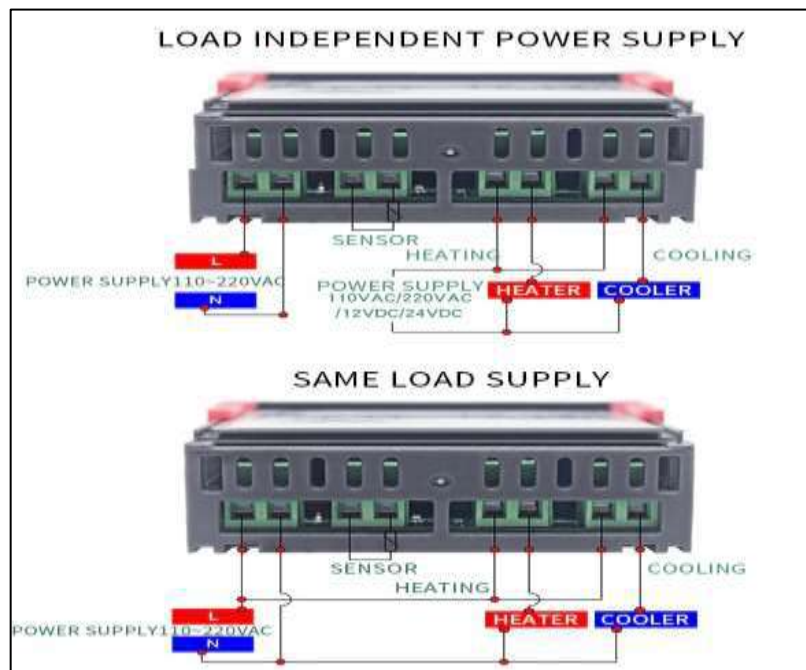


Ilustración 3-15: Pin Data del controlador de temperatura STC1000

Fuente: (Themehunk, 2023).

3.7.6.3. Estado de luz indicador

El controlador mediante una luz testigo muestra si el control de temperatura está o no calentándose, dicha luz se ve reflejada en el display del controlador (Ilustración 3-14). La tabla a continuación describe el funcionamiento de la luz testigo.

Tabla 3-7: Funcionamiento de luz testigo

LUZ TESTIGO	FUNCIÓN	NOTA
Enfriamiento	Encendido: empieza a refrigerar. Apagado: se detiene la refrigeración.	Si la luz de testigo se encuentra encendida en COOL y HEAT, señal de mala configuración del dispositivo.
Calor	Encendido: empieza a detectar cambios de temperatura. Apagado: enciende el electroventilador	
Parpadeo de luz	Inicia la recolección de datos y configuración de parámetros.	

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

Tabla 3-8: Descripción técnica del microcontrolador de temperatura

Denominación	Descripción técnica
Marca	Diymore
Modelo	STC-1000
Fuente de alimentación	220VAC +10%, 50/60 Hz
Rango de medición	-50°C a 99°C
Consumo de energía	<3w

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

3.7.7. Montaje del sistema de aire acondicionado automotriz

Posteriormente, se detalla las especificaciones técnicas de los componentes, instrumentos principales del sistema que se ha seleccionado para la implementación del banco simulador. Cada componente utilizado desempeña un papel importante durante el funcionamiento, de tal forma que hay dos componentes imprescindibles que garantiza su operación, el compresor y el motor eléctrico.

3.7.7.1. Compresor

El compresor que se utilizó es de marca SANDEN, su ficha técnica se encuentra en el ANEXO D, mientras que sus especificaciones generales se muestran en la tabla 3-9. Al momento de instalar el compresor se recomienda hacer una prueba de activación del embrague con una batería de 12V, realizar una inspección visual del compresor con la finalidad que no existan grietas o roturas. Para la instalación se necesita un acople en las bases del compresor, con esto evitaremos que exista vibraciones, falta de agarre con la polea e incluso rotura de cañerías por una mala instalación. Además, es necesario conocer la nomenclatura de identificación del compresor:

Tabla 3-9: Nomenclatura e identificación del compresor

Nomenclatura del compresor			
SD	5	H	09
Compresor de placa oscilante SANDEN	Número de cilindros	Localización de racores (H → culata, B → Bloque)	Desplazamiento aproximado in^3 .
Identificación del compresor			
123456	01	1	70
Nº de serie	Mes de fabricación	Año de fabricación (ultimo dígito)	Lugar de fabricación a) 00-06 Japón b) 70-79 USA c) 80-89 Singapur

Fuente: (SANDEN, 2019).

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

Tabla 3-10: Especificaciones técnicas del compresor de desplazamiento fijo

Denominación	Descripción técnica	SANDEN SD5H09 – Tipo A
Modelo	SD5H09 con embrague electromagnético	
Voltaje	12 V	
Diámetro de polea	130 mm	
Cantidad de aceite	100 ml	
Refrigerante	R-134a	
Técnica de conexión	Horizontal Rotalock	
Rango de velocidad	700-6500 rpm	
Enfriamiento	4 Kw	
Peso	8 kg	




Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

3.7.7.2. Motor eléctrico

Son dispositivos que transforman la energía eléctrica en energía mecánica para ejecutar un trabajo específico. Se fundamenta en los principios electromagnéticos, aplicando interacciones entre campos magnéticos y corrientes eléctricas. Los diferentes motores eléctricos son de corriente continua (CC), corriente alterna (CA) monofásicos y trifásicos, síncronos y asíncronos.

Tabla 3-11: Especificaciones técnicas del motor eléctrico 110/220V


Denominación	Descripción técnica	Motor eléctrico
Marca	WEG	
Tipo de motor	Monofásico	
Potencia	1.5 Kw (2Hp)	
Torque nominal	0.845 Kgfm/8.29Nm	
Cantidad de polos	4	
Frecuencia	60 Hz	
Rotación nominal	1730 rpm	
Corriente nominal	23.4/11.7 Amp.	
Diámetro del eje	15.87 mm	

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

3.7.7.3. Filtro deshidratador

Evita el ingreso de humedad al sistema, por lo tanto, el puerto de entrada y salida de refrigerante deben permanecer sellado hasta instalar las cañerías correspondientes. Posee tres puertos de conexión, una para entrada de refrigerante y la otra para salida de esta, la entrada restante corresponde al acoplamiento del termostato que actuará en función de la presión del compresor.

Tabla 3-12: Especificaciones técnicas del filtro deshidratador

Denominación	Descripción técnica	Filtro deshidratador
Modelo	515-3R con interruptor	
Altura/diámetro	7,9/2,4 in	
Peso	0.6 Kg	
Tipo	Acumulador/depósito de líquido (retención 15%)	
Puerto de entrada y salida	Junta tórica 3/8 in	

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

3.7.7.4. Electroventilador

El electroventilador axial utilizado es de una marca genérica o universal, instalado juntamente con el intercambiador de calor. Su principal función es disipar el calor generado por la compresión de refrigerante, el cual previene el incremento de presión que puede perjudicar directamente al funcionamiento del sistema de aire acondicionado. Es capaz de activarse en función de la temperatura deseada en el condensador.

Tabla 3-13: Especificaciones técnicas del electroventilador


Denominación	Descripción técnica	Electroventilador
Modelo	Universal	
Velocidad máxima	2250 rpm	
Cantidad de aspas	10 aspas	
Material de aspas	Plástico	
Tensión - Corriente	12 V – 12.7 Amp	
Potencia	80W	
Peso bruto	1.2 Kg	

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

3.7.7.5. Condensador

El condensador es un componente intercambiador de calor que disipa calor del refrigerante hacia el ambiente. Forma parte del circuito de alta presión y por lo general se encuentra ubicado frente del radiador del vehículo. Para el banco de pruebas se empleó un condensador genérico de modelo Gcfix echo de material de aluminio.

Tabla 3-14: Especificaciones técnicas del condensador

Denominación	Descripción técnica	Condensador A/C
Modelo	Universal	
Marca	Gcfix	
Tipo	Serpentina	
Material	Aluminio (Al)	
Peso	4 kg	
Tipo de rosca	Macho-numero 6 y 8	
Dimensiones	23x14x1.26 in	
Pintura/color	Anticorrosiva/negro	

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

3.7.7.6. Kit del evaporador

El objetivo para el funcionamiento del evaporador es controlar y simular temperaturas que estén en función a la cabina o habitáculo del vehículo, por lo que se construyó una caja semejante al conducto del kit del evaporador. Se reutilizaron elementos como la caja plástica del evaporador, ya que se necesita el motor eléctrico con sus aspas para que succione aire e intercambie calor dentro kit del evaporador como se muestra en la ilustración 3-16.

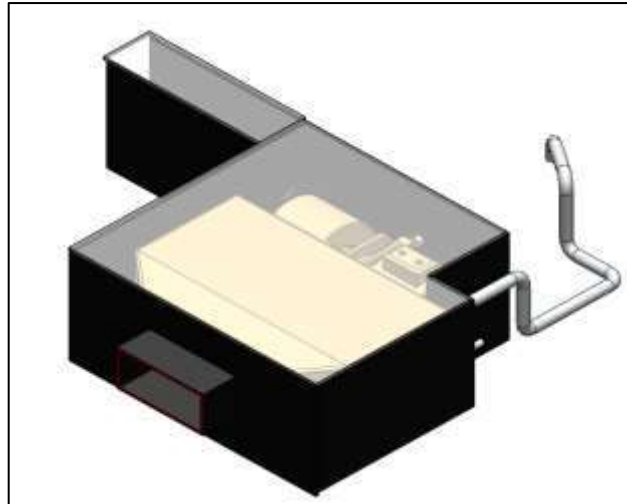


Ilustración 3-16: Kit del evaporador

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

El kit del evaporador posee una abertura donde se simulan temperaturas posibles que pueden llegar a existir dentro del habitáculo de un vehículo. Conjuntamente se instala el control de temperatura PID el cual se acciona simulando temperaturas propuestas por el operario, es decir, el operario puede accionar temperaturas de 0 hasta 60 grados Celsius.

Tabla 3-15: Especificaciones técnicas del evaporador

Denominación	Descripción técnica	Evaporador
Modelo	Universal	Una fotografía del evaporador, que es un componente metálico con un motor eléctrico y un conducto de metal. El motor tiene un cable rojo y un cable negro conectados a él. El evaporador tiene un conducto de metal que se conecta a un sistema de refrigeración.
Marca	Gcfix	
Tensión – Corriente	12 V – 8.5 Amp	
Potencia	30W	
Capacidad de refrigeración	12000 BTU/3,5 Kw/h	
Potencia del motor soplador	80W	
Revoluciones del motor soplador	3800 rpm	
Velocidad de aire	6.5 m/s	
Interruptor del soplador	3 velocidades y controlador de termostato	

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

3.7.8. Líneas de alta y baja presión de aluminio

Para el sistema de aire acondicionado se empleó cañerías de aluminio, por su facilidad de doblez, resistencia y acoplamiento para adaptaciones. Para el circuito de alta presión se utilizó cañerías de $\varnothing 7.85$ mm con 2m de longitud aproximadamente y para el circuito de baja presión se instaló cañerías de $\varnothing 16.15$ mm con 0.7m de longitud. La ilustración 3-17 muestra la soldadura con varillas de aluminio y un proceso de soldadura oxiacetilénica.



Ilustración 3-17: Soldadura de acoples para alta y baja presión

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

3.7.9. Instalación eléctrica del sistema de aire acondicionado automotriz

En este apartado se realizaron las respectivas instalaciones eléctricas de los elementos del sistema de aire acondicionado automotriz, tales como; electroventilador (12V CC), ventilador centrífugo del evaporador (12V CC), compresor (12V CC) y un motor eléctrico de 120V AC. Estos elementos serán alimentados por medio de un transformador de 120V AC a 12V CC.

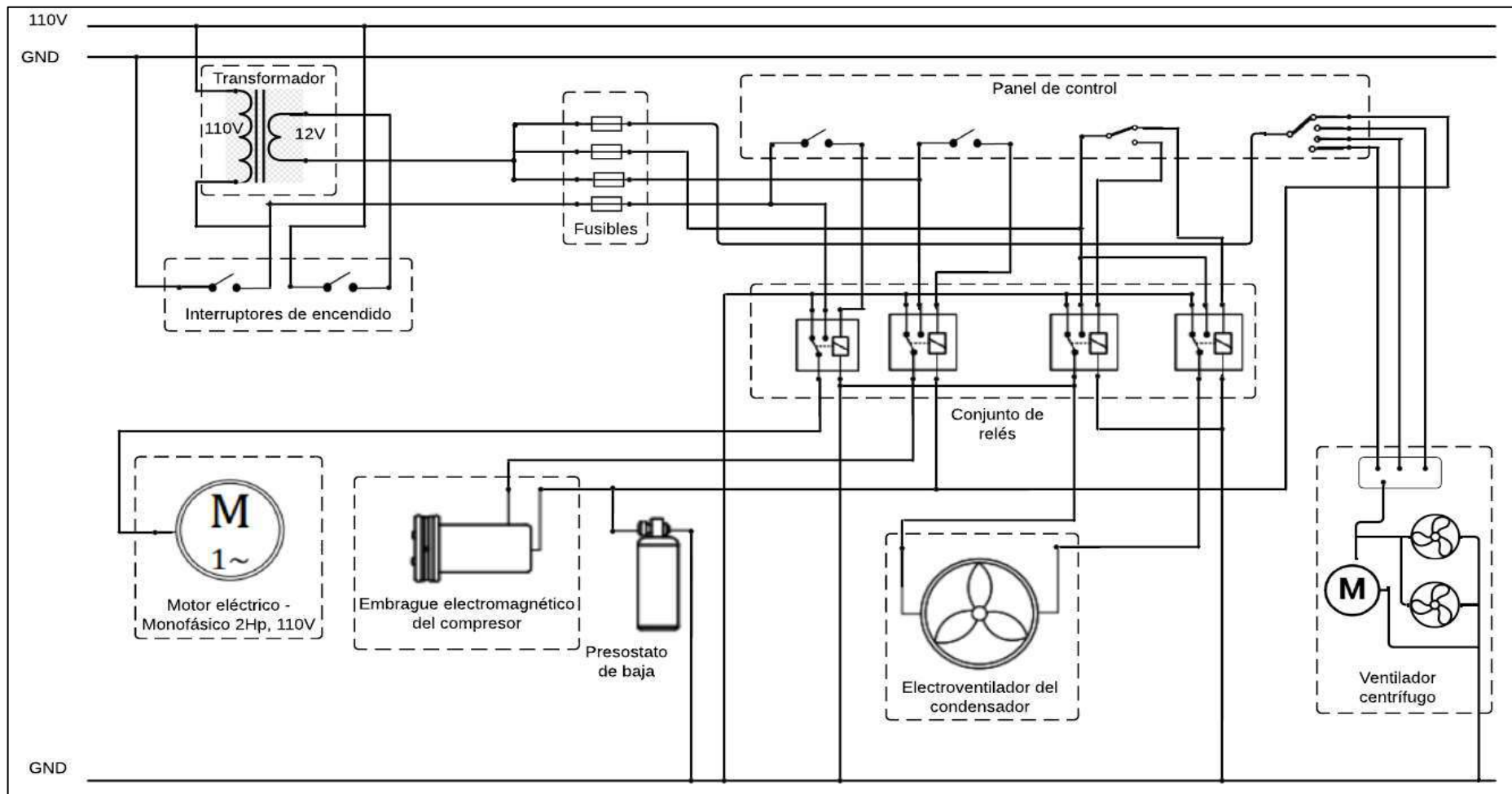


Ilustración 3-18: Instalación eléctrica del sistema de A/C

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

El sistema cuenta con un panel de control para la activación y desactivación del sistema del aire acondicionado. Es muy didáctico ya que se asemeja a los controles de un vehículo real, el panel dispone de interruptores que activarán o desactivarán a cada uno de los componentes que requiera conexión eléctrica. Para poner en funcionamiento se requiere de un orden de encendido que va a ser comandada por el operario.



Ilustración 3-19: Panel de control del sistema de A/C

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

3.7.9.1. Proceso de activación y desactivación sistema A/C

Mediante el panel de control se puede manipular los interruptores ON/OFF correspondientes, es necesario llevar un proceso de activación de manera correcta ya que evitaremos daños en los diferentes elementos. Posteriormente se describe el proceso del orden de encendido y apagado del banco de aire acondicionado.

Una vez realizado el respectivo montaje de los componentes mecánicos y eléctricos del sistema, teniendo en consideración que el motor eléctrico al consumir una gran cantidad de corriente (1000 W) necesita un Breaker ON/OFF para su encendido de forma independiente, evitando posibles sobrecargas o un corto circuito en el módulo de control eléctrico.

En primera instancia el sistema A/C requiere de alimentación directa (110V) para luego ser transformada a 12V mediante la activación del transformador (inversor). Durante este proceso es necesario guardar reposo durante 10 a 12 segundos hasta lograr condiciones de temperaturas óptimas de funcionamiento del transformador. Posteriormente, se activa el compresor para acoplar el embrague electromagnético dando inicio al ciclo de refrigeración. Finalmente se activa el electroventilador del condensador y el ventilador centrífugo del evaporador teniendo así trabajando al sistema en toda su capacidad. Hay que considerar que el ventilador centrífugo dispone de tres velocidades de operación. Para desactivar el sistema, únicamente sería lo inverso a la activación.

3.7.10. Acoples para transductores de presión

Mediante el fundamento de servicio y mantenimiento del sistema A/C del campo automotriz se construyó puertos de servicio en cada punto característico del ciclo. Esto fue necesario para acoplar los acoples de mantenimiento en el circuito de alta y baja presión. A través de estos acoples se puede instrumentar el sistema y testear las presiones en condiciones reales de funcionamiento. Los transmisores de presión requieren de acoplamiento extras para que sean compatibles con los acoples de mantenimiento automotriz.



Ilustración 3-20: Adaptación de acoples

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

Para su funcionamiento es necesario leer las instrucciones ubicadas en la parte superior del acople automotriz. Al cerrar el acople (válvula abierta), la presión del refrigerante fluye a través del transductor de presión permitiendo testear la presión. Al abrir el acople (válvula cerrada), el transductor de presión queda suspendido impidiendo el testeo de presión. - Con el acople completamente abierto se puede extraer el acople de mantenimiento.

3.7.11. Evacuación y carga en el aire acondicionado

3.7.11.1. Vacío (evacuación) del sistema

Una vez esquematizado las cañerías de aluminio de alta y baja presión, los acoples de carga (utilizados para testeo de datos), se procede a realizar un proceso de vacío de todo el sistema. Es indispensable realizar este proceso ya que el sistema se encuentra expuesto a la atmósfera. Mediante la bomba de vacío y la respectiva conexión con el juego de medidores múltiples (manómetros) se expulsa toda la humedad posible del sistema durante 15 minutos aproximadamente.

Conexión de mangueras para la prueba de vacío.

- Manguera de alta presión para carga → Manguera de abastecimiento del compresor.
- Manguera de baja presión para carga → Manguera de aspiración del compresor.
- Manguera de carga central del juego de medidores a la bomba de vacío.

Posteriormente, se procede hacer funcionar la bomba de vacío y seguidamente abrir la válvula de lado de baja presión del juego de medidores. Si no existe bloqueos en el sistema, se observará una indicación en el manómetro de alta presión, cuando esto suceda se debe abrir la válvula de alta presión del juego de medidores.

Este proceso debe durar aproximadamente entre 10 a 15 minutos donde se debe percatar que la presión en el manómetro de baja debe marcar un vacío por debajo de 760 mmHg, siempre y cuando no haya fugas. Un incremento en la lectura del manómetro indica la existencia de fugas la cual se debe reparar, caso contrario, si la lectura permanece estable (constante) el sistema no tiene fugas. Para desacoplar las cañerías, primero se debe cerrar las válvulas de tal forma que no se heche a perder el vacío.

3.7.11.2. Carga de refrigerante

Antes de realizar el proceso de carga, se debe tener en cuenta las siguientes advertencias con respecto al refrigerante R-134a:

- No exponer los ojos en el refrigerante ya que puede causar graves lesiones.
- Mantener alejado el refrigerante de áreas de soldadura o limpieza de vapor.
- Conservar el refrigerante en un sitio frío y oscuro donde no esté expuesto a la radiación solar.
- Evite respirar los vapores generados cuando se quema el refrigerante, puede ser perjudicial para la salud.

Para el proceso de carga se requiere accesorios como: árboles de carga, manómetros, bomba de vacío, botella de nitrógeno seco, mangueras y empaquetaduras. La carga se puede realizar de dos maneras, en estado líquido y en estado gaseoso. La carga en estado líquido se lo realiza con el contenedor invertido, es un proceso más rápido, pero se debe saber la cantidad exacta a cargar. Técnicos especializados en el aire acondicionado, mencionan que este proceso es poco más complicado por lo que se requiere de experiencia y práctica. El sistema se carga por la línea de baja en estado gaseoso sin necesidad de invertir el contenedor, es un proceso más lento y

recomendado por varios técnicos. Entonces, se procede a colocar el juego de medidores múltiples (manómetros) en su posición y abrir la válvula del recipiente del refrigerante para purgar la condición de carga, y finalmente abrir la válvula de la línea de baja presión.

Se debe cerciorar que la válvula de alta presión esté completamente cerrada. Durante varios minutos dejar cargar el sistema para posteriormente encender el aire acondicionado. El sistema se carga con una cantidad específica recomendada por el fabricante (600g, 21 oz), o cuando los manómetros de alta y baja presión indique el valor óptimo de carga.

- Presión óptima en manómetro de baja → 245 kPa (35.5 psi)
- Presión óptima en el manómetro de alta → 1470 kPa (213 psi)

No se debe exceder la carga ni mucho menos introducir poco refrigerante, provocaría que el sistema no trabaje en sus óptimas condiciones. Una vez que el sistema esté cargado adecuadamente, se procede a desacoplar el juego de medidores de la siguiente manera:

- Cerrar la válvula de lado de baja presión del juego de medidores. (Durante la carga, la válvula de alta presión debe permanecer cerrada).
- Cerrar la válvula del recipiente del refrigerante.
- Detener el motor.
- Con un trapo de taller, secar las mangueras de carga de las válvulas de servicio. (Proceso rápido)
- Colocar las tapas en todas las válvulas de servicio.


Una vez cargado y desacoplado los accesorios de carga, se procede hacer funcionar el sistema con la finalidad de verificar que no haya fugas y sobre todo que el sistema esté refrigerando.

3.7.11.3. *Refrigerante R-134a*

El sistema de aire acondicionado opera con refrigerante R-134a, para cargar el sistema es fundamental haber realizado la prueba de vacío y fugas.

Se seleccionó este refrigerante ya que el compresor únicamente admite R-134a que estipula el fabricante, es de la marca NOVOCOOL HFC-134a. Sus principales especificaciones se muestran en la tabla 3-16 y en el ANEXO E.

Tabla 3-16: Propiedades del refrigerante R-134a

Propiedades físicas	Unidades	R-134a	HFC-134a
Peso molecular	g/mol	102	
Punto de ebullición	C°	-26.1	
Punto de congelación	C°	-103	
Temperatura crítica	C°	101.1	
Presión crítica	Bar	40.67	
Densidad crítica	Kg/m ³	508	
Presión vapor	Bar	6.657	

Fuente: (Gasservei, 2022, pág. 2).

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

3.8. Automatización en la recolección de datos del sistema de A/C

El banco de simulación desarrollado dispone de componentes del sistema de aire acondicionado automotriz, como elementos principales comprende de un compresor, evaporador, condensador y válvula de expansión utilizado en un vehículo ICE, para imitar la condición real de funcionamiento del sistema A/C. Además, el sistema incluye un motor eléctrico 1.5 Hp, mini controladores, logos RC con módulos de expansión RTD, termocuplas PT100, contactores 7.5 Hp, fuente de poder 24V y transmisores de presión 10 y 20 bares.

3.8.1. Transductores de presión

Un transmisor y transductor de presión son dispositivos encargados de medir la presión y recolectar información para aplicaciones industriales y científicas, estas difieren en cuanto a su funcionamiento y salida de señal. El transmisor convierte la presión en señal eléctrica estandarizada (4-20mA o 0-10V) y tiene la facilidad de conectividad con equipos de recolección de datos, mientras que un transductor de presión convierte la presión en señal eléctrica no estandarizada o mecánica. Ambas se caracterizan por medir las presiones en forma de gas, líquido e incluso aceite.

No se utilizaron sensores de presión automotriz ya que se necesita conocer su protocolo de comunicación (programación), sus micros-controladores son desconocidos y de difícil acceso, por lo que se encuentran interpuestos en la unidad de control del vehículo. Comúnmente se utilizan manómetros, o sensores que son capaces de testear presiones manométricas, las cuales deben ser intercaladas a presiones absolutas, los transmisores TPS30 tienen la capacidad de realizar la medición en valores absolutos.

Tabla 3-17: Especificaciones técnicas de transmisores y transductores de presión


ALTA PRESIÓN (TRANSMISOR TPS30)		BAJA PRESIÓN (TRANSDUCTOR ELECALL)	
Denominación	Descripción técnica	Denominación	Descripción técnica
Rango de presión	290 PSI	Rango de presión	145 PSI
Temperatura de funcionamiento	23±5°C	Temperatura de funcionamiento	-25 a 100° C
Precisión	≤ 0.5%	Precisión	≤ 0.5%
Voltaje de alimentación	11-36 VDC	Voltaje de alimentación	24V
Voltaje output	4-20mA	Voltaje output	4-20mA

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

3.8.2. Resistance Temperature Detector (RTD)

Para el testeo de temperatura se utilizó cuatro termocuplas industriales, modelo PT100, tipo RTD (dispositivo termo resistivo) ubicadas en los respectivos puntos característicos del ciclo. Son diseñados para soportar condiciones de trabajo agresivas, sensores que contiene un alambre de platino que a 0°C marca 100 ohmios, mientras va incrementando la temperatura su resistencia eléctrica sube, es decir, la temperatura es directamente proporcional a la resistencia (variación lineal).

Tabla 3-18: Especificaciones técnicas de termocupla

Denominación	Descripción técnica	RTD
Modelo	PT100-5-200-M8-2000-SS	
Tipo	J	
Precisión	±0.05 K	
Rango de Temperatura	(-100 a 200) °C	
Alimentación	12 V	

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.


3.8.3. Transmisor de temperatura PT100 a 0-10V modelo 5 del grado

Es muy complejo determinar la temperatura a partir de un RTD, ya que la variación de la resistencia es décima de Ohm por cada grado centígrado. Por ende, se requiere de circuitos de precisión denominados puente de Wheatstone.

Para el campo industrial resulta un problema, por lo general el sitio de testeo de temperatura se encuentra lejos del departamento de equipos de medición y control. El problema radica principalmente en la longitud del cableado ya que afecta directamente la medición de temperatura. En función al problema se desarrollaron transmisores de voltaje e intensidad.

Para el monitoreo de temperaturas del aire acondicionado no se requiere de una gran cantidad de cableado, además el logo 8 opera con puertos analógicos de 0-10V, por ende, se utilizaron transmisores de voltaje. Internamente contiene una electrónica de precisión para el testeo del RTD, donde realiza un ajuste automático de resistencia del cable RTD a través del tercer terminal. El transmisor tiene como función convertir las señales del sensor de temperatura en señales de voltaje.

Tabla 3-19: Especificación técnica del Transmisor RTD


Denominación	Descripción técnica	Transmisor RTD
Entrada PT100	(0-200) °C	
Salida	(0-10) V	
Alimentación	DC 24V	
Precisión	0.5% - Escala completa	
Peso	43.5 g	

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

3.8.4. Módulo de expansión

Son componentes que permite expandir a voluntad una configuración logo. El logo 8 al tener puertos de entrada analógica y digital y para la recolección de datos únicamente se necesitará puertos analógicos (señal analógica de termocuplas), por ende, es necesario el módulo de expansión. El módulo base “Logo 8” tiene la capacidad de ampliarse hasta incluir 24 entradas digitales, 20 salidas digitales, 8 entradas y salidas analógicas. En resumen, el módulo de expansión permite aumentar el número de entradas y salidas digitales y analógicas. En la tabla 3-20 se describe las características técnicas más relevantes del módulo de expansión.

Tabla 3-20: Descripción técnica del módulo de expansión

Denominación	Descripción técnica	Módulo de expansión
Fabricante	Siemens	
Tensión de alimentación	12/24 V DC	
Consumo	30mA	
Nº de entradas lógicas	2	
Rangos de entrada	Termorresistencias PT100	

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

3.8.5. PLC Logo 8

El Logo nano-PLCs 8, es un dispositivo de automatización el cual es un programador lógico de fácil control, es el encargado de accionar actuadores y sensores para realizar la programación en el control de recolección de datos del sistema de aire acondicionado, su capacidad es de 8 entradas por lo que sus entradas serán 4 señales de presión y 6 de temperatura, por lo que se necesitó 2 logos y un módulo de expansión AM2 RTD. En la tabla 3-21 y ANEXO G se muestran las especificaciones técnicas del Logo 8 RCE SIEMENS.

Tabla 3-21: Especificaciones técnicas logo 8 12/24 RCE SIEMENS


Denominación	Descripción técnica	Logo 8 12/24 RCE SIEMENS
Logo 8 12/24 RCE	12/24 V	
Temperatura máx.	-20 C	
Temperatura min	55 C	
Salidas	4 (digitales)	
Entradas	8 (analógicas)	

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

3.8.6. Porta fusible RT 18-32

La porta fusibles RT 18-32 tiene capacidad para baja tensión, se caracteriza por su pequeño y de peso ligero, además tiene baja pérdida de potencia y tiene a fracturarse con facilidad ante tensiones excesivas. Este componente ha sido diseñado para la protección ante sobrecargas y cortocircuitos en una instalación eléctrica.

Tabla 3-22: Descripción técnica del portafusibles


Denominación	Descripción técnica	Porta fusible RT18-32
N° modelo	RT 18-32	
Corriente nominal	(32-63) A	
Tensión nominal	380 V	
Norma	IEC 269	

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

3.8.7. Fusible cilíndrico

Son cartuchos cilíndricos de clase gG, principalmente diseñado para la protección de líneas y equipos expuestos a sobrecargas o cortocircuitos ante un posible fallo durante la operación en la conexión eléctrica. Son elaborados con tubo cerámico, proporciona alta resistencia a la presión interna y a choques térmicos.

Tabla 3-23: Descripción técnica del fusible

Denominación	Descripción técnica	Fusible cilíndrico
Dimensión	10 x 38 mm	
Corriente	6A	
Voltaje	500V	

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

3.8.8. Router TPLINK WIFI-ETHERNET WPS

El Router permite tener conectividad entre los controladores (Logo 8) y el usuario. Su principal objetivo es enviar paquetes de datos mediante un cable o conexión inalámbrica al usuario. Los controladores son los encargados de monitorear el sistema A/C (presión y temperatura), además comparte conectividad con el router a través de un cable donde circula la información testada.




Ilustración 3-21: Router-ETHERNET

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

3.8.9. Fuente de poder

Denominadas también fuentes de alimentación, cuya función es transformar la energía. Es decir, transforma un tipo de energía en otra útil para el óptimo funcionamiento de los dispositivos. Generalmente, los componentes utilizados para la automatización opera con 12/24 voltios, por ende, se eligió la fuente de poder con las siguientes características.

Tabla 3-24: Descripción técnica de la fuente de poder

Denominación	Descripción técnica	Fuente de poder
Potencia	60W	
Voltaje de entrada	110/220 VCA	
Voltaje de salida	24 V	
Intensidad	2.5 A	

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

Finalmente, para su respectiva conexión eléctrica e instalación de cada componente en el banco de pruebas, fue necesario disponer de varios materiales para establecer conexión y acabados finales entre los diferentes dispositivos. La conexión para la automatización requiere de un acabado eficiente, de tal forma que disminuye el porcentaje de fallo ante una posible avería. En la siguiente tabla se describe cada material utilizado.

Tabla 3-25: Materiales utilizados para conexión e instalación eléctrica

Material	Descripción
Bornero riel	4mm – 10AWG
Tope de bornera LEIPOLE W/F	-
Tapa para bornera	-
Puente equipotencial LEIPOLE	4mm
Caja plástica eléctrica	175x110x66 mm (10Ø PG16)
Caja plástica JSL lisa	200x155x85 mm
Canaleta ranurada gris DXN 10042	25X40 mm
Prensa estopa PG16 negra	Hueco 22.5mm
Cinta espiral negro	6mm (1/4)
Cinta espiral negro	15 mm (5/8)
Cable de instrumentación - multi conductor blindado	4x22 AWG – CMR 300V
Base adhesiva	25x25mm
-Amarras negras	10 cm T4HD
Terminal hembra rojo	¼ 22-18 6.4mm
Terminal macho rojo	¼ 22-18 AWG -


Tubo termo encogible negro	4mm – cable #14
Riel DIN y acero perforado	-
Cable flexible	22 AWG
Conector RJ45 CAT 5E UTP LINX	-
Capuchón BOOT RJ45 GRIS LINK	-
Cable UTP CAT 5E	-

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

3.8.10. Anemómetro

Son instrumentos capaces de testear la velocidad del viento, su principal objetivo es determinar cuán rápido circula el aire en una determinada ubicación. Existen diversos tipos de anemómetros, como: anemómetro de copas, anemómetro de paletas, anemómetro ultrasónico y anemómetro sónico. La siguiente tabla muestra un termo anemómetro impermeable utilizado para medir la velocidad del aire que sale por el evaporador. La adquisición de datos es de forma manual, mediante la activación de un botón congela la lectura testeada.

Tabla 3-26: Descripción técnica del anemómetro

Denominación	Descripción técnica	Anemómetro Extech 45158
Alimentación	Batería de litio	
Rango de operación	-18° C a 50°C	
Margen de error	±5%RH	
Margen de humedad	10% a 95% RH	
Tiempo de muestreo	1 lectura/s (Aire y temperatura)	
Peso	95g	

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

3.9. Instrumentación de RTD y transductores de presión para la automatización

Para caracterizar el sistema de aire acondicionado se instalaron tres transductores y un transmisor de presión en los respectivos puntos característicos del ciclo, así como también se instalaron cuatro termocuplas de contacto en cada punto característicos del ciclo termodinámico. Es decir, los transductores de presión se ubicaron antes y después de los intercambiadores de calor, mientras que las termorresistencias requieren de ubicación poco diferente, esto con la finalidad de que el testeado de datos sea lo más preciso posible.

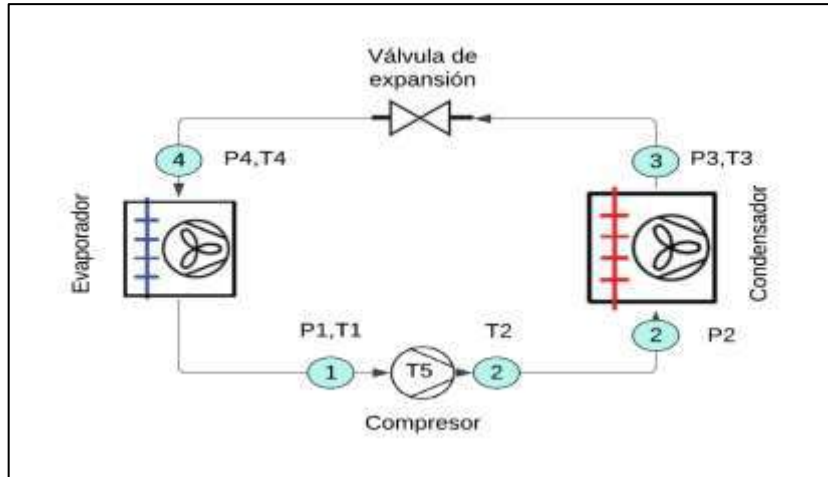


Ilustración 3-22: Ubicación de transductores de presión y termocuplas

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

En función al ciclo termodinámico se tiene presión alta y baja en el sistema, en la línea de alta presión (descarga) se instalaron un transductor y un transmisor con capacidad máxima de 290 PSI (P2 y P3), por otro lado, en la línea de baja presión (succión) se instalaron dos transductores con capacidad máxima de 145 PSI (P3 y P1). Se mecanizaron cuatro adaptadores de rosca que permiten acoplar los transductores de presión con los acoples de servicio automotriz. Se aplicó Loctite en la respectiva rosca para no tener fugas de refrigerante.

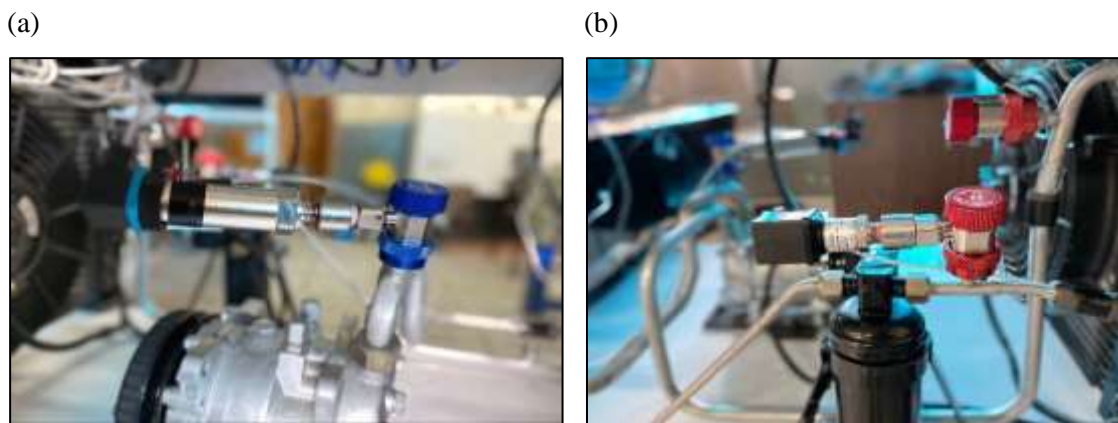


Ilustración 3-23: (a) Instalación de transductores de baja presión, (b) Instalación de transductores de alta presión

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

Las termocuplas RTD se ubican en los cuatro puntos característicos del ciclo, (ilustración 3-22). Ubicar adecuadamente el sensor es importante, el aceite circulante en el sistema actúa como aislante e impide el testeo.

Durante la inactividad del banco A/C, el aceite se asentará en todos los componentes que conforma el sistema teniendo mayor concentración en los componentes fríos, tales como: evaporador, líneas de acumulador y succión (SANDEN, 2007, pág. 27).

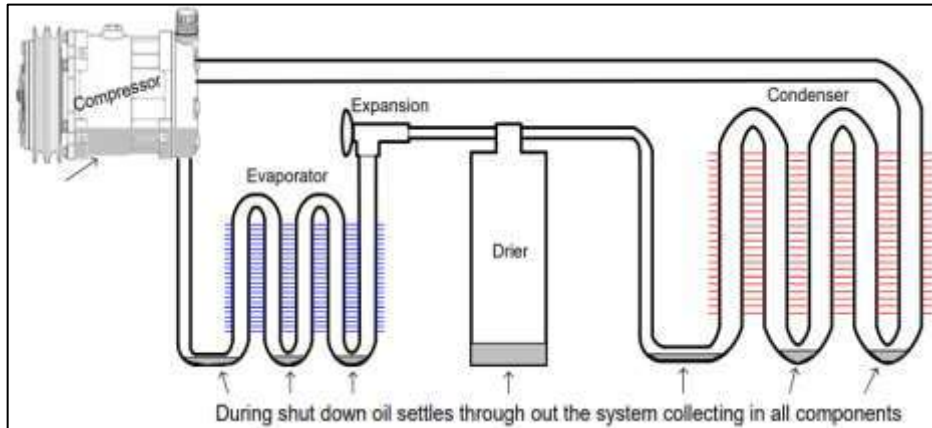


Ilustración 3-24: Concentración del aceite en los componentes del sistema A/C

Fuente: (SANDEN, 2007).

En caso de una reparación, el aceite se extrae junto con el refrigerante remplazado. Generalmente, antes de montar un nuevo compresor se debe tener en cuenta la cantidad de aceite y viscosidad requerida según las recomendaciones del fabricante. Para que el aceite se expanda uniformemente, hay que rotar 10 veces la polea del compresor antes del montaje. La distribución media de la cantidad de aceite en el circuito del refrigerante es, 50% en el compresor, 10% en el condensador, 10% en el filtro desecador/acumulador, 20% en el evaporador y 10% en los conductos/mangueras. (MAHLE, 2021, pág. 23).

Los sensores RTD no se puede ubicar en el inferior de la cañería por cuestiones de asentamiento del aceite, también es imposible colocar el sensor en la parte superior del conducto, por efectos de gravedad, el refrigerante tiende mayor concentración en la parte inferior de la cañería de aluminio. En la ilustración 3-25, se puede apreciar que la ubicación correcta de las termocupas RTD es a 30 o 40 grados del centro de referencia de la cañería. Cuando se sustituye un elemento del sistema, el propósito es restituir la cantidad de aceite original que describe el fabricante en la etiqueta del compresor. Al adquirir un compresor nuevo, el aceite viene completo de fábrica.

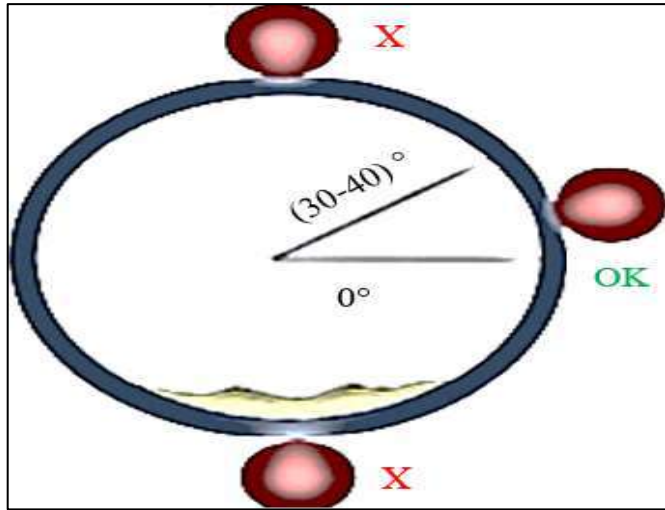


Ilustración 3-25: Ubicación adecuada de termocuplas RTD

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

3.10. Diagrama de conexión eléctrica para la automatización

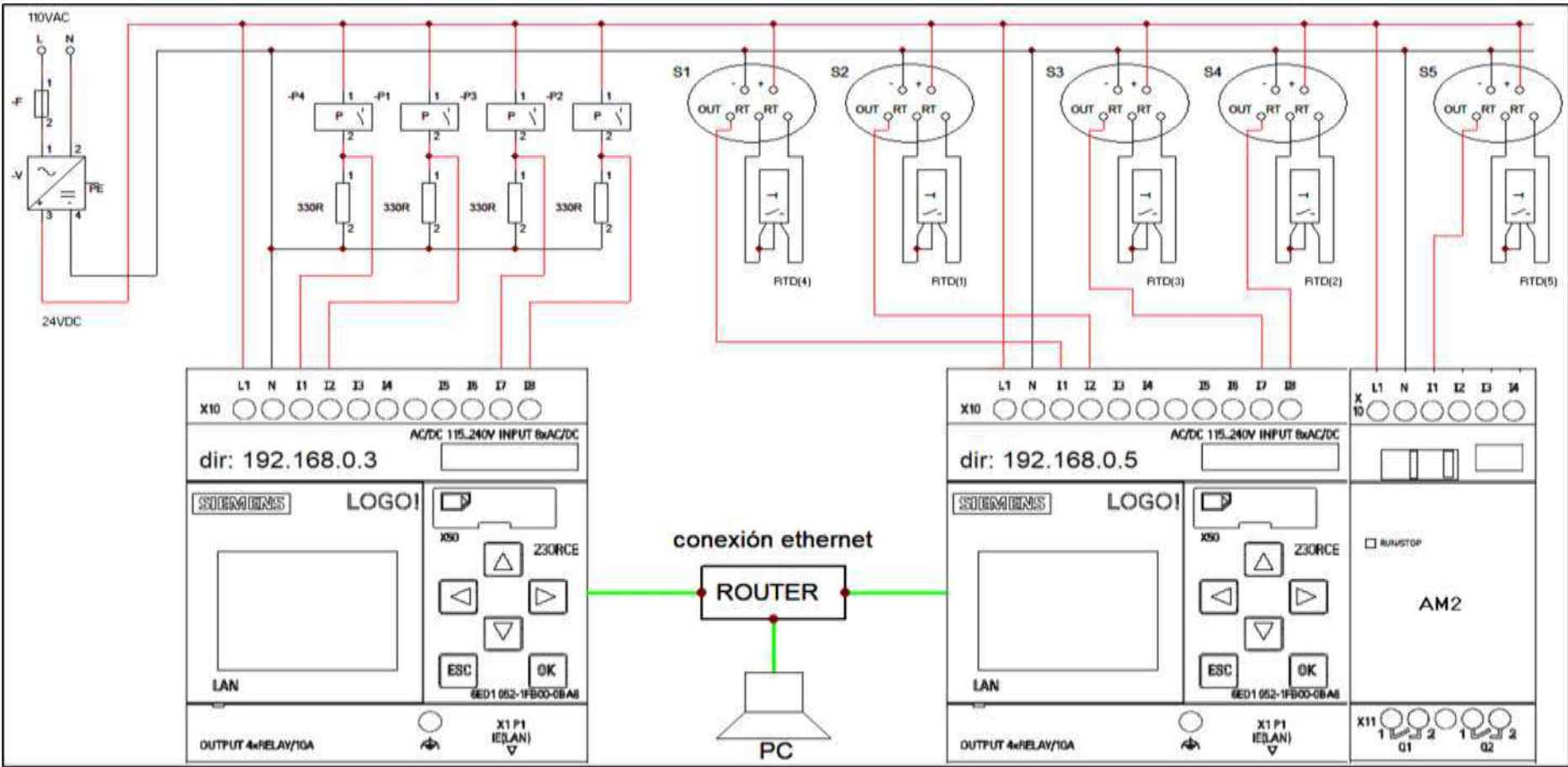


Ilustración 3-26: Diagrama eléctrico de PLC

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

El diagrama eléctrico referente a la automatización de datos cuenta con dos controladores lógicos LOGO V8.3 12/24 RCE. El primer logo con dirección IP 192.168.0.3 es el encargado de adquirir las señales de los respectivos sensores de presión. Durante el testeo, entregan una señal de corriente de 4 a 20 mA proporcional a la presión de trabajo. P_1 y P_4 operan a presión máxima de 10 bares (145 PSI) mientras que P_2 y P_3 trabajan a presión máxima de 20 bares (290 PSI) respectivamente.

Tabla 3-27: Distribución de entradas del controlador (IP 192.168.0.3)

Característica	Función
Entrada Analógica (I_1)	Transductor de presión (10 bares)
Entrada Analógica (I_2)	Transductor de presión (10 bares)
Entrada Analógica (I_7)	Transductor de presión (20 bares)
Entrada Analógica (I_8)	Transmisor de presión (20 bares)
L1	Fase
N	Neutro

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

Anteriormente, se ha mencionado que los logos tienen cuatro puertos de entradas analógicas de 0-10 V, mientras que los transmisores entregan señal de corriente la cual no es compatible. Por ende, se realizó un circuito con una resistencia de 330 ohmios para convertir la señal de corriente (4-20) mA en señal de voltaje (1.32-6.6) V. Mediante la ley de ohm ($V = I * R$) se realiza el cálculo respectivo para cada transductor/transmisor de presión.

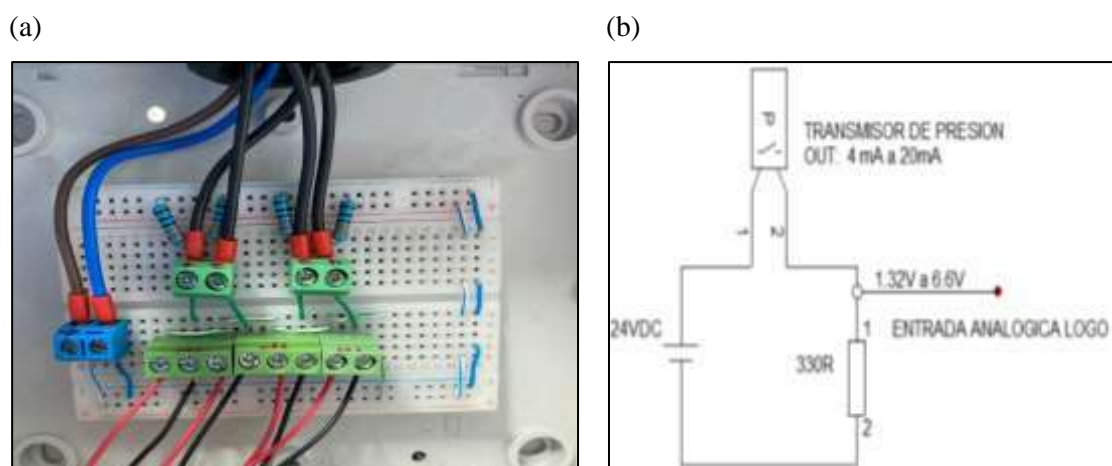


Ilustración 3-27: (a) Conexión de conversión de señal de corriente a voltaje, (b) Diagrama de conversión de corriente a voltaje

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

Posteriormente, el segundo logo con dirección IP 192.168.0.5 es el encargado de adquirir señales de las cinco termocuplas PT100 (cuatro RTD en los puntos característicos del ciclo y un RTD en la salida del kit del evaporador). Su principio de funcionamiento se basa en la resistencia eléctrica del material (ρ) y el coeficiente térmico (α) con el cual cambia el valor de esta resistencia. En función a la tabla 2-3 se entiende que a menor resistividad del material tiene mejor conductividad.

Tabla 3-28: Distribución de entradas del controlador y módulo de expansión

Característica	Función
Dirección IP	(192.168.0.5)
Entrada Analógica (I_1)	RTD 4
Entrada Analógica (I_2)	RTD 1
Entrada Analógica (I_7)	RTD 3
Entrada Analógica (I_8)	RTD 2
L1	Fase
N	Neutro
Módulo de expansión AM2	
Entrada Analógica (I_1)	RTD 5
L1	Fase
N	Neutro

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

Se utilizaron sensores RTD de platino y para establecer conexión con el controlador se implementaron cinco transmisores de voltaje (0-10) V para la conversión de señal.

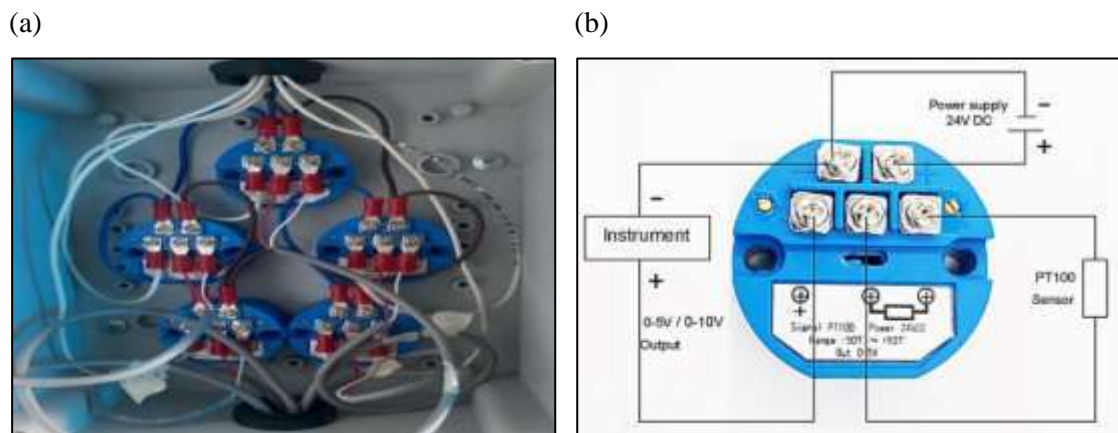


Ilustración 3-28: (a) Conexión de transmisores para RTDs, (b) Esquema eléctrico del transmisor

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

Los transmisores de temperatura se encargan de entregar una señal de (0 a 10) V proporcional a la temperatura de trabajo (0 a 200) °C. Cada transmisor se alimenta con 24 VDC, internamente el transmisor proporciona una corriente constante al RTD para excitarlo y generar una caída de tensión a través de su resistencia, el transmisor testea la caída de tensión para acondicionar la señal (compensación de variación) y convertirla en una señal de salida.

Además, el segundo controlador (logo 8.3) dispone de un módulo de expansión de dos entradas analógicas (Logo AM2) ya que el módulo base cuenta únicamente con cuatro entradas analógicas de voltaje. En función al diagrama eléctrico automatizado, los controladores lógicos, módulo de expansión (AM2), transductores de presión requiere de una fuente de poder (110V AC_{in} y 24 V DC_{out}) con su respectivo fusible de protección para el funcionamiento de los dispositivos de automatización. Finalmente, los controladores tienen conexión directa con el router de tal forma que pueda haber conectividad ethernet entre los controladores y el usuario.

3.11. Programación del controlador LOGO 8

3.11.1. Software Logo Soft Comfort V8.3

El software para la programación del PLC es Logo Soft Comfort V8.3, se trabajó con entradas de corriente de los transmisores de presión, termocuplas RTD tipo PT100 de dos hilos y transmisores de voltaje. El software proporciona dos tipos de protocolo de programación las cuales son: FUP (diagrama de funciones) y KOP (diagrama de contactos). Inicialmente, se crea un nuevo proyecto y se define el tipo de lenguaje de programación, en este caso utilizaremos el lenguaje FUP.

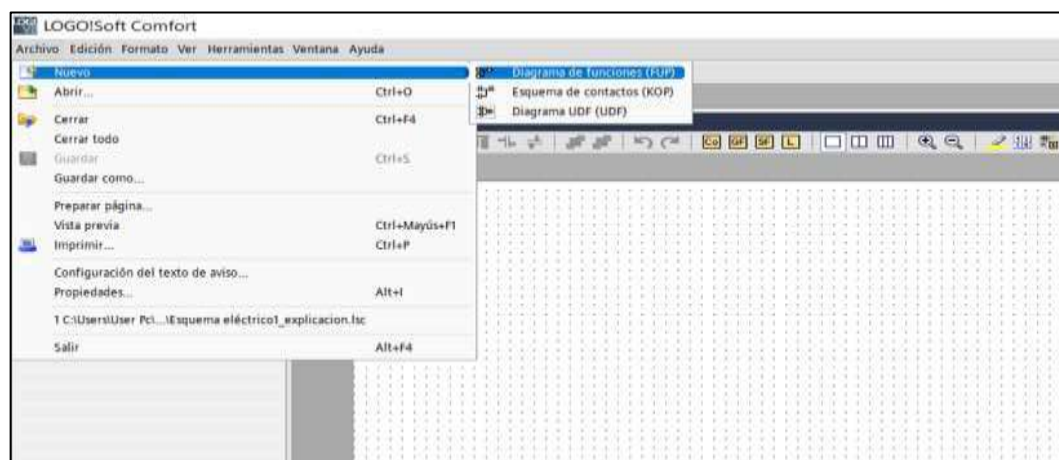


Ilustración 3-29: Lenguaje de programación FUP

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

Inicialmente se ha creado un proyecto de red donde se define un “LAYOUT” para los controladores PLC. Se ha seleccionado dos controladores de versión LOGO 8.3 con dirección IP 192.168.0.3 (logo base) y 192.168.0.5. Automáticamente se crea una topología estrella, es decir, una interconexión entre logos y esta a su vez a una computadora. A partir de aquí se puede controlar a un logo mediante el mapeo de variables, definiendo como centralita al logo 8.3_1.

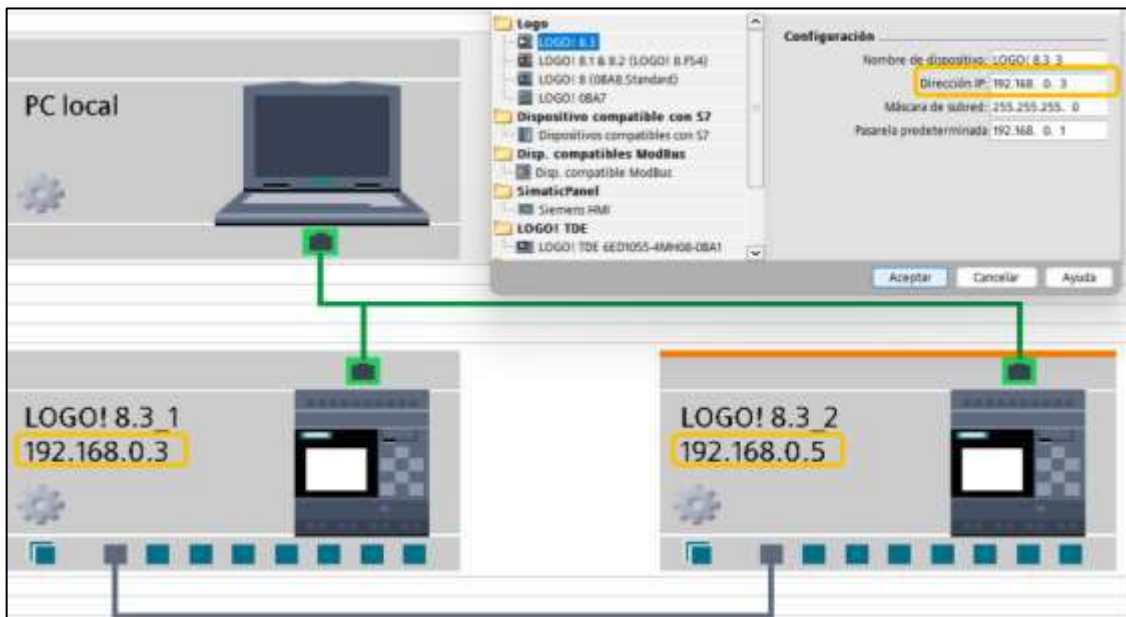


Ilustración 3-30: Proyecto de red para controladores PLC Logo

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

El micro autómatamente internamente tiene un microcontrolador compuesto de transistores que van a dejar o no transmitir corriente eléctrica, teniendo niveles bajos (0) y niveles altos (1). A través de estos niveles, el microprocesador entiende y dependiendo la lógica de programación lo procesa en forma de salidas.

Las diferentes entradas del logo tienen un área de memoria, donde se puede ver los estados booleanos (0 o 1), cada estado representa un bit. La unión de varios Bits sirve para tratar con señales analógicas extensas. – La unión de 8 bits equivale a 1 Byte y 2 Bytes representa una palabra, entonces, la unión o arreglo de Bytes sirve para tratar las señales de conexión a otro logo en red mediante una variable de entrada I. A esto se lo denomina mapeo de variables.

Hay dos maneras para establecer conexión y compartir información de esclavo a maestro, la ilustración 3-33 (a) es mediante mapeo de variables y la ilustración 3-33 (b) es a través de la unión directa de salida analógica de red con entrada analógica de red.

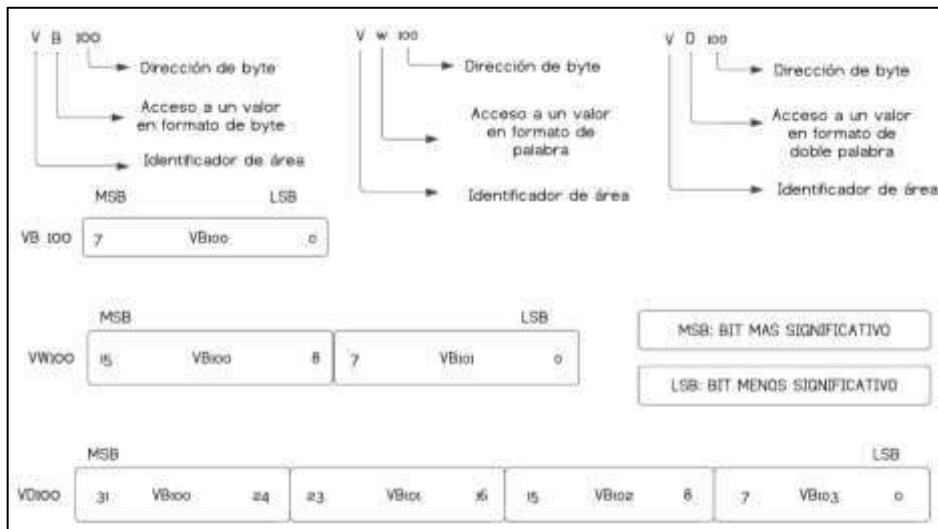


Ilustración 3-31: Variables en logo

Fuente: (SIEMENS, 2003).

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

Mediante el intercambio de variables entre controladores, se establece una topología de maestro-esclavo, definimos como controlador maestro al Logo (IP: 192.168.0.3). En el logo 1 incluirá gran parte de la programación.

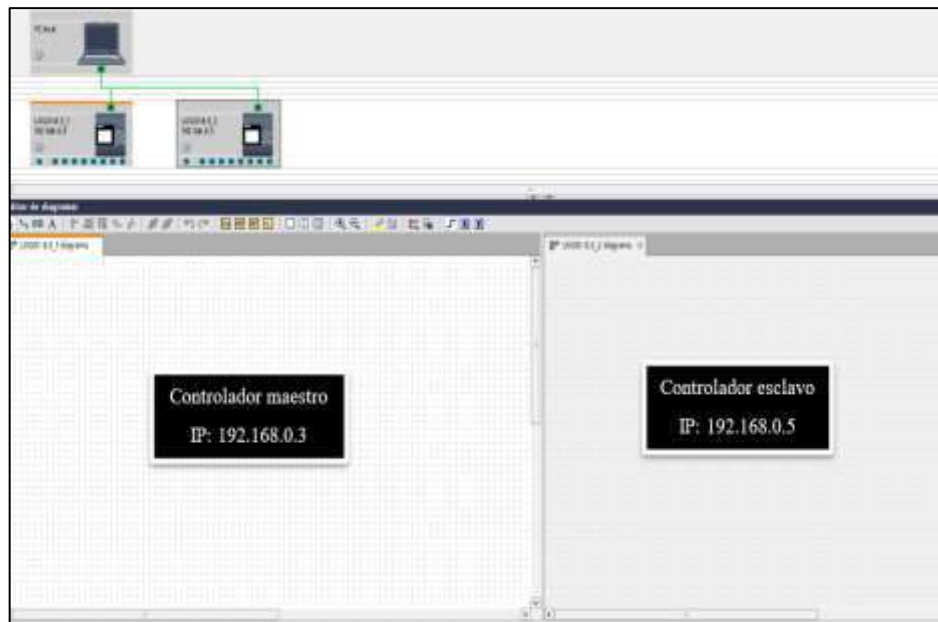


Ilustración 3-32: Topología maestro esclavo

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

3.11.2. Escalamiento analógico RTDs en controlador esclavo

El controlador esclavo será el encargado de ejecutar la programación de los cinco RTDs mediante el diagrama de bloques (protocolo FUP). A manera de explicación, se realiza con dos sensores RTDs, de tal forma que es el mismo proceso para los sensores restantes.

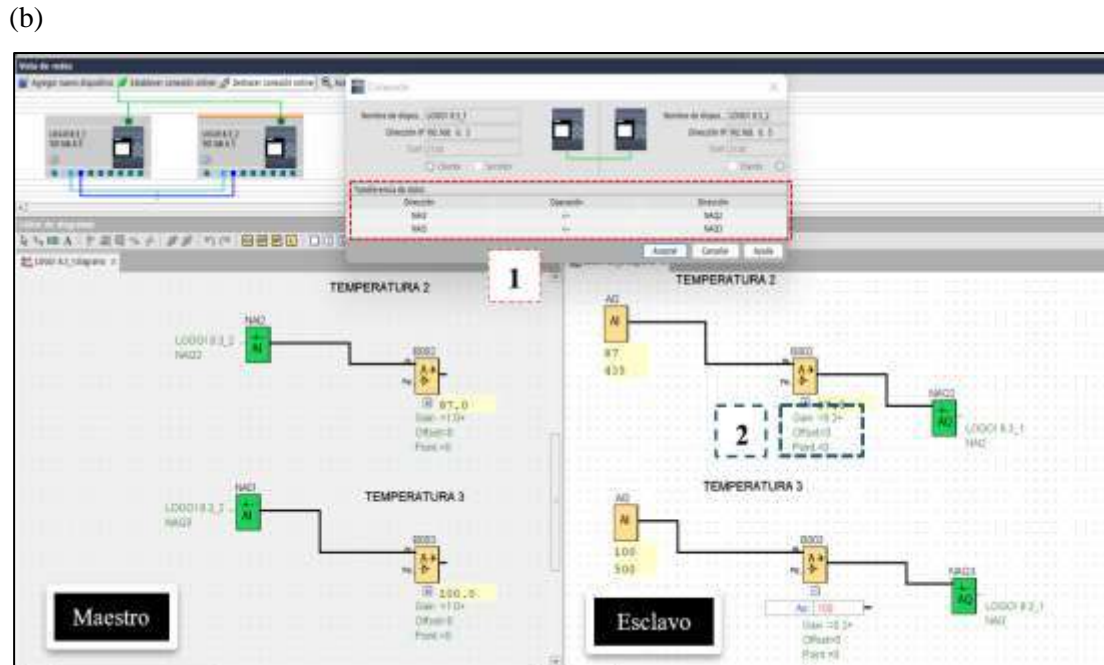
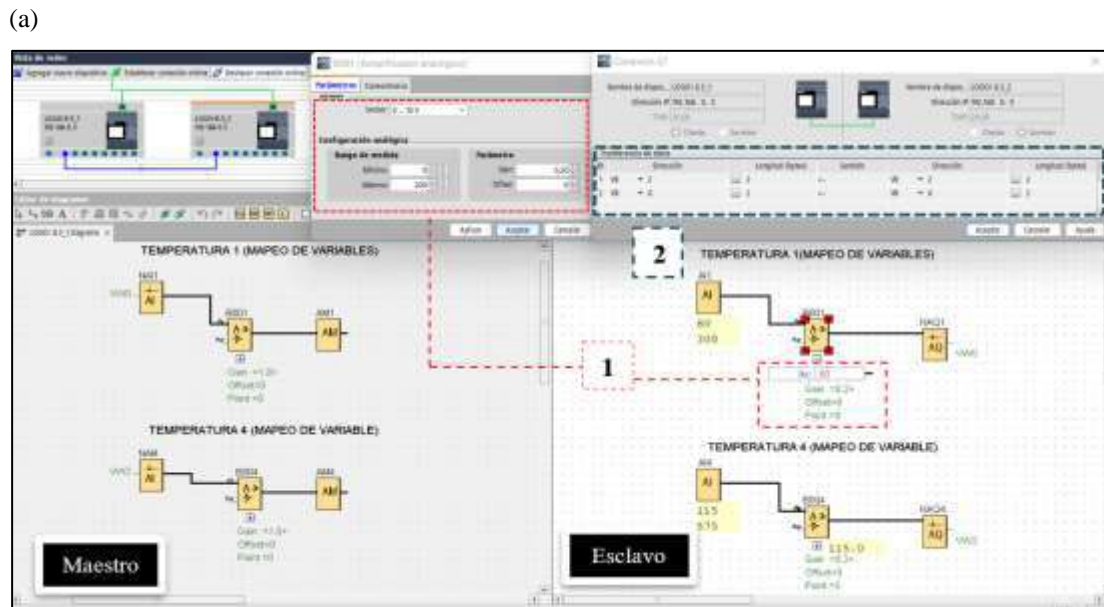


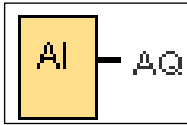
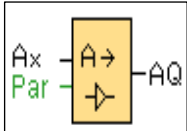
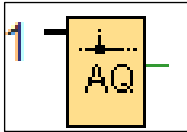
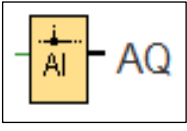
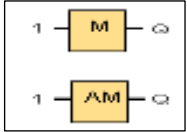
Ilustración 3-33: (a) Conexión de controladores mediante mapeo de variables, (b) Conexión de controladores mediante unión de bornes (arrastre)

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

Los dos tipos de conexión tiene un proceso casi similar para la comunicación de los controladores, la opción (a) de la ilustración 3-33 requiere configurar la transferencia de datos. Por ende, se describe la dirección y formato de byte para mapear las variables de entrada y salida analógicas de red, a la vez, se definió el controlador esclavo y el sentido de transferencia de datos para la programación de los RTDs (recuadro 2). También, es necesario un amplificador analógico para definir le tensión de funcionamiento del sensor (0-10V), rango de medición (0-200°C) y los parámetros de ganancia (0.2) para limitar el rango de medición (recuadro 1).

La segunda opción (ilustración 3-33 (b)) es más sencilla, se requiere de las mismas funciones de programación, con la peculiaridad de que se debe enlazar la salida analógica de red de controlador esclavo con la entrada analógica de red del logo base. Esto se logra únicamente uniendo los pines de entrada y salida analógica de red, es decir, el software automáticamente ya genera el mapeo de variables. Para constatar que la transferencia de datos se ha realizado con éxito, las entradas y salidas analógicas de red se pintan automáticamente de color verde. En la tabla 3-29 se describe las funciones de programación utilizadas para el testeo de temperatura.

Tabla 3-29: Funciones de programación para los RTDs

Instrucciones de programación	Descripción	Símbolo
Entrada analógica	Los dispositivos PLC logo y módulos de expansión procesan señales analógicas.	
Amplificador analógico	Amplifica un valor aplicado en la entrada analógica y lo devuelve en la salida analógica.	
Salida analógica de red	Cuando un módulo base está en modo esclavo, se puede configurar una salida analógica de red en el maestro para controlar una salida analógica de esclavo.	
Entrada analógica de red	Conecta una entrada analógica a red a una entrada de bloque.	
Marca analógica	Devuelven en su salida la señal de entrada.	

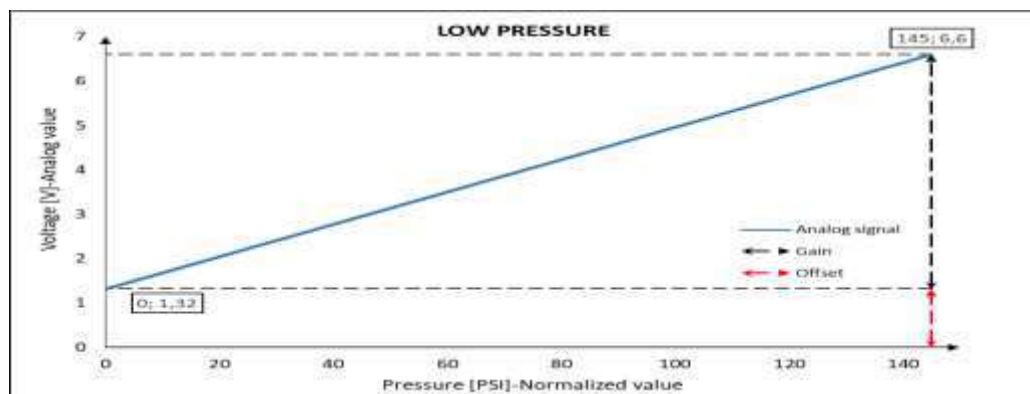
Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

3.11.3. Escalamiento analógico para transductores de presión

El controlador maestro es quien lleva la mayor parte de configuración y procesamiento de señales de presión y temperatura, también el envío y recepción de variables a la aplicación de Logo Web Editor (LWE). En el capítulo 2, se mencionó los parámetros de funcionamiento (presión-temperatura) del sistema, bajo este fundamento se seleccionaron transductores de diferente capacidad (P_{Low} : 145 PSI y P_{High} = 290 PSI).

De la ilustración 3-26 se puede constatar que se necesita cuatro sensores en los respectivos puntos característicos del ciclo. Anteriormente, se detallaron los parámetros de funcionamiento de los transductores, y mediante un circuito eléctrico se logró transformar la corriente en tensión, teniendo así un rango de operación de 1.32V a 6.6V. Esta tensión calculada, cumple con los parámetros de entradas analógicas (0-10) V la cual recepta el controlador.

(a)



(b)

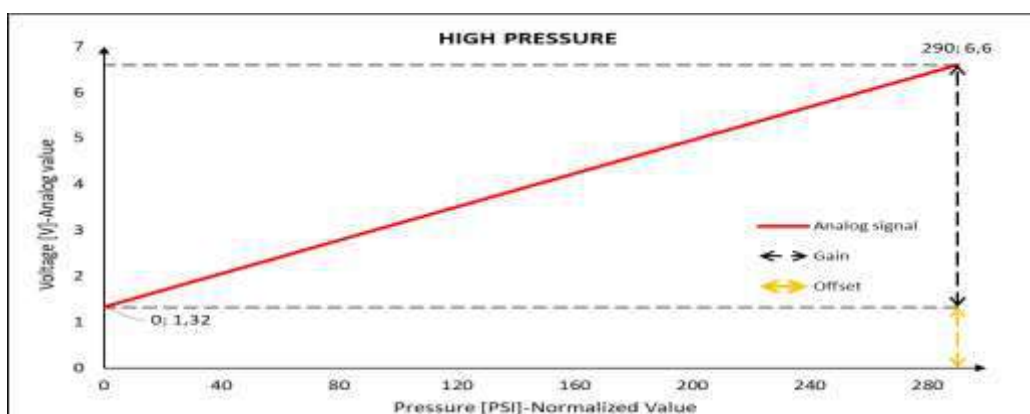


Ilustración 3-34: (a) Diagrama P-V para transductor de baja presión, (b) Diagrama P-V para transductor de alta presión

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

El comportamiento de un transmisor/transductor de presión es directamente proporcional a la tensión, es decir, a mayor presión se tiene mayor voltaje y viceversa. La ilustración 3-34 (a), (b) describe qué valor normalizado se convierte en qué valor analógico, la ganancia corresponde a la inclinación de la recta y el decalaje equivale al decalaje del paso por cero de la recta en el eje Y. Dicho comportamiento se traduce en una ecuación de la recta, la cual será clave para escalar la programación.

$$y - y_1 = m(x - x_1) \quad (15)$$

$$m = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \quad (16)$$

$$y = mx + b \quad (17)$$

$$\text{Valor analógico} = (\text{Valor normalizado} * \text{ganancia}) + \text{decalaje}(\text{offset}) \quad (18)$$

Relacionando la ecuación 17 y 18, se determina que “y” viene hacer el valor analógico, “x” valor normalizado, “m” ganancia y “b” el decalaje u offset. Los diagramas P-V presenta coordenadas de rango de funcionamiento, por ende, el transductor de baja presión tiene coordenadas (0,1.32) y (145, 6.6) mientras que el transductor de alta tiene coordenadas (0, 1.32) y (290, 6.6) respectivamente. Reemplazando las coordenadas en la ecuación 15 y 16, se tiene la conversión de voltaje a presión.

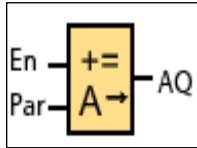
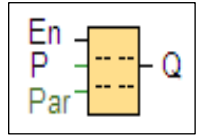

$$x = (y - 132) * \left(\frac{290}{528}\right) \quad (19)$$

$$x = (y - 132) * \left(\frac{145}{528}\right) \quad (20)$$

Las variables resultantes se interpretan como, presión “x” y escala logo “y” (voltaje). Posteriormente, se procede la programación con protocolo FUP donde, las entradas analógicas del controlador maestro (I_1, I_2, I_7 e I_8) corresponde a las presiones (P_1, P_2, P_3 y P_4). Mediante las funciones de programación de la tabla 3-29 y 3-30 se realizó el diagrama de bloques para procesar la señal.

Para receiptar la señal procesada de los cuatro transductores, se utilizaron entradas analógicas, amplificadores analógicos, marcas analógicas, textos de aviso e instrucciones aritméticas. A manera de explicación, la programación se realizó a un transductor de alta y uno de baja presión. Para los transductores restantes, el proceso de programación será similar a lo explicado.

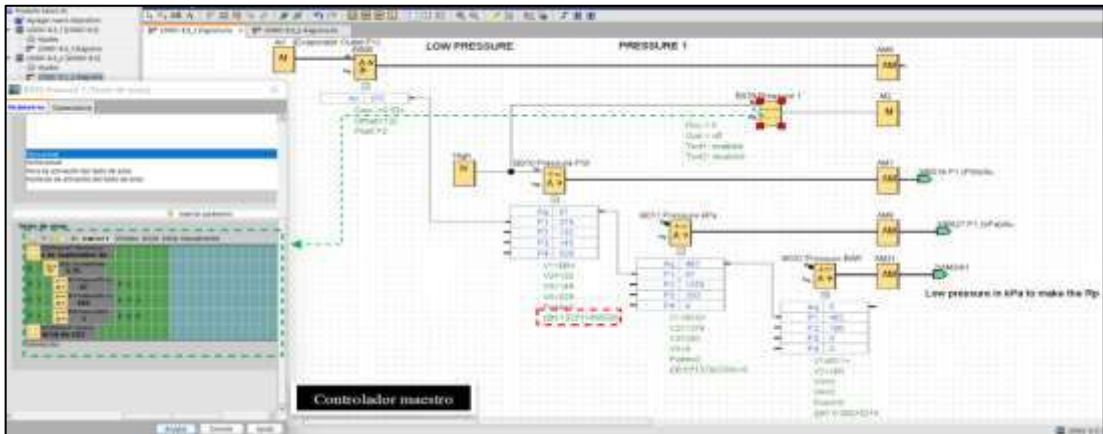
Tabla 3-30: Funciones de programación para transductores de presión

Instrucciones de programación	Descripción	Símbolo
Instrucción aritmética	Calcula el valor A_q de una ecuación formada por operandos y operadores definidos por el usuario.	
Texto de aviso	Muestra parámetros en el display integrado del logo.	
Nivele fijos	Determina la entrada de un bloque en estado lógico HIGH (hi)	

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

A través de funciones básicas analógicas, se realizaron las conexiones y configuraciones de procesamiento, donde presenta la forma de indexar las ecuaciones de la recta (19-20) con operadores aritméticos. Seguidamente, se configura los amplificadores analógicos (B006 y B007), definiendo a los transductores que receipta una señal de 0-10 V, Logo Soft, proporciona una resolución 0-1000 (Gain-Offset) la cual ha sido modificado en función a los voltajes determinados producto de la conversión corriente-tensión (1.32-6.60). La función ‘‘aviso de texto’’ muestra los parámetros de funcionamiento seleccionados en el display del logo (recuadro verde). Finalmente, la función ‘‘instrucción aritmética’’ permite determinar la presión alta y baja en PSI (recuadro rojo), además, se realizó la conversión de unidades en kPa y bares.

(a)



(b)

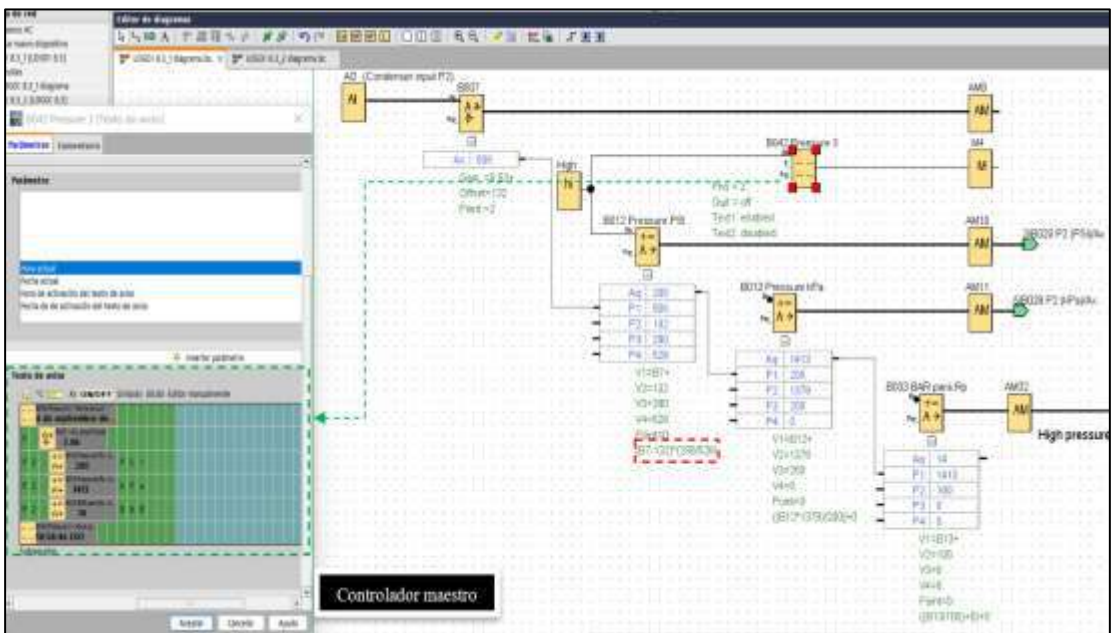


Ilustración 3-35: (a) Escalonamiento para transductor de baja presión, (b) escalonamiento para transductor de alta presión

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

3.11.4. Diagrama de bloques para programación R_p

La relación de presión (R_p) se establece como el cociente entre la presión de descarga del compresor y la presión de entrada de esta.

$$\left(\frac{P_c}{P_e}\right) \quad (21)$$

Inicialmente, ya se ha desarrollado la programación de los transductores de presión. En función al diagrama de bloques, las marcas analógicas (AM) poseen la presión resultante (P1 y P2) la cual se utilizó para calcular el (R_p). Además, dispone de un amplificador analógico e instrucción aritmética que permite indexar la ecuación 21. De igual manera, la relación de presión va a ser registrada en el almacenamiento para un previo análisis.

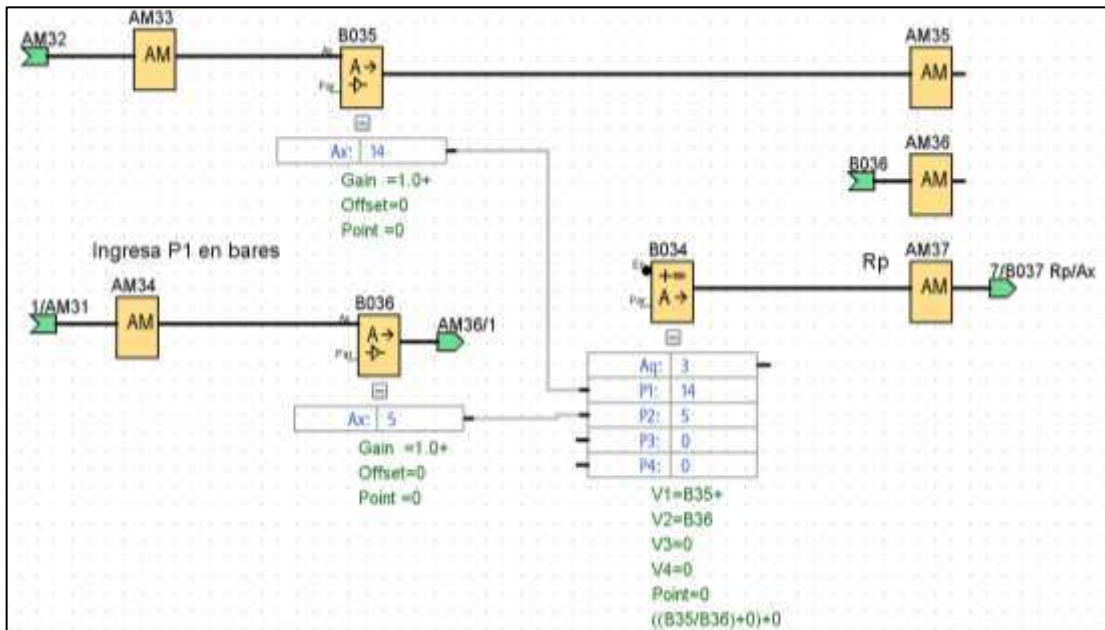


Ilustración 3-36: Diagrama de bloques para determinar la relación de presión

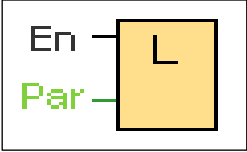
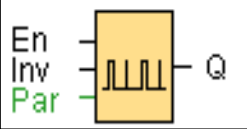
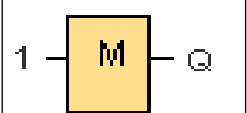
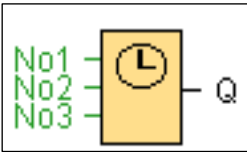
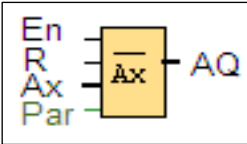
Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

3.11.5. Registro de datos analógicos, comunicación Logosoft y hoja excel

La función “registro de datos” permite almacenar variables que se desea monitorear por motivos de control u otros fines. Estas variables pueden ser analógicos, digitales, contadores o temporizadores. Internamente, el controlador posee un almacenaje interno de 512 Kb para el registro de datos, también puede soportar una tarjeta SD de hasta 8gb, teniendo un almacenamiento máximo de 50 archivos, cada archivo de 20000 líneas de información.

Si el registro de datos llega al límite de un archivo, automáticamente crea un segundo archivo de registro de datos hasta completar los 50 archivos. Una vez que el almacenamiento esté próximo a 50 archivos, simplemente los datos futuros ya no se registran, por ende, es necesario liberar información del almacenamiento. Logo Soft Comfort, proporciona instrucciones para procesar el registro de datos de las variables (tabla 3-31), a su vez tiene vinculación con Excel la cual almacena las variables seleccionadas.

Tabla 3-31: Instrucciones de programación para el registro de datos

Instrucciones de programación	Descripción	Símbolo
Registro de datos	Graba los valores reales de los bloques funcionales y de las áreas de memoria de un programa.	
Generador de impulsos asíncrono	Es una activación ON/OFF mediante PWM.	
Marca digital	Encargados de devolver en su salida la señal de entrada.	
Temporizador semanal	La salida "Q" se controla mediante una fecha de activación y desactivación configurable.	
Valor medio	Muestra la señal de entrada analógica durante un período de tiempo configurado.	

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

Para el registro de datos de las variables (P y T) se debe estimar un controlador PWM, Logos Soft lo denomina generador de impulsos. Time High (TH) define el ancho de impulsos y Time Low (TL) desactiva el ancho de impulsos en un tiempo determinado. Para el registro de datos se ha configurado el Duty Cycle de 30 segundos, donde, el tiempo de procesamiento de datos (TH) es de 29_s y desactivación (TL) es de 1_s respectivamente.

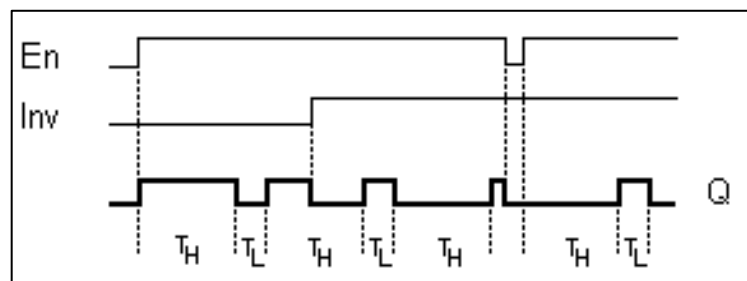


Ilustración 3-37: Generador de impulsos (PWM)

Fuente: (Software Logo Soft Comfort).

El temporizador semanal establece fecha y hora para almacenar datos. Mediante ésta instrucción fue posible definir un horario en función a los días laborables de la institución. El controlador logo dispone de un reloj interno en tiempo real para utilizar esta función.

Para comprender de mejor manera, la ilustración 3-38 presenta el diagrama de bloques para el registro de datos (P1 y T1) del ciclo. En primera instancia, se determinó la media aritmética de 10 datos tomados en 10 segundos mediante la instrucción de valor medio (recuadro rojo).

Posteriormente, se configuró el duty cycle (30s) para el registro de datos (recuadro negro), finalmente, se configuró el temporizador semanal en función a las horas laborables. No hay necesidad de aumentar más registro de datos para cada variable ya que el software no lo permite, es decir, todas las variables que se desea registrar lo hace en una sola instrucción. Para el registro de las variables restantes, unicamente se debe agregar más intrucciones de valor medio para cada variable e idexar la conexión en el circuito.

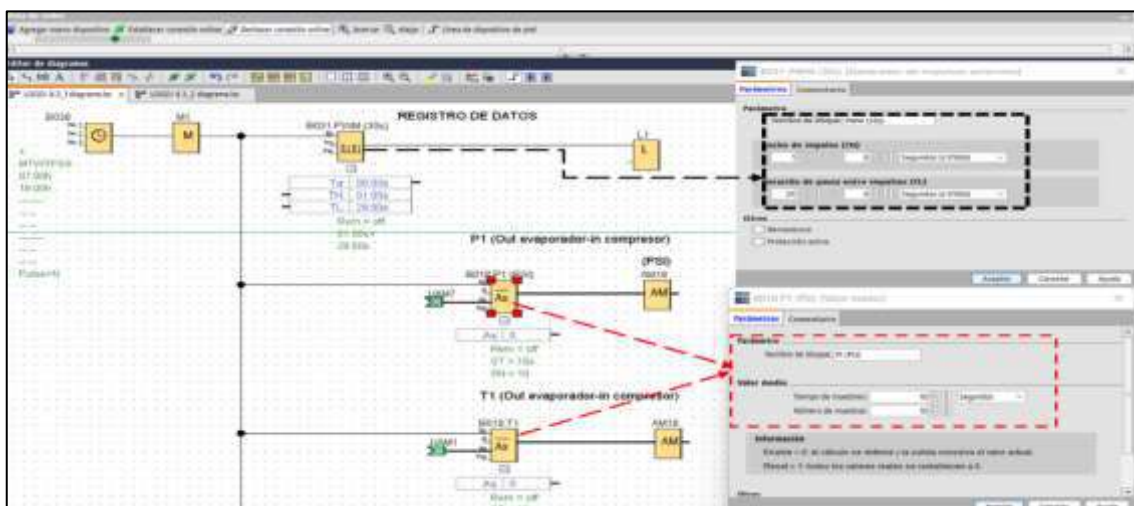


Ilustración 3-38: Programación para el registro de datos

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

Posteriormente, en la barra de menú seleccionar la opción “Herramientas – Transferir - Cargar registro de datos” e inmediatamente aparece una interfaz para vincular el controlador (ilustración 3-39). Es necesario estar cerca del controlador y conectados a la misma red para la descarga.

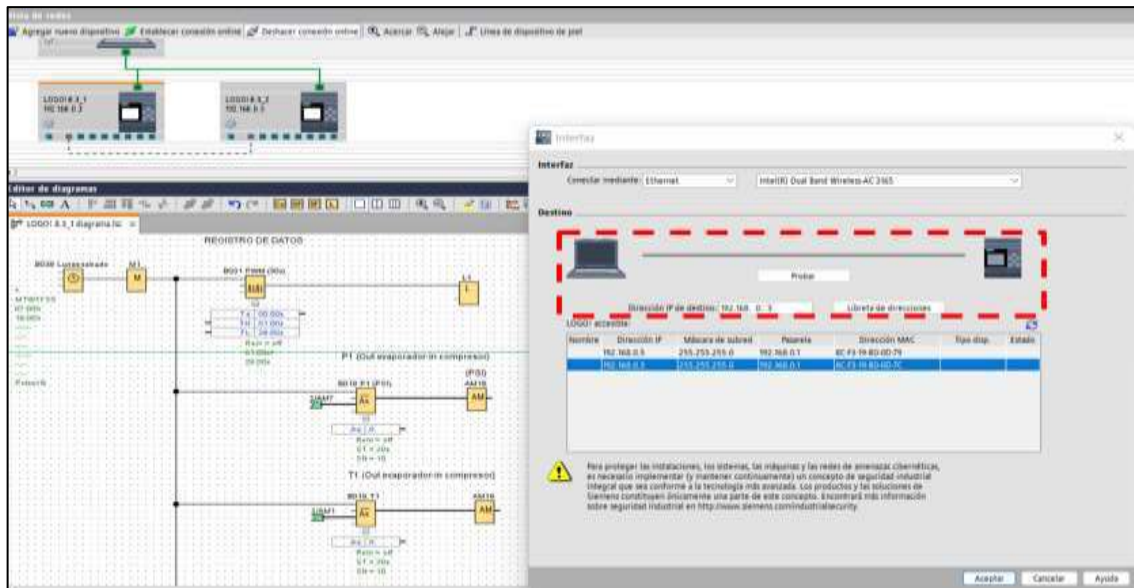


Ilustración 3-39: Conectividad y almacenamiento de datos

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

Finalmente, en la pestaña “configuración online” identificar la opción cargar registro de datos, y se procede a guardar el archivo en documento Excel. La tabla Excel se puede abrir directamente del documento guardado o para mejor visualización, Excel puede generar la tabla a través de la barra de menús (Datos – Obtener datos).

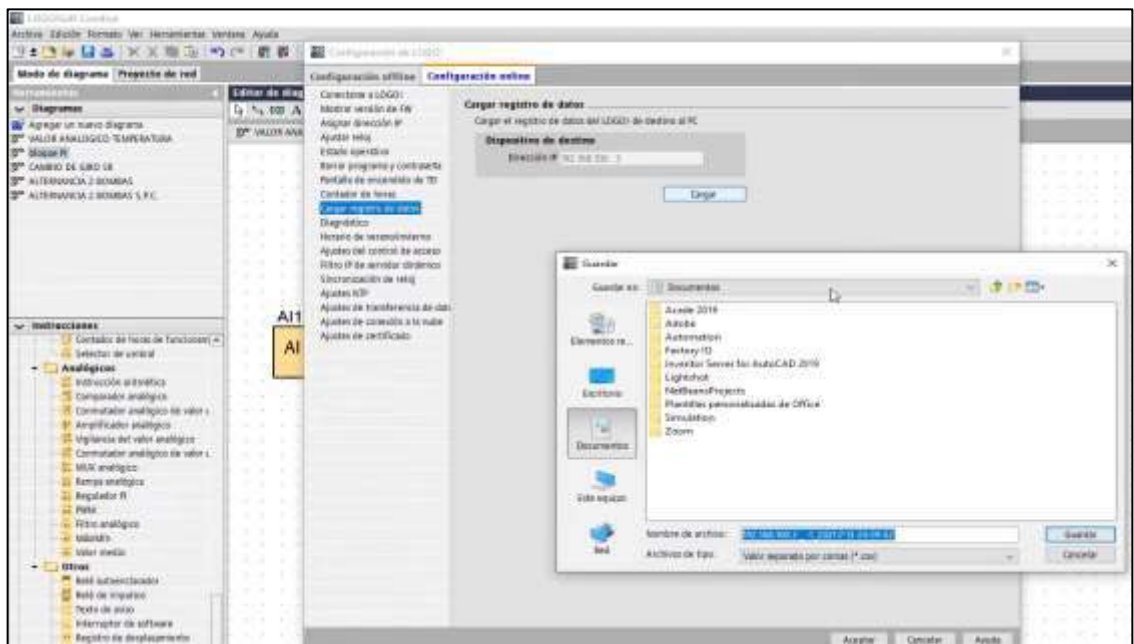


Ilustración 3-40: Registro de datos en formato Excel

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

3.11.6. Software Logo Web Editor

Logo Web Editor (LWE) permite visualizar variables en una interfaz, es una extensión de Logo Soft Comfort donde se puede crear de manera autónoma páginas web establecidas por el usuario en el panel Editor, además, se puede visualizar y controlar todo el proyecto a través del servidor web de LOGO. En definitiva, se trata de un método alternativo de trabajo en el que se genera el código de programación en un ordenador utilizando un editor web para posteriormente transferir el programa a LOGO. Esto se logra estableciendo conexión entre la PC y LOGO.

Al crear un nuevo proyecto automáticamente se visualiza la barra de menús (1), barra de herramientas estándar (2), panel de árbol de proyectos (3), panel de componentes (4), panel de edición (5) y panel de propiedades (6) la cual sirve para editar la interfaz (ilustración 3-41). Es un software muy intuitivo, tiene la facilidad de agregar íconos, imágenes, diagramas con relación a las variables de monitoreo y control. LWE vincula variables de interés (presión y temperatura) de una programación realizada en Logo Soft Comfort, para ello se debe seleccionar los indicadores y vincular con las variables exactas (marcas AM) del programa.

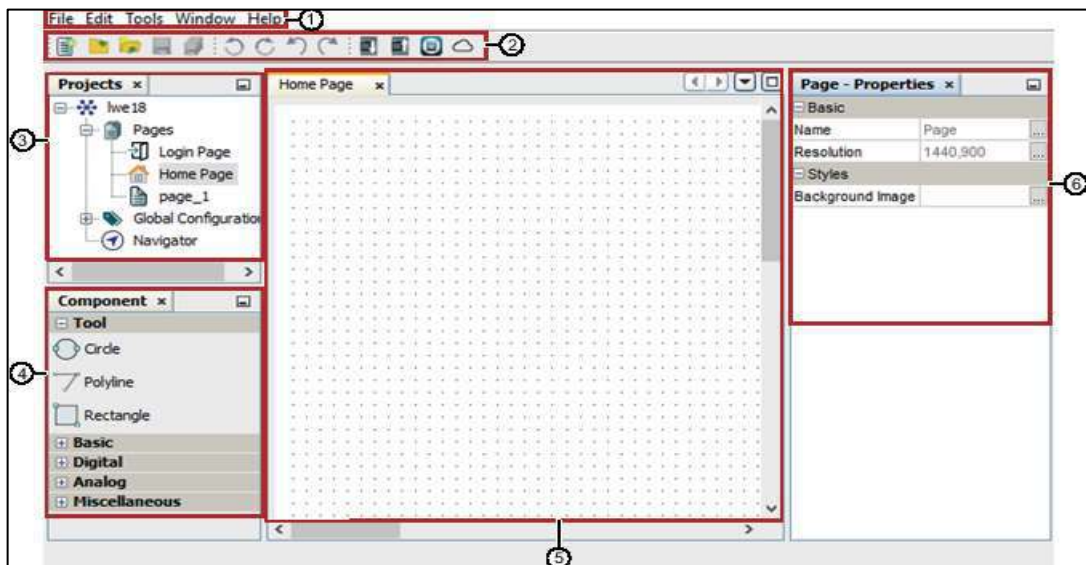


Ilustración 3-41: Interfaz LWE

Fuente: (SIEMENS 2003)

3.11.7. Descarga de programación e interfaz al controlador LOGO

Una vez finalizada la programación e interfaz se procede a descargar los programas en los controladores. Es importante que cada Logo tenga la dirección IP correcta, caso contrario la conexión no se va a ejecutar. El LOGO maestro, tiene una tarjeta microSD utilizada para

almacenar datos de interés, por ende, incluye casi toda la programación, mientras que el logo esclavo comparte conectividad con el controlador maestro de temperaturas.



Ilustración 3-42: Conexión de controladores PLC logo

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

La ilustración 3-43 muestra la descarga de la programación “PC→Logo” (recuadro rojo), para ello se debe establecer conexión con la respectiva dirección IP (recuadro verde). Si la conexión es exitosa (OK), automáticamente se genera la descarga del programa en el controlador, para el siguiente Logo, el proceso es repetitivo, únicamente cambia la dirección IP 192.168 .0.5. Finalmente, se descarga la interfaz de monitoreo en el controlador maestro (IP 192.168.0.3).

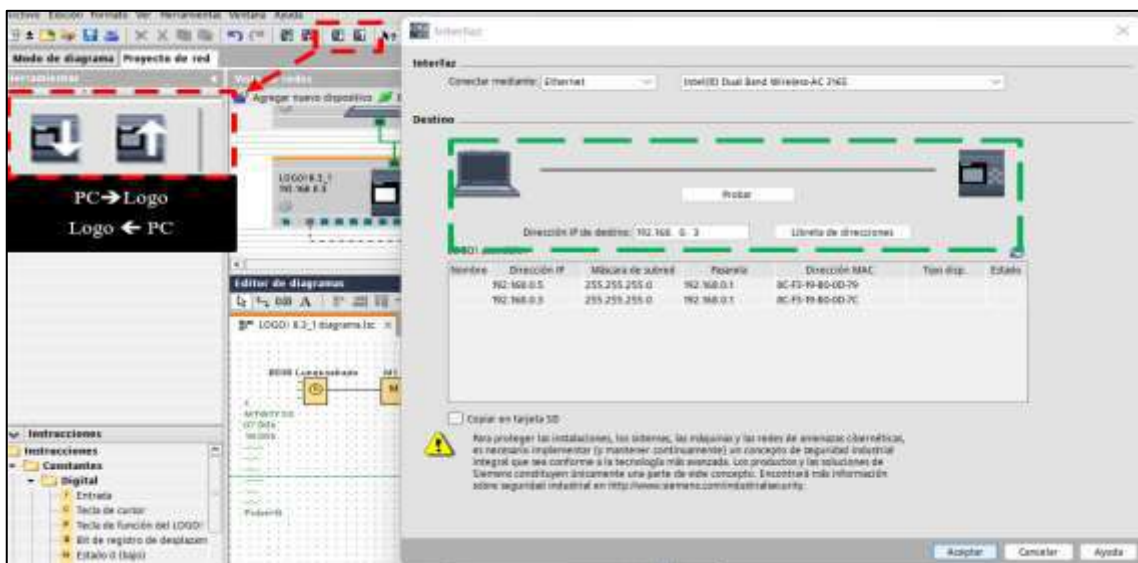


Ilustración 3-43: Conectividad y descarga del programa para el controlador Logo

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

Para acceder a la interfaz de LWE y visualizar el proceso de monitoreo. En primera instancia se debe conectar a la misma red de los controladores a través del Router ethernet; esta conexión la puede realizar vía cable de red o inalámbrica. Una vez conectado el computador se abre una navegador WEB, en la barra de dirección URL se ingresa la dirección IP (192.168.0.3).



Ilustración 4-44: Inicio de sesión para la interfaz de programación

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

La página Web, presenta la interfaz realizada en el software LWE, permite observar el funcionamiento del sistema A/C en tiempo real, donde muestra presiones, temperaturas en los respectivos puntos característicos del ciclo. Además, tiene un ícono para guardar información de las variables mientras el sistema de aire acondicionado se encuentre en funcionamiento.

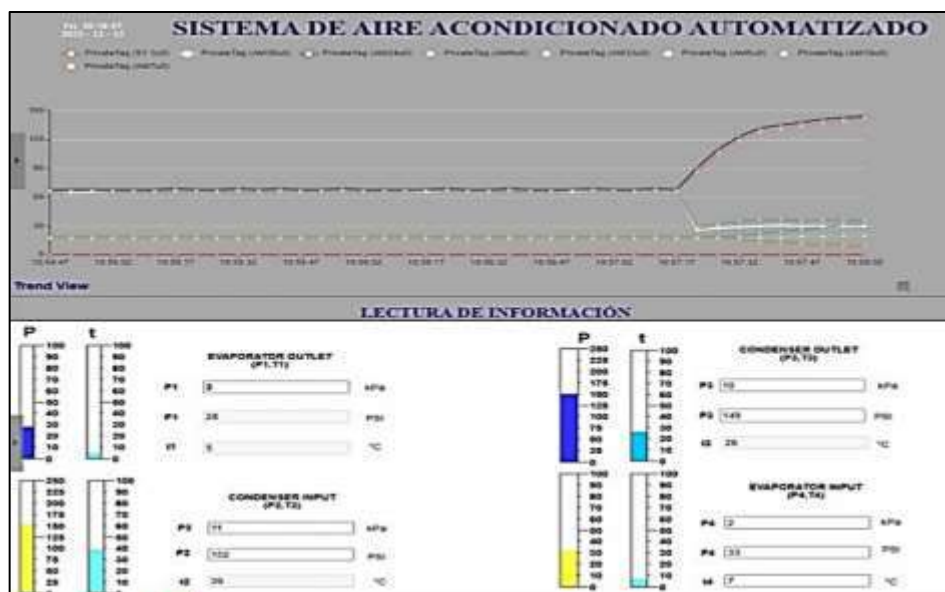


Ilustración 3-45: Interfaz diseñada en LWE

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

3.12. Desarrollo del módulo autómatas de aire acondicionado

El módulo de pruebas desarrollado dispone de componentes de aire acondicionado automotriz, y utiliza un compresor de desplazamiento fijo de un vehículo de combustión interna para simular condiciones reales de funcionamiento. El compresor es accionado por un motor eléctrico a través de un sistema de transmisión de poleas, mediante el proceso de compresión del compresor, el refrigerante cíclicamente circula a través del sistema de cañerías e intercambiadores de calor.

Para ensamblar los componentes de refrigeración, antes de ello se debe conocer las dimensiones, las propiedades mecánicas, dirección de rotación del motor eléctrico y dirección del flujo de aire en los intercambiadores de calor. Bajo estas consideraciones, se puede definir un modelo estructural y el diseño del sistema. Consecutivamente se procede a integrar el cableado eléctrico, la mayoría de los vehículos utilizan circuitos de 12V para accionar el aire acondicionado. El módulo desarrollado se alimenta de una fuente de energía convencional (110 V), la cual es transformada a 12 V mediante un transformador para alimentar a los componentes de ventilación.

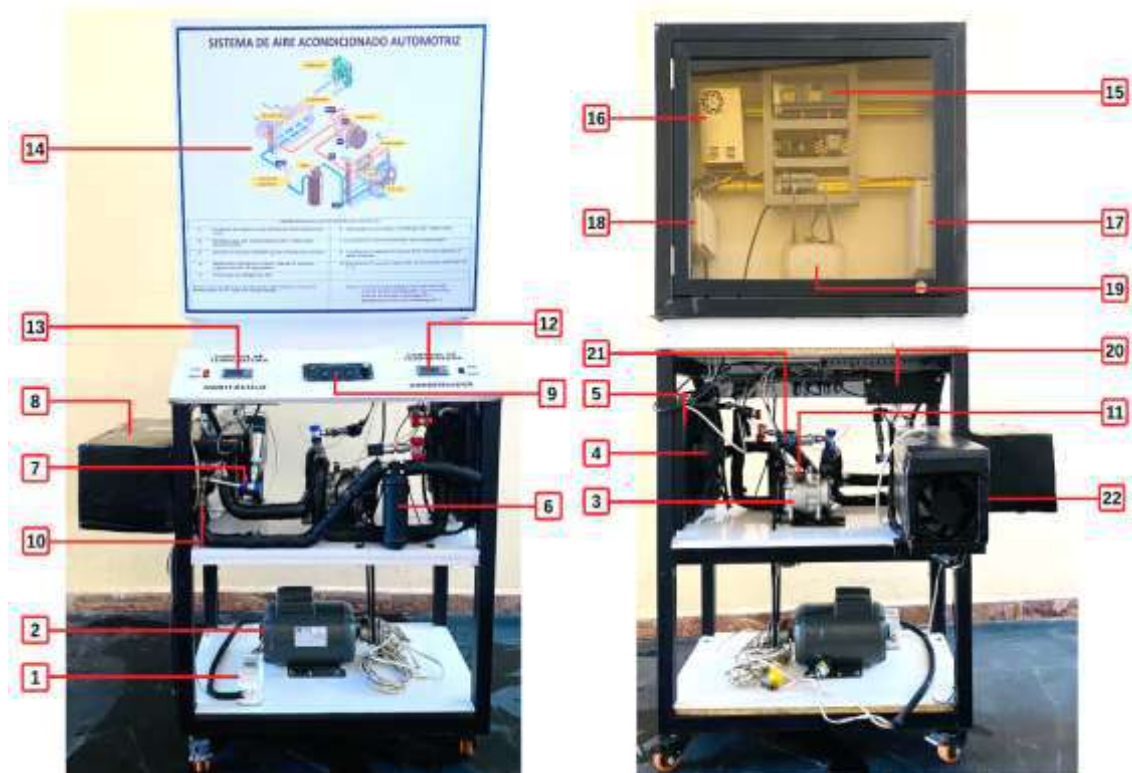


Ilustración 3-46: Banco de pruebas A/C automatizado

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

Tabla 3-32: Listado de componentes principales para el módulo A/C

1	Breaker ON/OFF	12	Mini controlador STC-1000 (condensador)
2	Motor eléctrico	13	Mini controlador STC-1000 (evaporador)
3	Compresor	14	Esquema termodinámico
4	Electroventilador	15	Controladores PLC
5	Condensador	16	Fuente de poder
6	Filtro deshidratador	17	Caja de transmisores de voltaje de temperatura
7	Racor de mantenimiento	18	Caja de conversión de señal de transmisores de presión
8	Kit del evaporador	19	Router
9	Panel de control	20	Transformador de voltaje
10	Válvula de expansión	21	Transductores de presión
11	Sensores RTDs	22	Caja hermética del habitáculo

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

El banco de pruebas utiliza refrigerante R-134a para su funcionamiento. Mediante el panel de control se activa los componentes de refrigeración, los controladores STC-1000 se alimenta de una fuente de poder para ejecutar el control de temperaturas en evaporación y condensación.

3.13. Calibración de sensores

Finalizada la programación e instalación de los sensores, se procede con la calibración. El sector automotriz, dispone de instrumentos de medición (manómetros y termómetro infrarrojo) para el mantenimiento u análisis respectivo del sistema. Bajo el principio de funcionamiento de estos instrumentos, es posible calibrar los transductores y termocuplas utilizados en la automatización.

Instalado el manómetro y el sistema en marcha, se realizaron lecturas referenciales en el circuito de baja presión. A través de conceptos teóricos y aplicaciones prácticas, la presión en la línea de baja no supera los 50 PSI, por ende, la ecuación lineal queda modificada restringiendo el rango de operación del transductor (0-145) PSI.

$$X = (Y - 132) \left(\frac{25}{91} \right) \quad (22)$$

El diagrama (P-V) de la ilustración 3-47 muestra el ajuste lineal para los transductores de baja presión (línea verde). El margen de medición original del transductor influye directamente en la lectura del sensor, por ende, se realiza el ajuste para un testeo más exacto. Para encontrar el voltaje

(Y) se reemplazó los 50 PSI (X) en la ecuación 20, teniendo la coordenada (50;3,14). Posteriormente, reemplazamos la coordenada inicial y calculada en la ecuación 15 y 16 dando como resultado la ecuación 22. Finalmente, es reemplazada en el operador aritmético principal de la programación para los transductores de entrada y salida del evaporador (ilustración 3-35 (a)).

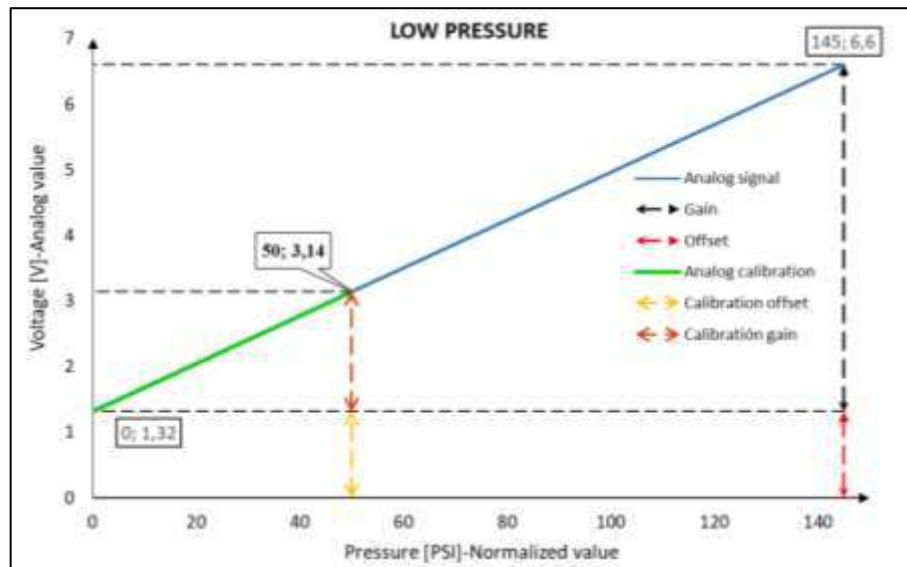


Ilustración 3-47: Calibración de transductores de baja presión

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

El sistema de refrigeración comprende elevadas presiones aproximadamente hasta 250 PSI, por ende, se limitó el rango de operación del transmisor. El instrumento de medición tiene una capacidad de 290 PSI, y al controlar las temperaturas de evaporación y condensación, la presión puede incrementar o disminuir en función a la temperatura. Para determinar el voltaje (Y) se sustituye la presión estandarizada en la ecuación 19, obteniendo la coordenada (250; 5,87). Finalmente, reemplazamos las coordenadas en la ecuación 15 y 16 para establecer la ecuación de la recta correspondiente a la calibración.

$$X = (Y - 132) \left(\frac{50}{91} \right) \quad (23)$$

En el software de programación, se modifica el operador aritmético para sustituir la ecuación calculada y limitar el rango de funcionamiento del transmisor. Calibrar un transmisor tiene como objetivo adquirir datos próximos a lo ideal, minimizando el rango de error de testeo.

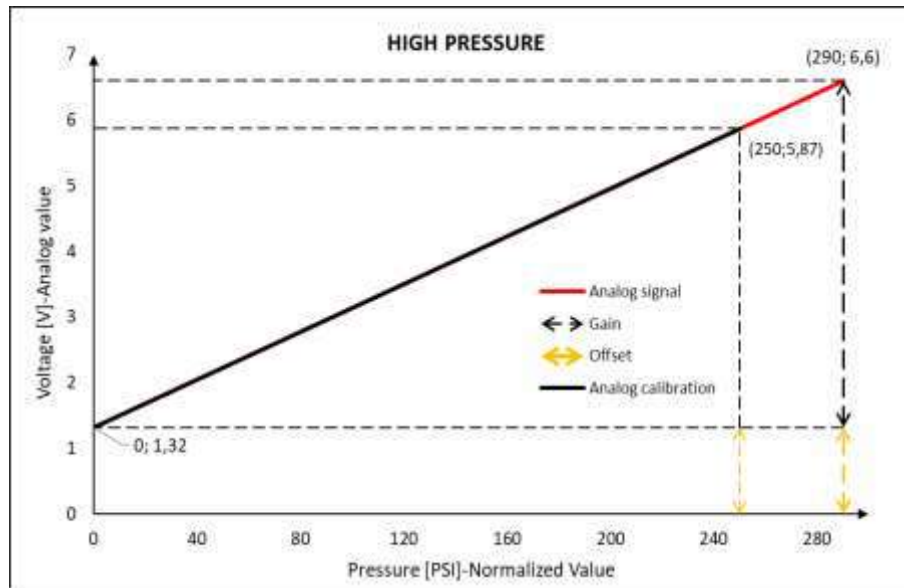


Ilustración 3-48: Calibración de transmisores de alta presión

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

Mediante el termómetro infrarrojo u cualquier otro dispositivo de testeo, se tiene lecturas referenciales para calibrar las termocuplas. - El proceso de calibración es manual y se realiza en el módulo transmisor de señal, la ilustración 3-49 muestra tornillos de cabeza plana para la calibración (círculo rojo). El tornillo de lado izquierdo del transmisor ajusta la sensibilidad del sensor, mientras que, el ajuste en sentido horario del tornillo derecho incrementa la resolución del sensor, es decir, una vuelta entera (360°) del tornillo incrementa 1°C . Este proceso de ajuste/calibración de las termocuplas se realizó para cada sensor instrumentado.



Ilustración 3-49: Tornillos de calibración (RTDs)

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

3.14. Ecuaciones físicas de propulsión del compresor

3.14.1. Consumo de energía del compresor

En función al modelo establecido y en base a la teoría, los compresores de aire acondicionado automotriz operan mediante la correa de accesorios del vehículo que a su vez va acoplado al eje del motor. Al accionar el aire acondicionado en el vehículo, claramente se percibe una ligera pérdida de potencia del motor térmico, según (SANDEN, 2007), el compresor consume una potencia de 1.47-3.84 HP e indiscutiblemente el consumo de combustible incrementa un 27% en vehículos SUV.

Para el caso de este experimento, se dispone de un motor eléctrico y un compresor SANDEN modelo SD5H09 que impulsa en el refrigerante a través del sistema. Mediante la relación de transmisión (ecuación 24) y en función a los diámetros de las poleas y revolución de la polea motriz, se determina las revoluciones a la que gira la polea del compresor.

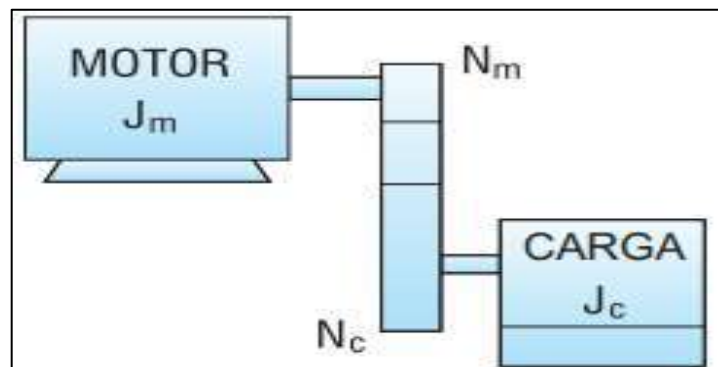


Ilustración 3-50: Relación de transmisión entre motor y compresor

Fuente: (WEG, 2023, pág. 28).

Relación de transmisión

- N_{m1} : Polea motriz 3500 rpm
- N_c : Polea conducida [rpm]
- Diámetro de la polea del motor (d_1): 40 mm
- Diámetro de la polea del compresor (d_2): 130 mm

$$N_{m1} * d_1 = N_c * d_2 \quad (24)$$

En función a las revoluciones en la polea conducida, según el PERFORMANCE del compresor se determina el consumo de potencia, coeficiente de rendimiento y capacidad frigorífica del compresor.

3.14.2. Caracterización del motor eléctrico disponible

Para caracterizar el motor eléctrico a disposición, es necesario realizar un cálculo analítico en función a la potencia del compresor. La ecuación 25, indica que el torque en función de la potencia se calcula con la siguiente fórmula:

$$Hp = \frac{T \times rpm}{5252} \quad (25)$$

En el capítulo siguiente, se detalla las características obtenidas del motor eléctrico (torque y potencia) aplicando las ecuaciones ya mencionadas. Adicionalmente, se determina la longitud de la banda de accesorios con la siguiente fórmula (Ortiz, Marroquín, 2016, pág. 23).

$$L = 2C + 1.75(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C} \quad (26)$$

Donde:

- L: Longitud de banda
- C: Distancia entre centros (600mm)
- D_1 : Diámetro de polea motriz (40mm)
- D_2 : Diámetro de polea conducida (130mm)

3.15. Ecuaciones termodinámicas para caracterizar el sistema A/C

Caracterizar un sistema de refrigeración tiene como objetivo conocer sus variables de salida, la cual depende de parámetros fijos y variables de entrada (ilustración 3-3), por ello se aplica conceptos térmicos para definir el sistema mediante ecuaciones termodinámicas. Anteriormente, se describió el principio de funcionamiento ideal de un sistema A/C, la ilustración 3-51 y 3-52 muestra los respectivos diagramas para condiciones reales de funcionamiento lo cual permite caracterizar el ciclo termodinámico.

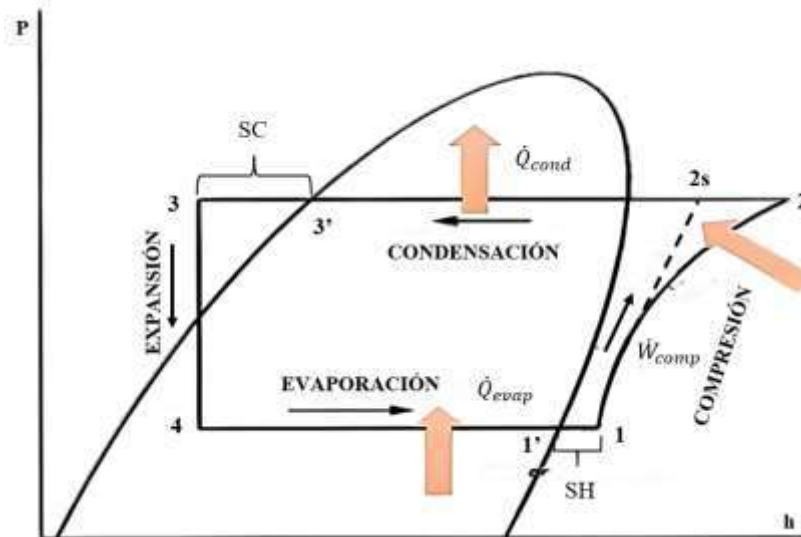


Ilustración 3-51: Diagrama P-H real de refrigeración

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

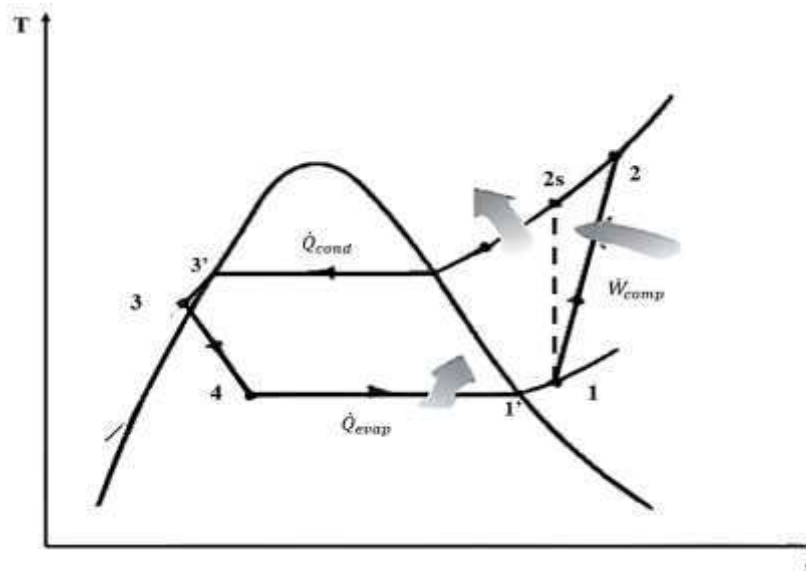


Ilustración 3-52: Diagrama T-S real de refrigeración

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

La diferencia entre un sistema de refrigeración real e ideal se distingue por el proceso de compresión, idealmente se estima una compresión isentrópica mientras que en un proceso real se da con incremento de entropía (proceso 1-2 del diagrama T-s). La segunda diferencia se encuentra a la salida del condensador, de manera ideal se tiene líquido saturado mientras que un sistema real tiene líquido comprimido o líquido subenfriado (Subcooling), finalmente un sistema ideal difiere de un real por el vapor saturado a la entrada del compresor, en un ciclo real se tiene vapor sobrecalentado (Superheat).

3.15.1. Principio de conservación de energía en el compresor

LOGOSOFT en su interfaz muestra las variables de entrada (P y T), la cual permite determinar las entalpías (h) y entropías (s) en los puntos característicos del ciclo. Mediante el software Engineering Equation Solver (EES), es posible calcular las variables a través de las propiedades termo físicas, e indiscutiblemente se puede indexar variables de entrada y anexar ecuaciones termodinámicas para determinar el coeficiente de rendimiento del sistema real de refrigeración.

Aplicando la primera ley de la termodinámica (balance de energía) a cada uno de los componentes, en primera instancia el compresor tiene pérdidas de calor, potencia del compresor, flujo másico circulante, variación de entalpías y variación de la energía cinética y potencial.

$$\dot{Q}_{comp} - \dot{W}_{comp} = \dot{m}_{ref}(\Delta h + \Delta_{E.C.} + \Delta_{E.P.}) \quad (27)$$

En un sistema abierto se asume que no hay pérdidas de calor y la variación de energía cinética y potencial son despreciables, termodinámicamente el signo negativo de la potencia del compresor no es considerable. La ecuación 28 muestra el consumo del compresor respecto al fluido.

$$\dot{W}_{comp; fluido} = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_1) \quad (28)$$

Donde:

- $\dot{W}_{comp; fluido}$: Potencia generada por el compresor sobre el vapor refrigerante [KW].
- \dot{m}_{ref} : Flujo másico $[Kg/s]$.
- h_{2-1} : Entalpías de cada punto característico del sistema A/C $[\frac{KJ}{Kg-K}]$.

Para determinar el consumo real del compresor, es fundamental considerar la pérdida de energía que se tiene a través de la transferencia de calor por convección natural. En la siguiente sección, se describe detalladamente el proceso de cálculo para determinar esta variable. El consumo del compresor, también se puede calcular a través de la ecuación 49 considerando la eficiencia isentrópica (n_s) y el porcentaje de pérdidas de energía (ϵ).

$$\dot{W}_{comp; real} = \dot{W}_{comp; fluido} + \dot{Q}_{p_conv} \quad (29)$$

En un proceso real de compresión con incremento de entropía (ilustración 3-52), el estado 1' representa el vapor saturado y para determinar su temperatura de saturación se debe conocer la presión de succión. A través de las propiedades termo físicas del EES se puede calcular la variable.

$$T_{sat,evap} \rightarrow P_1$$

Posteriormente, un ciclo de compresión real necesariamente debe realizar un proceso de sobrecalentamiento para evitar el flujo de refrigerante en estado líquido en el interior del compresor. Este efecto depende de la temperatura de succión (T_1) y temperatura de saturación en evaporación. El sobrecalentamiento se genera con el objetivo de proteger al compresor ante una posible obstrucción debido a la compresión de líquido, un compresor únicamente debe comprimir gas. En términos generales, el rango del sobrecalentamiento en la línea de succión oscila de 2.8 °C a 11 °C, esta puede variar según el diseño, tipo de refrigerante y condiciones de operación. Un SH bajo indica líquido en la succión, mientras que un SH elevado afecta la eficiencia del sistema.

$$SH = T_1 - T_{sat,evap} \quad (30)$$

La entalpía (h) y entropía (s) en el estado uno (ilustración 3-51 y 3-52), se puede determinar mediante la presión y temperatura de succión testada. De acuerdo con el diagrama T-s, la entropía en el estado uno es igual a la entropía en el estado 2s.

$$\left. \begin{matrix} P_1 \\ T_1 \end{matrix} \right\} h_1; s_1$$

$$s_1 = s_{2s} \quad (31)$$

Para determinar la entalpía (h) y entropía (s) en el estado dos, se puede calcular a través de la presión y temperatura de descarga testada, es decir a la salida del compresor.

$$\left. \begin{matrix} P_2 \\ T_2 \end{matrix} \right\} h_2; s_2$$

Nuevamente aplicando las propiedades termo físicas del EES, se caracteriza el estado isentrópico (2s) la cual depende de la presión de descarga y la entropía (s_{2s}). Según el diagrama T-s de la ilustración 3-52, la temperatura en el estado isentrópico (T_{2s}) es inferior a la temperatura del

estado dos (T_2), por otro lado, el diagrama P-h (ilustración 3-51) muestra que la entalpía h_{2s} es inferior a la entalpía del estado dos (h_2). Esta diferencia del estado isentrópico y real (2) del ciclo está directamente relacionada con la presión y temperatura de succión y descarga del sistema.

$$P_2 \left. \vphantom{P_2} \right\} T_{2s}; h_{2s}$$

En un sistema de aire acondicionado, determinar la eficiencia volumétrica e isentrópica es esencial para maximizar el rendimiento, mejorar la eficiencia energética, asegurar la durabilidad del compresor y cumplir con los estándares ambientales y de eficiencia.

Independientemente si el ciclo es real o ideal, calcular el estado dos depende si el proceso de compresión es isentrópico o con incremento de entropía. Para un sistema real se debe conocer el concepto de eficiencia adiabática o isentrópica, la cual describe la capacidad del compresor para comprimir el refrigerante teóricamente sin pérdida de energía, fugas u otros efectos irreversibles. Por lo tanto, la eficiencia es la relación entre el trabajo isentrópico sobre el trabajo real del compresor, la misma que se expresa en función a las entalpías determinadas.

$$n_{iso} = \frac{W_s}{W_c} \quad (32)$$

$$n_{iso} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (33)$$

La eficiencia volumétrica, define la capacidad del compresor para comprimir el refrigerante sin pérdidas de gas a través de las paredes del cilindro durante cada ciclo de compresión. La eficiencia se expresa en función al flujo de refrigerante en términos de densidad y caudal.

$$n_{vol} = \frac{\dot{m}_{ref}}{\rho_{in} \dot{V}_s} \quad (34)$$

Donde:

- \dot{m}_{ref} : Flujo másico del refrigerante [Kg/s]
- ρ_{in} : Densidad del refrigerante en la zona de succión del compresor [Kg/m^3].
- \dot{V}_s : Caudal volumétrico en la zona de succión [m^3/s].

El caudal volumétrico se define como la cantidad de refrigerante que fluye a través de una sección, que también puede estar definida en términos de revolución y desplazamiento del compresor.

$$\dot{V}_s = \frac{\omega}{60} D_v \quad (35)$$

Donde:

- ω : Revoluciones del compresor [rpm].
- D_v : Desplazamiento volumétrico del compresor [m^3/rev].

Anteriormente, se describió la ecuación 21 para determinar la relación de presión. Es un indicador clave para efectuar eficientemente las fases de compresión, condensación, expansión y evaporación.

3.15.2. Principio de conservación de energía en el condensador

Aplicando la primera ley de la termodinámica lo cual considera al condensador como un sistema abierto, se tiene la interacción de disipación de calor, potencia, flujo de refrigerante, variación de entalpías y variación de energía cinética y potencial.

$$\dot{Q}_{cond} - \dot{W}_{cond} = \dot{m}_{ref}(\Delta h + \Delta_{E.C.} + \Delta_{E.P.}) \quad (36)$$

Bajo un previo análisis, el intercambiador de calor no realiza ningún tipo de trabajo/potencia y la variación de energía cinética y potencial es despreciable, por ende, la potencia calorífica en el condensador queda expresada en términos del flujo másico y entalpías.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ref}(h_3 - h_2) [kW] \quad (37)$$

Bajo la adquisición de datos de presión y temperatura a la salida del condensador, se puede determinar la entalpía y entropía en el estado tres utilizando las propiedades termo físicas del EES.

$$\left. \begin{matrix} P_3 \\ T_3 \end{matrix} \right\} h_3; s_3$$

El subenfriamiento (SC) en un sistema de aire acondicionado, garantiza un rendimiento eficiente y evita problemas como la formación de burbujas de aire en el evaporador, lo que podría afectar la eficiencia energética, la capacidad de refrigeración y la durabilidad del sistema. En términos generales, el subenfriamiento suele mantenerse en un rango que oscila entre 2.8°C a 8.3 °C, esta depende según el diseño del sistema, tipo de refrigerante y condiciones de operación. En definitiva, el subenfriamiento indica la cantidad de calor adicional que se puede absorber antes de que el refrigerante ingrese en el evaporador.

$$SC = T_{sat,cond} - T_3 \quad (38)$$

Durante el proceso de condensación, el refrigerante cambia de estado gaseoso a líquido (estado 3') mientras libera calor al ambiente (ilustración 3-51). Es un parámetro crítico, ya que indica el punto exacto en el cual se genera este cambio de fase. La temperatura de saturación está directamente relacionada con la presión del refrigerante a la salida del condensador.

$$T_{sat;cond} \rightarrow P_3$$

Ajustar el sobrecalentamiento y subenfriamiento requiere de manipulación de ciertos componentes del sistema para lograr condiciones ideales de operación. Este ajuste se realiza mediante el flujo del refrigerante y el control de la válvula de expansión.

3.15.3. Principio de conservación de energía en la válvula de expansión

Considerando a la válvula de expansión como un sistema abierto, se aplica la primera ley de la termodinámica la cual se describe en la ecuación 39.

$$\dot{Q}_{V. EXP} - \dot{W}_{V. EXP} = \dot{m}_{ref}(\Delta h + \Delta_{E.C.} + \Delta_{E.P.}) \quad (39)$$

En la válvula de expansión no existe transferencia de calor, potencia/trabajo, y variación de energía cinética y potencial, por ende, el estado cuatro se caracteriza en función a las entalpías.

$$0 = \dot{m}_{ref}(h_4 - h_3) \quad (40)$$

En el estado 3-4 del ciclo ocurre la expansión del gas, por ende, la entalpía en estos puntos es similar ya que no se realiza ningún trabajo en el gas refrigerante. Según el diagrama 3-51, el estado cuatro siempre se encuentra en la zona de mezcla (líquido-vapor).

$$h_3 = h_4 \quad (41)$$

3.15.4. Balance de energía en el evaporador

Empleando el principio de conservación de energía, la ecuación 42 muestra las variables que interactúa en el evaporador. El intercambiador de calor, durante el funcionamiento no realiza ningún efecto de trabajo/potencia y la variación de energías es despreciable. Finalmente, la potencia calorífica del evaporador queda expresada en términos del flujo másico y entalpías.

$$\dot{Q}_{evap} - \dot{W}_{evap} = \dot{m}_{ref}(\Delta h + \Delta_{E.C.} + \Delta_{E.P.}) \quad (42)$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ref}(h_1 - h_4) \quad (43)$$

3.15.5. Método calorimétrico en el evaporador

El método calorimétrico mide la cantidad de calor liberada o absorbida en una reacción química o un proceso físico, fundamentada en el principio de conservación de energía. Utilizado en la investigación científica, industria química, sistemas de aire acondicionado y diversos campos para medir la interacción energética del sistema. La Norma Europea UNE-EN 1377-1:2016 establece tres métodos calorimétricos: método A, denominado calorímetro de fluido secundario en la zona de aspiración; método B, denominado calorímetro de refrigerante de vapor seco en la zona de aspiración, finalmente, el calorimétrico condensador/enfriador de gas en la zona de descarga que es refrigerado por agua. Para este experimento se aplica el primer método de ensayo.

3.15.5.1. Calorímetro de flujo secundario en el evaporador

Este método está conformado por un serpentín de expansión directa o un conjunto de serpentines en forma paralela que ejerce como un evaporador principal. El evaporador se ubica en un conjunto hermético (kit de evaporador modificado) completamente aislado para retener la presión y calor generado durante la evaporación. Se implementa un calentador (resistencia térmica) junto al conjunto hermético, que proporciona un fluido secundario volátil de tal forma que se ubica a la

superficie de líquido. El flujo del refrigerante se controla mediante la válvula de expansión a presión constante, por lo cual deben estar aisladas junto a las cañerías de refrigerante para reducir la ganancia térmica. El aislamiento térmico debe garantizar que la pérdida de calor no sobrepase el 5% de la capacidad frigorífica (EN 13771-1 2017, págs. 21–22).

De manera esquemática, la ilustración 3-53 muestra el conjunto del evaporador y resistencia eléctrica hermetizado, a través de la resistencia se aplica cierta cantidad de calor deseado y mediante el efecto de vaporización se tiene una temperatura de salida. Mediante calorimetría se aplica el principio de conservación de energía.

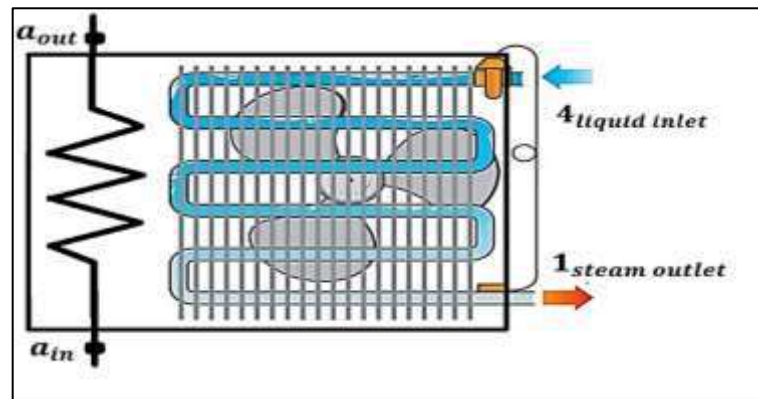


Ilustración 3-53: Conjunto hermetizado para aplicar calorimetría

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

La ecuación 44 y 45, muestra el balance de energía en función a la potencia frigorífica del evaporador y del aire circundante.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{air} \quad (44)$$

$$\dot{m}_{ref}(h_1 - h_4) = \dot{m}_{air}c_{p_{air}}\Delta T_{air} \quad (45)$$

3.15.6. Coeficiente de performance (COP)

Es un coeficiente de eficiencia energética que se utiliza para evaluar la eficiencia de un sistema. El COP significa que el sistema proporciona cierta cantidad de energía (calor o frío) por cada unidad de energía eléctrica consumida. Para ello, es necesario considerar la evaluación del ciclo entre la entrada y salida para estimar la cantidad de energía que se está generando, y de manera afectiva conocer la energía aprovechada que sea capaz de enfriar el habitáculo (Pineda, 2013, pág. 16).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}} \quad (46)$$

3.15.7. Transferencia de calor para el compresor

El capítulo anterior describe los tres tipos de transferencia de calor (conducción, convección y radiación), bajo estos conceptos se pudo hermetizar el evaporador aplicando transferencia de calor por conducción. Además, se puede calcular la cantidad de transferencia neta de calor \dot{Q} hacia afuera o hacia adentro de un cierto volumen de control.

La transferencia de calor por convección entre una superficie y un fluido se produce debida a la combinación de dos procesos: conducción y movimiento de fluido. Esta depende de las condiciones de la superficie (geometría y temperatura) y del fluido (temperatura, velocidad y propiedades termo físicas del mismo). La tabla 3-33 describe la clasificación de la transferencia de calor por convección en función al flujo y fase del fluido circundante.

Tabla 3-33: Clasificación de la transferencia de calor por convección

Transferencia de calor por convección	Según sea el flujo	Forzado o natural (agente que provoca el movimiento)
		Externo o interno
	Según la fase del fluido	Monofásico (líquido o gas)
		Con cambio de fase (condensación o evaporación)

Fuente: (Cengel, 2007).

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

Seguidamente, la ilustración 3-54 muestra la transferencia de calor de una superficie caliente hacia el fluido circundante por convección y conducción, permitiendo diferenciar si el flujo de calor es forzado o natural.

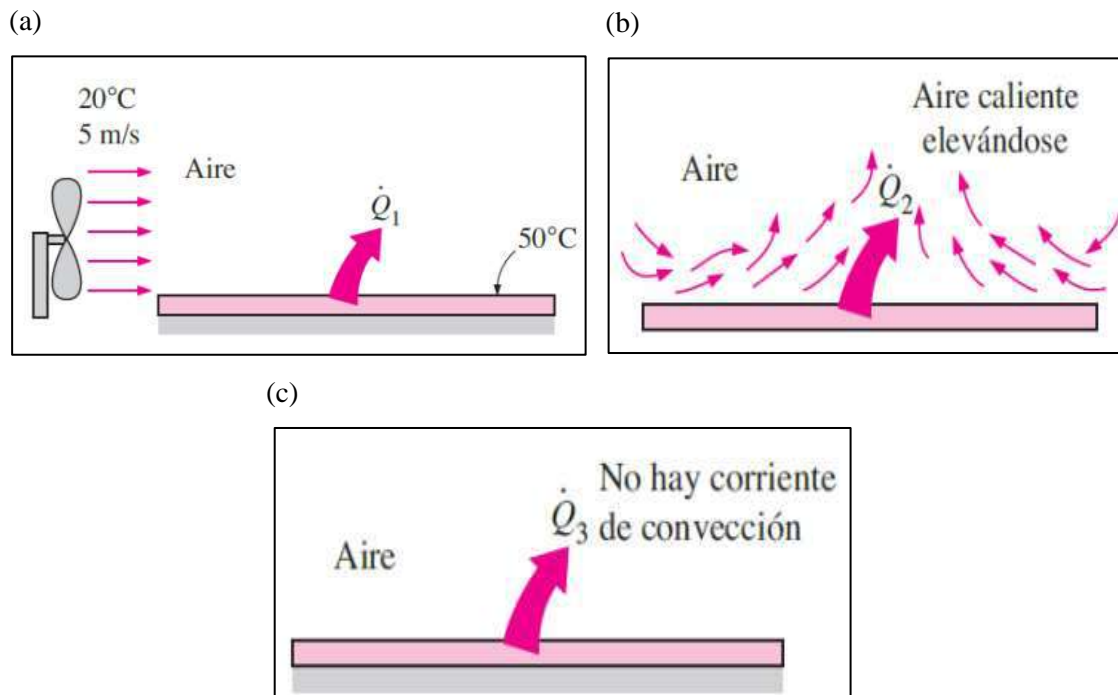


Ilustración 3-54: (a) Transferencia de calor por convección forzada, (b) Transferencia de calor por convección natural o libre, (c) Transferencia de calor por conducción

Fuente: (Cengel, 2007).

La transferencia de calor por convección tiene como principio el efecto de flotación (objeto sin peso en el espacio) y como variable principal la temperatura. Por un lado, sin la flotación la transferencia de calor entre una superficie caliente o fría y el fluido circundante se llevaría a cabo principalmente a través de conducción en lugar de depender de la convección natural (Cengel 2007, pág. 505).

Por lo general, la transferencia de calor por convección depende de la intensidad de las propiedades como: viscosidad dinámica μ , conductividad térmica k , densidad ρ , calor específico del fluido C_p y velocidad del fluido \vec{V} . El coeficiente de transferencia de calor por convección está estrechamente relacionado con la velocidad del fluido (< 1 m/s), cuanto mayor sea la velocidad, mayor será el coeficiente de convección térmica. Por ende, los coeficientes de convección natural suelen ser inferiores a los determinados en la convección forzada. Además, depende la configuración geométrica y aspereza de la superficie sólido, finalmente también depende del flujo del fluido sea laminar o turbulento.

Mediante el balance de energía se determina la energía que entra y sale por el compresor. Se aplica transferencia de calor por convección para determinar el calor perdido \dot{Q} del compresor en el proceso de compresión del refrigerante, durante su funcionamiento el compresor pierde energía

por realizar un trabajo mecánico sobre el gas, provocando el incremento de energía interna del refrigerante. Adicionalmente, la fricción interna de los componentes móviles incrementa aún más el calor disminuyendo la eficiencia del compresor.

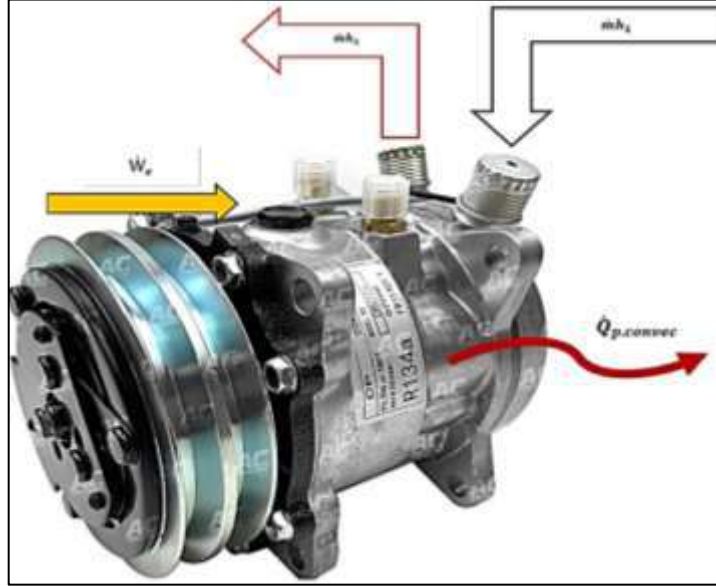


Ilustración 3-55: Balance de energía del compresor SD5H09

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

Aplicando balance/conservación de energía, se tiene como entrada el flujo del refrigerante (\dot{m}_{ref}) a una determinada entalpía (h) más la potencia eléctrica consumida del compresor (\dot{W}_e), por otra parte, la energía de descarga del compresor se expresa como el producto del flujo circundante (\dot{m}) y una entalpía diferente (h_2) más el calor perdido por convección ($\dot{Q}_{p,conv}$).

$$\dot{m}_{ref} h_1 + \dot{W}_e = \dot{m}_{ref} h_2 + \dot{Q}_{p,conv} \quad (47)$$

Además, la transferencia de calor por convección ($\dot{Q}_{p,conv}$) se puede calcular mediante el producto de la potencia eléctrica ($\dot{W}_{e,comp}$) con el porcentaje aproximado de pérdida de energía del 5%.

$$\dot{Q}_{p,conv} = \varepsilon \dot{W}_{e,comp} \quad (48)$$

Reemplazando la ecuación 48 en 47 se puede determinar la potencia eléctrica del compresor en función a las pérdidas de energía, flujo másico circundante, entalpía (h) y eficiencia isentrópica.

$$\dot{W}_{e, comp} = \frac{\dot{m}_{ref}(h_2 - h_1)}{n_{iso}(1 - \varepsilon)} \quad (49)$$

3.15.8. Calor perdido por convección natural del compresor

3.15.8.1. Expansión volumétrica

La variable principal (temperatura) requiere ser expresada en fuerza neta de empuje (ecuación 50) en términos de diferencia de temperatura, por ende, se expresa la diferencia de densidades en términos de diferencia de temperatura, por lo cual se requiere una propiedad que describa la variación de densidad de un fluido con la temperatura a presión constante, la propiedad que representa es el coeficiente de expansión volumétrica β . La ecuación 51 muestra que el coeficiente de expansión volumétrica de un gas ideal ($P = \rho RT$) a una temperatura T es la inversa de la temperatura.

$$F_{neta} = (\rho_{cuerpo} - \rho_{fluido})gV_{cuerpo} \quad (50)$$

$$\beta = \frac{1}{T} \left[\frac{1}{K} \right] \quad (51)$$

3.15.8.2. Ecuación de movimiento del fluido

Según (Cengel 2007, págs. 507–510) describe la ecuación 52 en términos del movimiento del fluido en la capa límite debido al efecto de flotación donde se involucra la temperatura, ecuaciones de cantidad de movimiento y energía. El sistema compuesto por tres ecuaciones diferenciales parciales (ecuación de continuidad, cantidad de movimiento y de energía) describe el comportamiento del flujo mediante convección natural sobre placas verticales isotérmicas.

$$\mu \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = v \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + g\beta(T - T_{\infty}) \quad (52)$$

3.15.8.3. Número de Grashof

Cengel, menciona que el número adimensional de Reynolds representa la relación entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas que interactúa en un fluido, lo cual controla el patrón del flujo en convección forzada. Mientras, que el número adimensional de Grashof representa la

relación entre la fuerza de empuje y la fuerza viscosa que actúa en un fluido, lo cual controla el patrón del flujo en convección natural.

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} \quad (53)$$

El parámetro adimensional de Grashof involucra la gravedad gravitacional ($g[m/s^2]$), coeficiente de la expansión volumétrica β , temperatura de la superficie ($T_s[^\circ C]$), temperatura de la superficie lejos de la superficie ($T_\infty[^\circ C]$), longitud de la configuración geométrica (m) y viscosidad cinemática del fluido ($\nu[m^2/s]$). Los números adimensionales de Reynolds (convección forzada) y Grashof (convección natural) determina si el flujo del fluido es laminar o turbulento.

3.15.8.4. Convección natural sobre superficies

La transferencia de calor a través de convección natural en una superficie esta influenciada por varios factores. Esto incluye la forma geométrica de la superficie, su orientación, la diferencia de temperatura en la superficie y las propiedades termo físicas del fluido involucrado. De manera general, el ANEXO J muestra las correlaciones para evaluar la transferencia de calor por convección natural para diferentes configuraciones geométricas, incluyendo superficies con aletas y recintos cerrado.

Las relaciones de transferencia de calor por convección se establecen en estudios experimentales. Las correlaciones empíricas simples para el número de Nusselt en la convección natural se muestra en la ecuación 54.

$$Nu = \frac{hL_c}{k} = C(Gr_L Pr)^n = CRa_L^n \quad (54)$$

El número de Rayleigh Ra_L es el producto de Grashof y Prandtl.

$$Ra_L = Gr_L Pr \quad (55)$$

Los valores de las constantes C (normalmente < 1) y n (*flujo laminar* (1/4), *flujo turbulento* (1/3)) en las correlaciones empíricas para el promedio de Nusselt depende de la configuración geométrica de la superficie y del régimen de flujo. Este número se caracteriza

por el rango del número de Rayleigh. Es necesario evaluar todas las propiedades del fluido a la temperatura de película (ecuación 56).

$$T_f = \frac{T_s - T_\infty}{2} \quad (56)$$

La tasa de transferencia de calor por convección de una superficie sólida a una temperatura uniforme T_s , se puede calcular cuando se dispone el promedio de Nusselt, el coeficiente promedio de convección (h) y el área de superficie de transferencia de calor A_s aplicando la ley de Newton de enfriamiento (ecuación 57) (Cengel 2007, págs. 506–510).

$$\dot{Q}_{p, conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (57)$$

Mediante un previo análisis, se determinó la transferencia de calor por convección natural considerando una superficie de cilindro horizontal. La ficha técnica del fabricante muestra el diámetro y longitud del compresor (ANEXO K). La ecuación 54 (Nusselt) describe de manera general su valor adimensional, mientras que el ANEXO J muestra ecuaciones empíricas del promedio de Nusselt para diferentes configuraciones geométricas.

3.16. Matriz de ensayo

Esquematisado e instrumentado el módulo A/C automotriz, seguidamente se caracteriza el ciclo de refrigeración. Se desarrolló una matriz general de ensayo, donde el módulo de pruebas se sometió a condiciones mínimas, intermedias y máximas de operación a través del control de temperaturas en los intercambiadores de calor (véase la tabla 36). La tabla 4-1 muestra la matriz de ensayo para condiciones nominales de funcionamiento (40°C en el habitáculo), lo cual fue seleccionada por otorgar mejores prestaciones de operación derivados de la matriz general.

Para caracterizar el ciclo termodinámico, en primera instancia se debe tener conocimiento de ecuaciones termo físicas para definir las variables de medición. La automatización facilita la adquisición de datos (P y T) y mediante instrumentos de medición se puede determinar las variables externas, tales como: las revoluciones de giro del compresor, velocidad del aire a la salida del evaporador, temperatura ambiente y presión atmosférica en Riobamba.

La tabla a continuación muestra las variables que se mantienen constante durante el funcionamiento, por otro lado, los dispositivos de monitoreo otorgan las variables que varían en

función a las condiciones de operación que atraviese el módulo de pruebas. Estas variables serán dependientes para caracterizar el desempeño del sistema.

Tabla 3-34: Variables de monitoreo para indexar en las ecuaciones termodinámicas

Parámetros fijos		Variables LogoSoft8	
Revoluciones del compresor	ω [rpm]	Presiones	P_1, P_2, P_3, P_4 [kPa]
Desplazamiento volumétrico del compresor	cc^3/rev	Temperaturas	T_1, T_2, T_3, T_4 [°C]
Dimensionamiento del compresor	m	Temperatura del compresor	T_s [°C]
Presión atmosférica (Riobamba)	P_{atm} [kPa]	Temperatura de aire a la salida del evaporador	$T_{air_out_evap}$ [°C]
		Temperatura habitáculo	T_{in_hab} [°C]
Velocidad del aire entre el compresor y electroventilador del condensador	U_{if} [m/s]	Temperatura de aire en la salida del condensador	T_{out_cond} [°C]

Nota: Se recomienda utilizar un anemómetro para la medición de velocidad y temperatura del aire, así como también un tacómetro digital para estimar las revoluciones del compresor.

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

El procedimiento de caracterización del sistema empieza con el ajuste del control de temperaturas en evaporación y condensación, una vez que el sistema se encuentre en equilibrio, se determina el COP en términos del flujo másico, capacidad del evaporador y potencia consumida por el compresor. Se definió la siguiente nomenclatura para el control de temperaturas en los intercambiadores de calor.

Tabla 3-35: Denominación de controles de los ventiladores de CC y CE

Tipo	Control	Denominación
Condensador	Caudal del Condensador ventilador 1	CC1 °C
	Caudal del Condensador ventilador 2	CC2 °C
	Caudal del Condensador ventilador 2(3)	CC3 °C
Evaporador	Caudal del Evaporador nivel 1	CE1 214.512 m ³ /h
	Caudal del Evaporador nivel 2	CE2 256.041 m ³ /h
	Caudal del Evaporador nivel 3	CE3 312.939 m ³ /h

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

La matriz a continuación muestra datos generales de funcionamiento, el módulo automatizado puede operar con temperaturas de 22-50°C en el interior del habitáculo, por lo tanto, la manipulación de esta requiere de un proceso sucesivo para evitar averías durante la operación.

Tabla 3-36: Matriz general de ensayo

$T_{in_habitáculo}$ [°C]	Controles de temperatura	$RPM_{vent.centrifugo}$	Caudal de evaporador	Caudal del condensador
22-30-40-50	Sin controles de temperatura	860	CE1	CC1
		1200	CE2	CC1
		1800	CE3	CC1
	Control de temperatura 1	860	CE1	CC2
		1200	CE2	CC2
		1800	CE3	CC2
	Control de temperatura 2	860	CE1	CC3
		1200	CE2	CC3
		1800	CE3	CC3

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

La matriz general de ensayo muestra las temperaturas seleccionadas en el interior del habitáculo, estas se definieron al someter al banco de pruebas en condiciones extremas de funcionamiento. El ensayo del módulo automotriz consiste en la aplicación o no del control de temperaturas en los intercambiadores de calor, éstas para las diferentes temperaturas del habitáculo seleccionadas.

A manera de explicación, se describe lo siguiente: A condiciones normales de funcionamiento, el segundo electroventilador del condensador no se activa, mientras que las velocidades del ventilador centrífugo revolucionan en tres situaciones diferentes, bajo estas condiciones de operación, la temperatura de entrada en el habitáculo puede variar sucesivamente mediante la termorresistencia imitando temperaturas reales en el habitáculo de un vehículo.

Por otro lado, durante la aplicación del control de temperaturas en condensación, los dos electroventiladores operan simultáneamente. Para cada nivel del ventilador centrífugo, se introduce las cuatro temperaturas en el interior del habitáculo, teniendo así una matriz general de 36 muestras (ANEXO P). Cada proceso de ensayo requiere un tiempo determinado de estabilización, que aborda entre los 10 a 15 minutos aproximadamente.

CAPÍTULO IV

4. MARCO DE ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

En el presente capítulo se detallarán los resultados referentes al proyecto donde se responderá a cada uno de los objetivos planteados, contiene resultados válidos permitiendo dar como verídico el banco de pruebas. Además, mediante el funcionamiento y automatización de la adquisición de datos del sistema A/C, se realizarán la respectiva experimentación en condiciones reales de funcionamiento para evaluar las variables principales que caracteriza el óptimo funcionamiento del sistema.

En primera instancia se mide el flujo másico del refrigerante a través del sistema y mediante el control de temperaturas en evaporación y condensación se evalúa el desempeño del sistema en términos de capacidad del evaporador, consumo del compresor y COP. Entonces, para determinar el desempeño, es necesario hallar la eficiencia volumétrica e isoentrópica, testear presiones y temperaturas en cada punto característico del ciclo y finalmente la potencia consumida por el compresor. Cada información recopilada será necesario ante diversos comportamientos del sistema, ya que los componentes intercambiadores de calor podrán mantener una temperatura deseada por el operador y en función a ello se puede evaluar el sistema.

4.1. Calidad en la lectura de datos para dispositivos de testeo

En el siguiente apartado se desarrolla ensayos a los dispositivos de testeo que compone la automatización, tales como, transmisores de presión y termorresistencias tipo RTD PT100. Este tipo de pruebas asegura que los valores adquiridos en las mediciones realizadas cumplan unos requisitos de calidad, procurando que los valores sean veraces y precisos. La calidad en las medidas se fundamenta en conceptos de trazabilidad, exactitud, incertidumbre y precisión.

Según (Fisher et al., 1991, pág. 56) , conceptualiza que el tamaño de la muestra debe fundamentarse bajo el siguiente criterio, el cual debe considerar los recursos disponibles para la recolección de datos y establecer el límite máximo del tamaño de la muestra. Dicho de otra manera, la lógica da a entender que mientras más elevado sea el número menor será el error determinado. Por otro lado, el tamaño de la muestra debe ser lo suficientemente amplio para comprobar si estadísticamente las diferencias entre proporciones son significativas e indiscutiblemente proporcione el grado de precisión deseado.

En base al criterio antes mencionado, se puede validar la muestra mediante el cálculo del error relativo, por lo que se considera un tamaño aproximado de quince muestras durante el proceso de funcionamiento del módulo de pruebas. Para determinar el error relativo, en primera instancia se debe calcular el error absoluto, a través de él se cuantifica la desviación de una muestra en términos absolutos con relación al supuesto valor verdadero, dando como resultado la sensibilidad del dispositivo medido (Posadas, 2022, pág. 4). Sin embargo, al desconocer el error característico de los instrumentos de testeo, es necesario determinar la importancia relativa (error relativo) de la muestra que forma parte de la desviación calculada a través del error absoluto; empleado como criterio de calidad.

El valor obtenido al determinar el error relativo (ER), se clasifica en tres secciones, $ER < 1\%$, $ER 5-10\%$ y $ER > 10\%$ se interpreta como un resultado bueno, aceptable y poco confiable (Santo, Lecumberry 2005, pp. 15–16). Además, se debe considerar la repetibilidad como un valor estadístico a la consistencia repetitiva de un tamaño de datos bajo un mismo escenario. Para estimar el valor estadístico de repetibilidad, se considera un total de diez muestras aproximadamente.

Seguidamente se desarrolla el cálculo del coeficiente de variación (CV), que indica la confiabilidad y calidad a la cual se somete la experimentación, en términos diferentes, se lo aplica para aceptar o rechazar la validez del experimento. El coeficiente de variación se representa porcentualmente, o en cierto caso toma valores relativos de 0 y 1. Un CV de 0% representa una muestra compacta que se traduce en una mínima variabilidad de datos, por otro lado, el CV de 100% representa dispersión de la toma de datos, por ende, pierde confiabilidad, finalmente, un CV de 30% indica que su media es poco representativa (Bowman, 2001, pág. 1).

4.1.1. Caracterización de los dispositivos de testeo

Para determinar la fiabilidad de adquisición de datos, se debe realizar pruebas a los dispositivos de testeo, con la finalidad de determinar la sensibilidad y el error absoluto. La calidad de datos se establece mediante el cálculo del error relativo (ER), y su grado de confiabilidad se determina a partir del coeficiente de variación previo a un análisis de repetibilidad.

4.1.1.1. Validación de lectura de datos para los transmisores de presión

Se realiza pruebas conforme a la descripción técnica del transductor de presión ELECALL y un elemento patrón de uso automotriz (manómetro). La tabla 4-1 muestra la adquisición de datos del controlador logo, manómetro de presión, cálculo del error absoluto y error relativo.

Para validar la lectura de testeo de los transductores de baja presión (P1 y P4), se tiene como resultado un error máximo relativo de 7.69%. Este valor, ubicado en el rango de $5\% < Er < 10\%$, indica que los resultados cumplen con un criterio de calidad aceptable, según la definición establecida por los autores. Por otro lado, las lecturas en los transductores P2 y P3, muestra resultados con un ER máximo de 1.19%, lo cual considera un criterio de calidad entre bueno y aceptable por encontrarse en el rango del 1% al 5%. Los hallazgos proporcionan una evaluación cuantitativa de la precisión del transductor de presión ELECALL en comparación con el manómetro automatizado utilizado en las pruebas experimentales.

Tabla 4-1: Caracterización de los transductores de presión

MUESTRA (hora)	MUESTRA P1				MUESTRA P2			
	Sensor P1 LOGOSOFT	Man.	Error Absoluto	Error Relativo	Sensor P2 LOGOSOFT	Man.	Error Absoluto	Error Relativo
	PSI	PSI	(-)	(%)	PSI	PSI	(-)	(%)
8:05:20	21	20	1	5,00	170	168	-2	1,19
8:07:50	21	20	1	5,00	170	169	-1	0,59
8:10:20	21	20	1	5,00	170	169	-1	0,59
8:12:50	21	20	1	5,00	171	170	-1	0,59
8:15:20	22	21	1	4,76	171	170	-1	0,59
8:17:50	22	21	1	4,76	171	171	0	0,00
8:20:20	22	21	1	4,76	171	171	0	0,00
8:22:50	22	22	0	0,00	171	171	0	0,00
8:25:20	23	22	1	4,55	173	171	-2	1,17
8:27:50	23	22	1	4,55	176	175	-1	0,57
8:30:20	23	22	1	4,55	176	177	1	0,56
8:32:50	23	23	0	0,00	179	178	-1	0,56
8:35:20	24	23	1	4,35	181	179	-2	1,12
8:37:50	24	23	1	4,35	181	180	-1	0,56
8:40:20	24	23	1	4,35	182	181	-1	0,55

MUESTRA (hora)	MUESTRA P3				MUESTRA P4			
	Sensor P3 LOGOSOFT	Man.	Error Absoluto	Error Relativo	Sensor P4 LOGOSOFT	Man.	Error Absoluto	Error Relativo
	PSI	PSI	(-)	(%)	PSI	PSI	(-)	(%)
8:05:20	167	168	1	0,60	28	26	-2	7,69
8:07:50	167	167	0	0,00	28	27	-1	3,70
8:10:20	167	168	1	0,60	28	27	-1	3,70
8:12:50	169	168	-1	0,60	28	27	-1	3,70
8:15:20	169	169	0	0,00	28	28	0	0,00
8:17:50	169	171	2	1,17	29	28	-1	3,57
8:20:20	169	171	2	1,17	29	29	0	0,00
8:22:50	169	170	1	0,59	29	30	1	3,33
8:25:20	170	171	1	0,58	30	29	-1	3,45
8:27:50	171	172	1	0,58	30	29	-1	3,45
8:30:20	171	171	0	0,00	31	30	-1	3,33
8:32:50	172	171	-1	0,58	31	30	-1	3,33
8:35:20	172	172	0	0,00	31	31	0	0,00
8:37:50	175	176	1	0,57	32	33	1	0,03
	177	176	-1	0,57	31	33	2	0,06

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

4.1.1.2. Validación de lectura de datos para las termorresistencias RTDs tipo PT-100

Tabla 4-2: Caracterización RTDs

MUESTRA (hora)	TEMPERATURA T1				TEMPERATURA T2			
	Sensor T1	STC-	Error	Error	Sensor T2	STC-	Error	Error
	LOGOSOFT (°C)	1000 (°C)	Absoluto (-)	Relativo (%)	LOGOSOFT (°C)	1000 (°C)	Absoluto (-)	Relativo (%)
8:05:20	10	10,5	-0,5	4,76	80	79,5	-0,5	0,63
8:07:50	11	11,6	-0,6	5,17	80	81,6	1,6	1,96
8:10:20	10	10,4	-0,4	3,85	80	82,1	2,1	2,56
8:12:50	11	10,6	0,4	3,77	81	82,5	1,5	1,82
8:15:20	11	10,9	0,1	0,92	81	82,1	1,1	1,34
8:17:50	11	11,4	-0,4	3,51	81	82,4	1,4	1,70
8:20:20	12	11,5	0,5	4,35	81	82	1	1,22
8:22:50	12	11,6	0,4	3,45	82	83,2	1,2	1,44
8:25:20	11	10,4	0,6	5,77	82	83,5	1,5	1,80
8:27:50	11	10,5	0,5	4,76	82	83,7	1,7	2,03
8:30:20	12	11,5	0,5	4,35	82	83,7	1,7	2,03
8:32:50	12	12,4	-0,4	3,23	81	83	2	2,41
8:35:20	12	11,5	0,5	4,35	82	83,4	1,4	1,68
8:37:50	12	11,6	0,4	3,45	82	83,6	1,6	1,91
8:40:20	12	11,5	0,5	4,35	83	84,6	1,6	1,89

MUESTRA (hora)	TEMPERATURA T3				TEMPERATURA T4			
	Sensor T3	STC-	Error	Error	Sensor T4	STC-	Error	Error
	LOGOSOFT (°C)	1000 (°C)	Absoluto (-)	Relativo (%)	LOGOSOFT (°C)	1000 (°C)	Absoluto (-)	Relativo (%)
8:05:20	44	43,5	-0,5	1,15	3	3,2	0,2	6,25
8:07:50	44	44,2	0,2	0,45	3	3,1	0,1	3,23
8:10:20	44	44,6	0,6	1,35	3	2,8	-0,2	7,14
8:12:50	44	44,7	0,7	1,57	3	2,9	-0,1	3,45
8:15:20	44	44,9	0,9	2,00	3	3,1	0,1	3,23
8:17:50	45	45,3	0,3	0,66	3	3,3	0,3	9,09
8:20:20	45	45,9	0,9	1,96	3	2,9	-0,1	3,45
8:22:50	45	45,8	0,8	1,75	3	3,1	0,1	3,23
8:25:20	45	45,9	0,9	1,96	3	3,2	0,2	6,25
8:27:50	45	46	1	2,17	3	3,1	0,1	3,23
8:30:20	46	46,5	0,5	1,08	4	4	0	0,00
8:32:50	46	47	1	2,13	4	4,1	0,1	2,44
8:35:20	46	47,9	1,9	3,97	3	3,1	0,1	3,23
8:37:50	47	48,6	1,6	3,29	4	4,2	0,2	4,76
8:40:20	47	48,2	1,2	2,49	4	4	0	0,00

MUESTRA (hora)	TEMPERATURA T5			
	Sensor T5	STC-	Error	Error
	LOGOSOFT (°C)	1000 (°C)	Absoluto (-)	Relativo (%)
8:05:20	59	58,2	-0,8	1,37
8:07:50	59	58,4	-0,6	1,03
8:10:20	59	59,1	0,1	0,17
8:12:50	59	59,4	0,4	0,67
8:15:20	58	59,1	1,1	1,86
8:17:50	58	59,5	1,5	2,52
8:20:20	59	59,6	0,6	1,01
8:22:50	59	59,4	0,4	0,67
8:25:20	60	60,4	0,4	0,66
8:27:50	60	60,9	0,9	1,48
8:30:20	60	61,5	1,5	2,44
8:32:50	61	62,1	1,1	1,77
8:35:20	61	62,7	1,7	2,71
8:37:50	61	62,9	1,9	3,02
8:40:20	61	63,1	2,1	3,33

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

La tabla 4-2 muestra lecturas del sensor RTD PT-100 con respecto a un termómetro STC-1000. Para los datos T1 y T3, se observa un error máximo relativo del 5.77% y 9.09% respectivamente, lo cual está ubicado en el rango de $5\% < Er < 10\%$, indicando que los resultados cumplen con un criterio de calidad aceptable. Por otro lado, las lecturas en las termocuplas T2, T4 y T5, presenta resultados con un ER máximo de 2.56%, 3.97% y 2.71% respectivamente, manteniéndose en el rango del 1% al 5%. Este intervalo se considera un criterio de calidad entre bueno y aceptable.

4.1.2. Desviación de testeo

La tabla a continuación muestra la desviación de precisión y porcentaje para los sensores. La ecuación planteada calcula dicha variable en función al número de muestras. Los transductores de descarga muestran la desviación y el porcentaje con respecto a la medición obtenida a una escala del 1.44% para 400 kPa, para succión se observa la desviación de 0.44% para 250 kPa.

Tabla 4-3: Desviación de precisión sobre la medición

σ_p	P_1	P_2	P_3	P_4	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5
-	[kPa]				[K]				
$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i$	$\pm 5,976$	$\pm 6,895$	$\pm 5,976$	$\pm 6,435$	$\pm 0,447$	$\pm 1,46$	$\pm 0,867$	$\pm 0,127$	$\pm 1,007$
	1.44 %	0.44 %	1.44 %	0.37 %					

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

4.2. Pruebas preliminares del sistema de aire acondicionado

La finalidad de este apartado es describir las causas y efectos que genera un proceso la ineficiencia del sistema, cuyo objetivo es mejorar los rangos de operación del ciclo de refrigeración.

4.2.1. Filtro deshidratador y tapa posterior del compresor defectuoso

Inicialmente, se realizó una inspección visual y mantenimiento predictivo de todos los componentes disponibles (compresor, motor eléctrico, evaporador, condensador, válvula de expansión y filtro deshidratador) para identificar una posible avería. Los componentes defectuosos fueron el filtro deshidratador y compresor, generalmente se averían cuando no se encuentra en constante funcionamiento y esto hace que se deteriore. El filtro deshidratador suele averiarse al estar expuesto al medio ambiente, es decir, que absorbe la humedad del aire provocando desgaste en el compresor, reducción de la capacidad de deshidratación e indiscutiblemente la eficiencia del sistema reduce.

Bajo este fundamento se remplazó el filtro deshidratador, con la peculiaridad de que esta se encuentre aislada para evitar saturar prematuramente el filtro. Por otro lado, el compresor presentó roturas en el ducto de descarga, por ende, se remplazó la tapa posterior con las mismas características del compresor.

4.2.2. Déficit de presión en el circuito de refrigeración

Posteriormente, se realizaron pruebas para caracterizar el sistema, durante el funcionamiento se detectaron presiones bajas en el circuito. De manera empírica, ciertos técnicos cargan el refrigerante en función al aire que disipa el evaporador, de cierta manera asumen que el sistema se encuentra o no con refrigerante. Para cargar el sistema correctamente es necesario conocer los fundamentos teóricos y relacionarlos con la práctica, de tal forma que la eficiencia del compresor sea aprovechada de mejor manera.

Caracterizar el sistema es complejo cuando no se tiene lecturas de presiones y temperaturas adecuadas, esto impide determinar el grado de eficiencia a la que trabaja el sistema A/C. Además, la baja presión en el sistema también se debe a fugas de refrigerante, esto ocurre cuando no se realiza un ajuste óptimo en los puntos de unión de la cañería y los respectivos componentes del aire acondicionado.

4.2.3. Acumulación de hielo en el circuito de succión

Por otro lado, hubo ocasiones donde el sistema generaba hielo en la línea de succión, por lo general, se debe a problemas relacionados con el flujo de aire, nivel de refrigerante o temperatura. Cuando el flujo de aire a través del evaporador es insuficiente, el aire frío no puede absorber suficiente calor, lo cual provoca bajas temperaturas generando hielo en las cañerías de succión. Además, tener un nivel alto o bajo de refrigerante también genera hielo en succión, cuando hay exceso de refrigerante, el evaporador se enfría en exceso y congela la humedad del aire, y un déficit de refrigerante genera presiones y temperaturas bajas llegando así hasta el punto de congelación. La formación de hielo en succión no solo reduce la eficiencia, sino que también puede dañar los componentes del sistema.

4.2.4. *Reubicación de los sensores de testeo*

El siguiente factor está relacionado con la ubicación de los sensores, inicialmente los transmisores de presión y termocuplas se pretendía ubicar antes y después de los intercambiadores de calor. Caracterizar el ciclo de refrigeración en función a la ubicación inicial planteada contrajo problemas para determinar la eficiencia del sistema, por ende, se analizó el ciclo de funcionamiento para reubicar los sensores.

Termodinámicamente, la ubicación de los sensores de temperatura (RTDs) difiere la eficiencia del compresor, es decir, la temperatura a la salida del evaporador no va a ser la misma que a la entrada del compresor o también que la temperatura a la entrada del condensador no va a ser la misma a la salida del compresor ya que interactúa el ambiente exterior. Bajo este análisis, dos sensores de temperatura se reubicaron a la entrada y salida del compresor con su respectivo recubrimiento térmico. Los transmisores de presión requieren una ubicación específica para la relación de presión. La ilustración 3-22 muestra la correcta ubicación de los sensores.

4.2.5. *Rango mínimo de control de temperatura en intercambiadores de calor*

Finalmente, el sistema presentó dificultades de control de temperaturas en evaporación y condensación. - La finalidad de esta es ensayar el ciclo en condiciones operativas máximas y mínimas de disipación y extracción de calor. En un principio, el condensador trabajó con un electroventilador de control, de tal forma que la disipación de calor superó los 60.7 °C y era imposible disminuir la temperatura a condiciones deseadas. Para ello, se implementó un segundo electroventilador de mayor capacidad para ayudar a disipar el calor del condensador, teniendo así temperaturas mínimas de hasta 45.6°C. El giro de los electroventiladores es en sentido opuesto para evitar el choque de corriente de aire caliente, es decir, el primer electroventilador disipa calor mientras que el segundo electroventilador absorbe calor (ilustración 4-1).

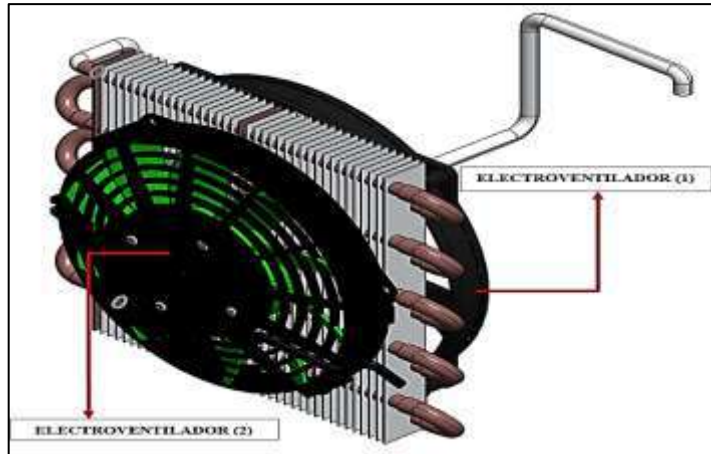


Ilustración 4-1: Segundo electroventilador (12V-CC)

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

Por otro lado, el control de temperatura en evaporación era deficiente, ya que se disponía de una resistencia térmica de 500W que generaba temperaturas de hasta 60°C en el conjunto hermético. Sin embargo, el evaporador posee un ventilador centrífugo de 120W con tres velocidades de funcionamiento, esto implica mayor flujo de aire e impide el control de temperaturas debido a la diferencia de potencial de energía.

Para compensar dicha diferencia y estabilizar la temperatura en el evaporador, se reemplazó la resistencia con una de mayor capacidad, mejorando así el rango de control en evaporación. La resistencia térmica se alimenta con corriente continua (CC) y genera 1000W de potencia, su diseño estructural comprende de un alambre de cromo - níquel que envuelve a un conjunto de placas de mica (ilustración 4-2). Además, esta requiere de corriente de aire para evitar el sobrecalentamiento del alambre, por lo cual se adquirió un micro electroventilador para refrigerar la resistencia.

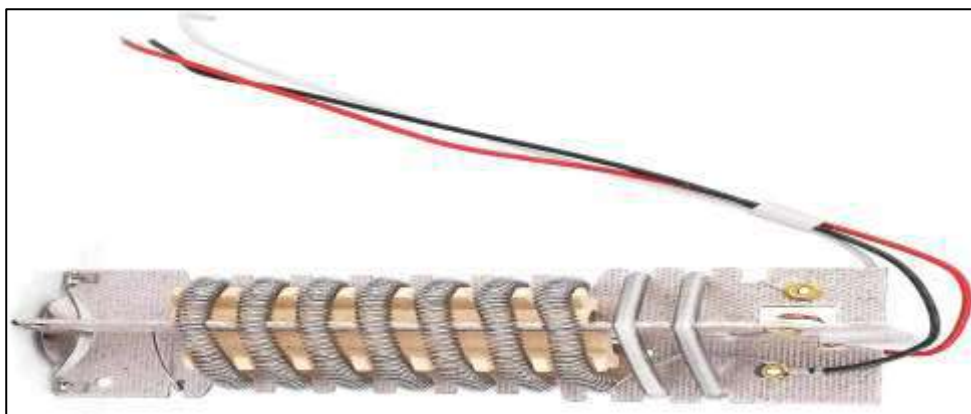


Ilustración 4-2: Resistencia térmica (1000W)

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

4.3. Caracterización del sistema de propulsión del sistema A/C

El motor eléctrico gira a 3500 rpm, mediante el mecanismo de transmisión de poleas existe una reducción de la velocidad angular de 1615.38 rpm en la polea conducida (N_c), dando como resultados teóricos el consumo de potencia del compresor de 1.30 KW (1.74 HP), el coeficiente de rendimiento (COP) de 1.57 y capacidad frigorífica de 2.216 KW (7561.31 BTU/h) según la curva de rendimiento del compresor, ilustración 4-3.

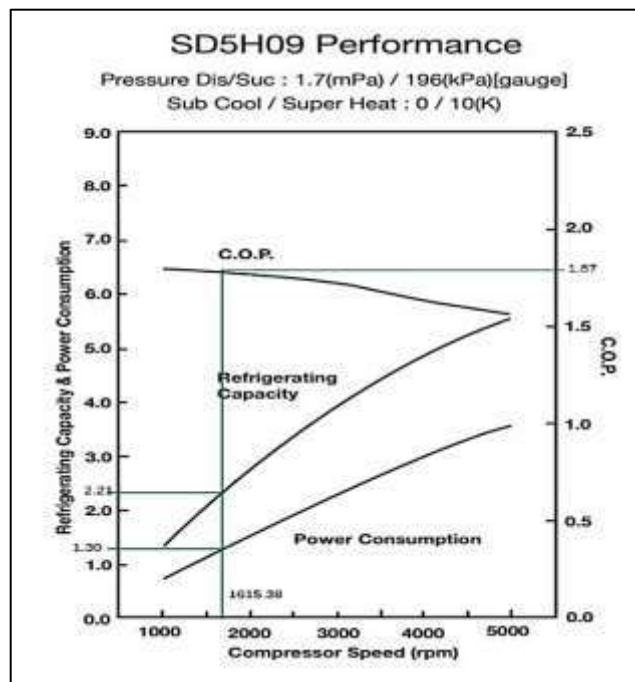


Ilustración 4-3: Rendimiento del compresor SD5H09

Fuente: (SANDEN, 2019).

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

4.3.1. Torque del compresor y motor eléctrico

Es necesario calcular el torque en el compresor para estimar con certeza las características del motor eléctrico. En función al cálculo realizado, se necesita un motor eléctrico superior a 1.30 KW (1,74hP) de potencia con un torque 5.66 N.m., por ende, el motor eléctrico que cumpla con este requerimiento debe tener una potencia de 1.5Kw (2Hp) con un torque de 6.07 N.m., a rotación nominal. Una vez caracterizado el compresor y el motor eléctrico, también es importante seleccionar el tipo de banda que acopla el motor eléctrico con el compresor. Aplicando la ecuación 26, se necesita una banda de 1470.27 mm (58in) para impulsar al compresor

4.3.2. Evaluación del banco de pruebas del sistema de aire acondicionado automotriz

En el proceso de obtención de datos del banco de pruebas del sistema de aire acondicionado, es esencial desarrollar una matriz (Anexo P) de datos que permita verificar las condiciones de funcionamiento del sistema. Esta matriz incluye información como: las temperaturas del habitáculo del automóvil, las temperaturas externas entorno al banco de pruebas, velocidad y temperatura del aire en la entrada del evaporador y el flujo másico, eficiencias y trabajo del compresor. Las tablas a continuación presentan resultados con respecto a la matriz nominal planteada con las variables ya mencionadas.

Tabla 4-4: Matriz nominal de ensayo a 40°C en el habitáculo

Control de temperatura en condensación (electroventilador CC)	Caudal del evaporador (CE)		Velocidad ventilador centrífugo	Temperaturas (°C)				Presión absoluta [kPa]				T. ambiente del compresor	T. carcasa del compresor	Velocidad de aire en el compresor	T. en el conducto de salida del evaporador	T. habitáculo	Velocidad del aire en el conducto de salida del evaporador
	Unidades	m ³ /s		rpm	T1	T2	T3	T4	P1	P2	P3	P4	°C	°C	m/s	°C	°C
CC1	CE1	CE1-CC1	860	10	80	44	3	252	1245	1224	266	20	59	1,1	6,5	40	5,60
	CE2	CE2-CC1	1200	12	83	49	4	279	1369	1355	300	22	59	2,1	10,0	40	7,00
	CE3	CC3-CC1	1800	15	85	56	7	335	1583	1569	355	21	59	2,5	11,8	40	8,40
CC2	CE1	CE1-CC2	860	9	79	40	1	245	1183	1162	259	20	58	1,2	3,7	40	5,40
	CE2	CE2-CC2	1200	10	80	42	3	231	1190	1176	252	21	56	1,2	3,0	30	6,90
				11	80	44	3	266	1307	1286	279	21	59	2,5	7,3	40	6,50
				14	83	46	5	314	1424	1403	335	22	61	1,2	9,0	40	7,40
CC3	CE1	CE1-CC3	860	9	77	38	1	245	1121	1107	259	22	58	1,3	2,9	40	5,10
	CE2	CE2-CC2	1200	11	77	42	3	266	1238	1217	286	20	59	2,4	6,9	40	6,20
	CE3	CE2-CC3	1800	14	80	42	5	293	1258	1245	321	22	60	1,4	8,5	40	7,20

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

Tabla 4-5: Matriz de resultados del ensayo nominal

Caudal de aire en el condensador (VENTILADOR CC)	Caudal de aire del evaporador (CE)	Velocidad ventilador (CE)	$T_{habitáculo,in}$	SC	SH	n_s	n_v	Rp	COP	\dot{W}_{comp}	\dot{Q}_p	\dot{m}_{ref}	\dot{Q}_{evap}	
				°C	°C	°C	-	-	-	-	kW	kW	kg/s	kW
CC1	CE1	CE1-CC1	860	40	3,1	14,1	0,66	0,60	4,86	2,8	0,66	0,02	0,01	1,9
	CE2	CE2-CC1	1200	40	2,1	13,3	0,65	0,63	4,86	2,6	0,78	0,03	0,01	2,1
	CE3	CC3-CC1	1800	40	1,1	11,3	0,66	0,62	4,68	2,6	0,88	0,04	0,02	2,3
CC2	CE1	CE1-CC2	860	40	5,0	13,8	0,64	0,62	4,74	2,9	0,68	0,02	0,01	2,0
	CE2	CE2-CC1	1200	40	5,0	13,6	0,68	0,64	4,84	2,9	0,74	0,04	0,01	2,1
	CE3	CE2-CC2	1800	40	6,5	12,1	0,64	0,59	4,47	2,9	0,78	0,03	0,02	2,3
CC3	CE1	CE1-CC3	860	40	5,2	13,8	0,63	0,59	4,52	3,0	0,64	0,02	0,01	1,9
	CE2	CE2-CC2	1200	40	4,8	13,6	0,69	0,60	4,58	3,0	0,67	0,04	0,01	2,0
	CE3	CE2-CC3	1800	40	5,7	14,0	0,64	0,60	4,25	3,1	0,73	0,03	0,01	2,2

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

4.3.3. Comparativa de un ciclo de compresión de vapor ideal vs real del módulo de pruebas del sistema A/C

El proceso de compresión ideal es isentrópico e incrementa la presión del refrigerante hasta la descarga. Para el estado 2, trazamos la línea isentrópica hasta la isóbara de alta presión. Posteriormente, el gas comprimido empieza a enfriarse, cediendo calor sensible y descendiendo su temperatura hasta el cambio de estado (líquido comprimido), bajo este efecto se define la isoterma en el estado 3. Seguidamente, ocurre el proceso de expansión lo cual es adiabático o isoentálpico, ésta interseca con la isóbara de succión. Finalmente, ocurre la etapa de evaporación donde disminuye simultáneamente el líquido hasta la curva de vapor saturado.

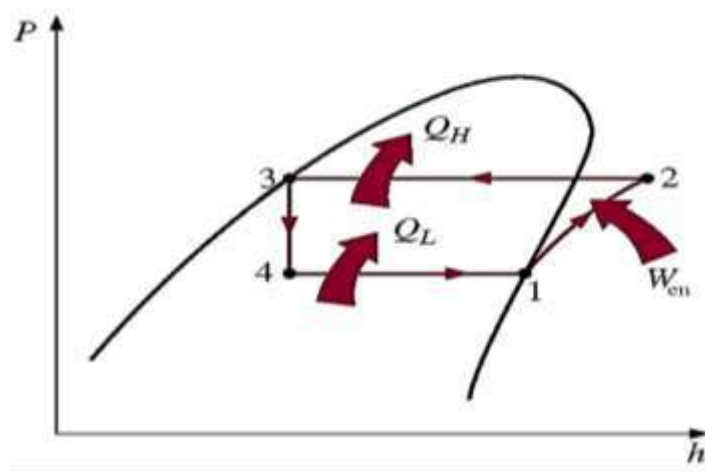


Ilustración 4-4: Ciclo de compresión ideal de vapor

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

Bajo el fundamento del ciclo ideal, se dibuja el ciclo real de compresión con ciertas diferencias que lo caracteriza. El módulo automatizado proporciona variables para el cálculo del ciclo termodinámico y la tabla 4-5 muestra resultados a condiciones nominales de operación.

Tabla 4-6: Tabulación de resultados a 40°C en el habitáculo

Presión abs [kPa]	Temperatura (°C)	Entalpía [kJ/Kg]	Descripción
279	12	261,5	Estado 1
1369	83	312,1	Estado 2
1355	49	121,9	Estado 3
300	4	121,9	Estado 4
1369	69,44	297	Estado 2s
Vapor saturado	Líquido saturado	SH [K]	SC [K]
-1,344	51,09	13,34	2,087

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

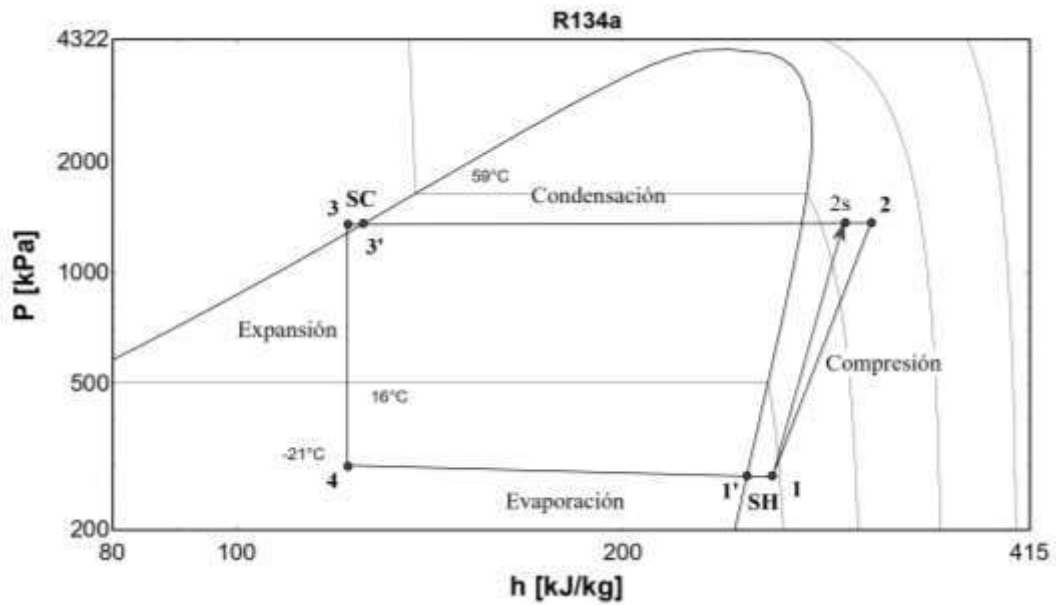


Ilustración 4-5: Diagrama real P-H en condiciones nominales de funcionamiento

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

El ciclo termodinámico ideal funciona como un modelo teórico referencial, mientras que un sistema real se somete a pérdidas inevitables de energía. Durante el funcionamiento de un sistema real existe caída de presión, el logo testea presiones en cada estado característico del ciclo, corroborando así que en el circuito de alta y baja presión no ocurre un proceso isobárico. El siguiente factor es la etapa de compresión, se diferencia por que la compresión ocurre con incremento de entropía, de tal forma que la entalpía y temperatura real es mayor a la ideal (pérdida de energía por fricción). La siguiente diferencia es el subenfriamiento, lo cual garantiza que el refrigerante ingrese en estado líquido a la válvula de expansión para minimizar el vapor, esta temperatura es menor a la temperatura de saturación. Finalmente, el efecto de sobrecalentamiento adicional al refrigerante, lo cual debe estar en estado gaseoso antes de ingresar al compresor.

4.3.4. Comportamiento del compresor SD5H09

La ilustración 4-6 muestra la eficiencia isentrópica del compresor en función a la relación de presión. El diagrama ilustra una máxima eficiencia isentrópica para una relación de presión de 4.6 aproximadamente, esta corresponde a la situación donde el compresor está operando eficientemente con la menor pérdida de energía posible, en consecuencia, la relación de presión de descarga (P_2) es igual a la relación de presión de succión (P_1). El diagrama ($n_s - Rp$) muestra una tendencia ligeramente decreciente, este comportamiento se debe a que el compresor está

trabajando en un rango de relación de presión de (4 a 6), por lo tanto, no se puede visualizar la curva característica del comportamiento del compresor.

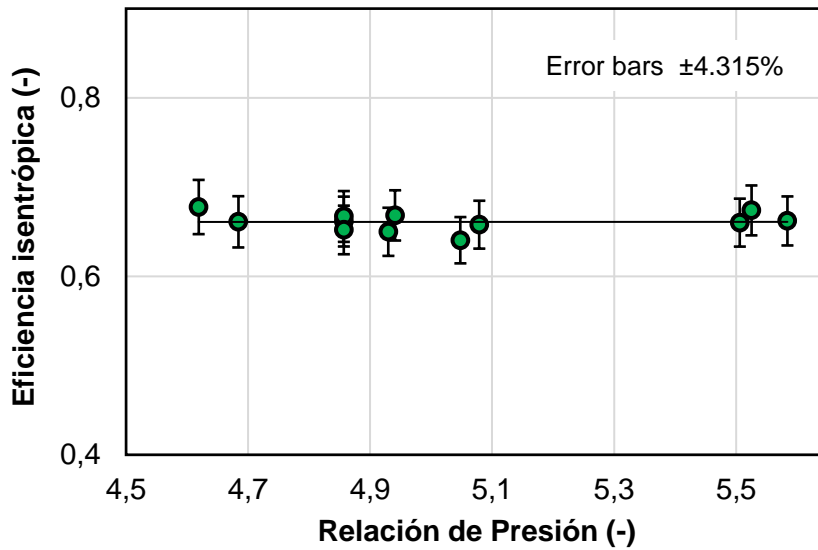


Ilustración 4-6: Eficiencia isentrópica experimental del compresor SD5H09

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

En el diagrama ($n_v - Rp$), se puede apreciar como varía la eficiencia volumétrica a medida que cambia la relación de presión. La ilustración 4-7 presenta la máxima eficiencia volumétrica para una relación de presión cercana a 5, lo cual pertenece a la condición donde el compresor opera eficientemente en términos de desplazamiento volumétrico, dicho de otra manera, la elevada eficiencia indica que el compresor está siendo más eficiente en su tarea de compresión. En definitiva, el diagrama de eficiencia volumétrica e isentrópica proporciona información sobre como el rendimiento del compresor responde a diferentes condiciones de operación.

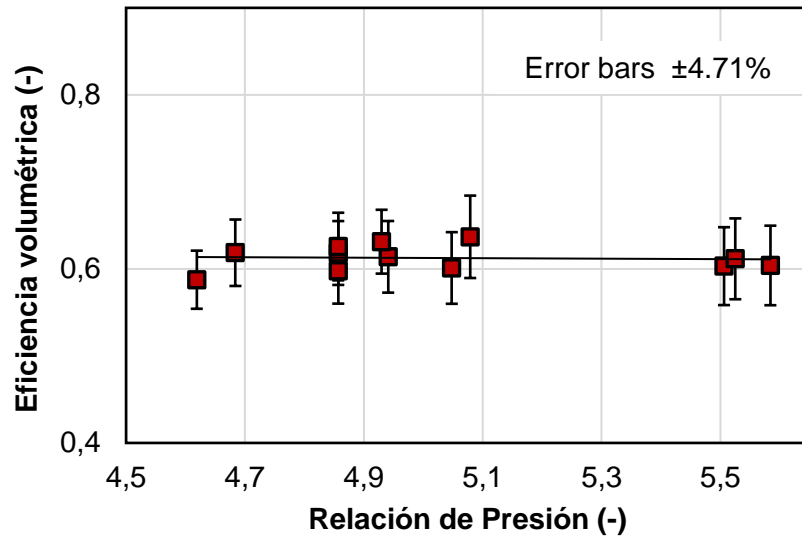


Ilustración 4-7: Eficiencia volumétrica experimental del compresor SD5H09

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

Para validar el modelo del compresor, se compara la eficiencia volumétrica e isentrópica de un compresor de desplazamiento variable del modelo establecido por Cuevas, Declaye y Lemort. Consideremos que el compresor modelado es de desplazamiento fijo, según Pineda 2013, la eficiencia isentrópica para compresores de desplazamiento fijo y variable está en el rango de 45-70% respectivamente, por otro lado, la eficiencia volumétrica es mayor para compresores de desplazamiento variable (tabla 2-1). Bajo esta similitud de variables, se puede realizar la comparativa de eficiencias y validar el modelo estudiado.

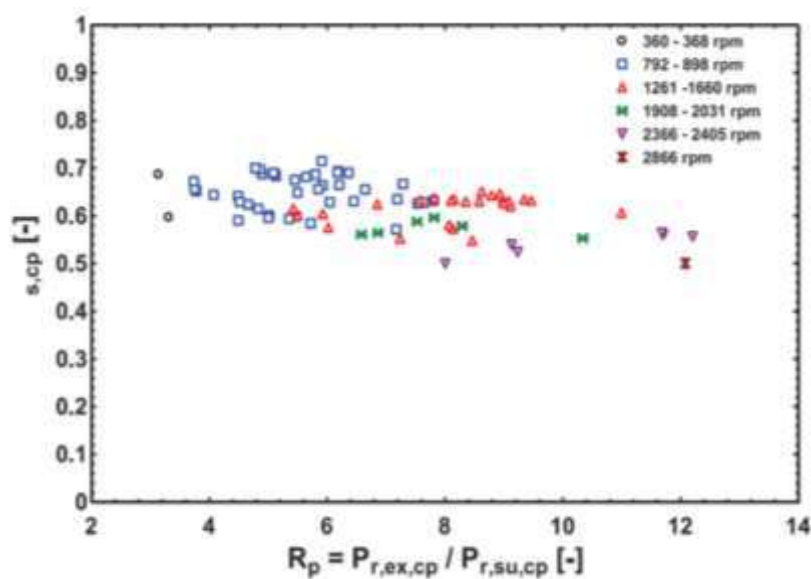


Ilustración 4-8: Efectividad isentrópica del compresor

Fuente: (Cuevas, Declaye y Lemort, 2019).

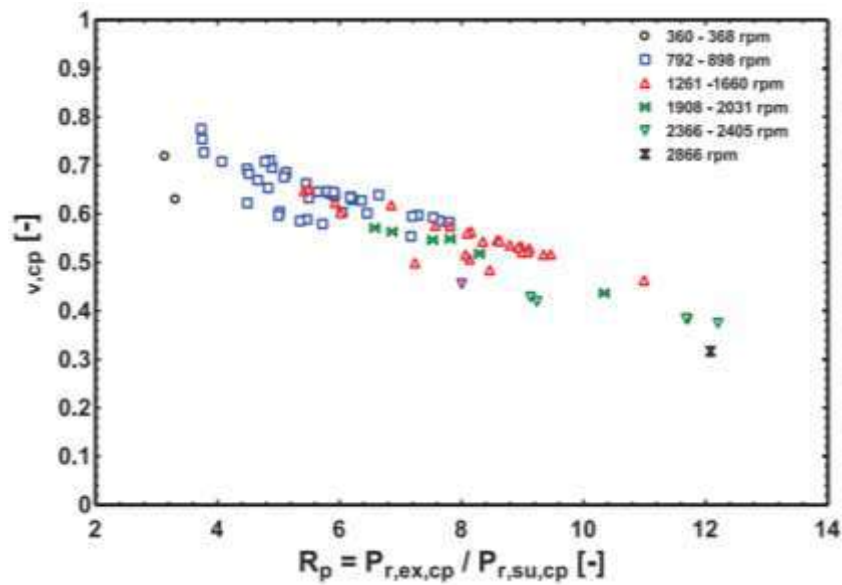


Ilustración 4-9: Efectividad volumétrica del compresor

Fuente: (Cuevas, Declaye y Lemort, 2019).

Los diagramas de eficiencias que presenta Cuevas, Declaye y Lemort muestran un amplio rango de relación de presión representando la curva característica del comportamiento del compresor. El diagrama de efectividad isentrópica muestra una tendencia decreciente en función a la relación de presión, la alta dispersión de resultados no tiene correlación con la velocidad de revoluciones del compresor. En función a los resultados se estima que la pérdida de presión a través de la válvula del compresor es insignificante y tiene un impacto limitado en la eficiencia isoentrópica.

De manera similar, la eficiencia volumétrica también muestra una tendencia decreciente en función a las relaciones de presión del compresor, confirmando el bajo impacto de la pérdida de presión en la válvula del compresor. El diagrama de efectividad volumétrica muestra una dispersión de resultados menor de tal forma que no existe correlación con la velocidad de giro del compresor. A través del análisis de la eficiencia isentrópica, en definitiva, la pérdida de presión en las válvulas del compresor tiene un impacto bajo en el rendimiento general del compresor.

Previo a este análisis, se compara la eficiencia volumétrica e isentrópica estudiada en un rango de 4 a 6 de relación de presión. Durante el proceso de ensayo del módulo, esta pequeña relación de presión depende directamente del compresor, diseño del sistema automotriz, tipo de refrigerante, condiciones de operación e indiscutiblemente en la eficacia de los intercambiadores de calor.

4.3.5. Influencia de la temperatura del habitáculo en función a la potencia del compresor, flujo másico y eficiencias

Los diagramas de la ilustración 4-10 (a-b), se analiza la correlación que existe en la temperatura del habitáculo en función al flujo másico circundante y el trabajo realizado por el compresor. Los diagramas muestran que a medida que las temperaturas incrementan en el interior del habitáculo, se requiere mayor cantidad de flujo de refrigerante circulante en el sistema. En consecuencia, el compresor debe otorgar mayor potencia de entrada para comprimir el refrigerante y mantener el sistema de refrigeración eficiente.

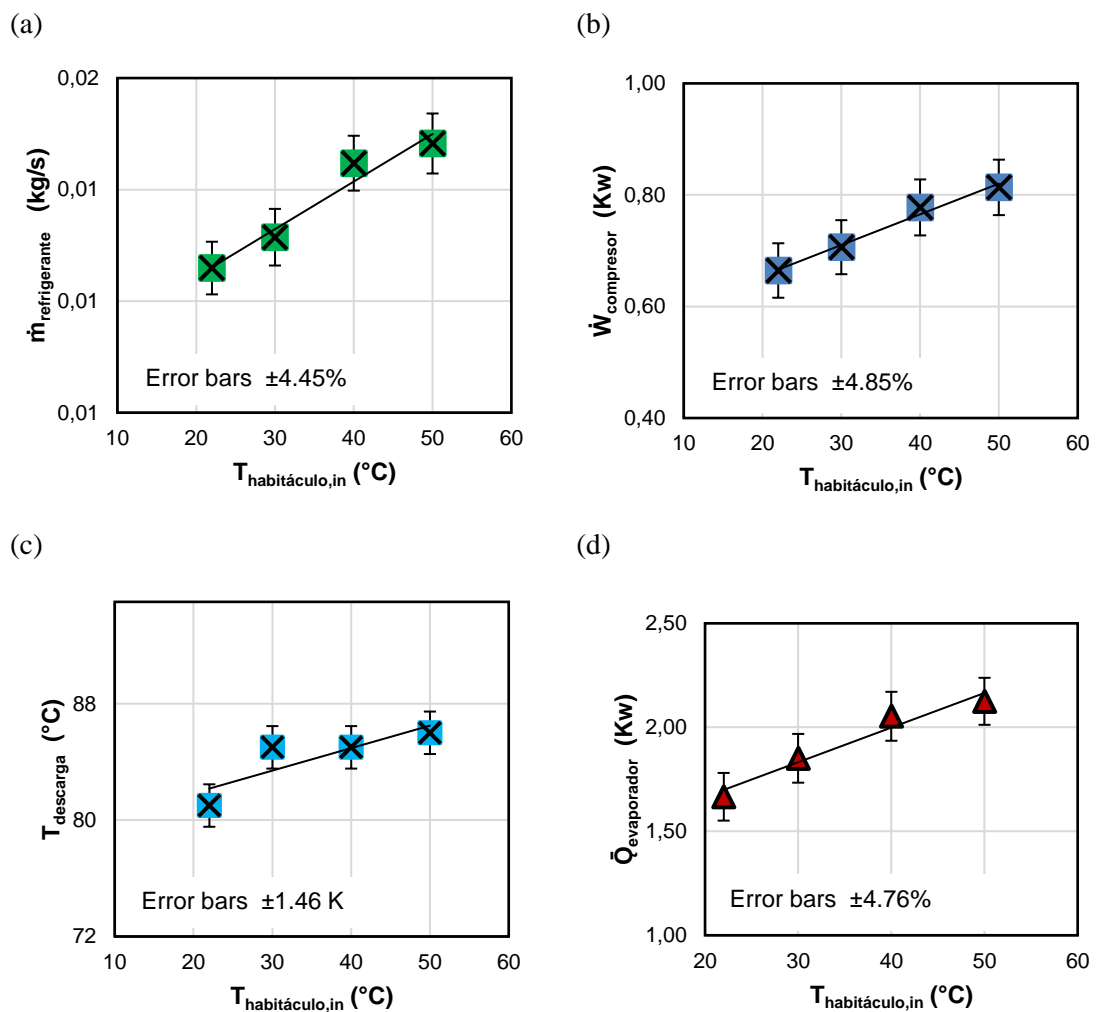


Ilustración 4-10: (a) influencia del flujo másico y la temperatura del habitáculo, (b) influencia del trabajo del compresor y la temperatura del habitáculo (c) influencia de la temperatura de descarga y la temperatura del habitáculo, (d) influencia del calor absorbido evaporador y la temperatura del habitáculo

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

Por otro lado, la ilustración 4-10 (c-d) presentan una visión general del comportamiento de la eficiencia volumétrica e isentrópica del compresor, considerando todas las temperaturas disponibles dentro del habitáculo del módulo de ensayo. Los diagramas ilustran un decremento en las eficiencias a medida que la temperatura aumentan en el habitáculo, este efecto decreciente se debe al incremento de la temperatura de entrada que provoca efectos adversos en la eficiencia volumétrica e isentrópica. En consecuencia, el efecto tiende a una disminución de la densidad del refrigerante, lo que resulta menor flujo másico de entrada al compresor en cada ciclo de compresión. Este fenómeno tiende a un impacto negativo en la eficiencia volumétrica.

En términos generales, las elevadas temperaturas generan mayores pérdidas de energía por la fricción de los componentes internos del compresor, como pistones, válvulas o rotores. La eficiencia del compresor disminuye por efectos de fricción. La eficiencia isentrópica se calcula asumiendo un proceso adiabático, donde no hay transferencia de calor con el entorno. Por esta razón, es crucial aislar completamente las cañerías del sistema para minimizar las pérdidas de calor y mantener la adiabaticidad. El aislamiento térmico de las cañerías contribuye a preservar la eficiencia isentrópica al prevenir intercambios no deseados de calor.

4.3.6. *Influencia de la temperatura del habitáculo en función al coeficiente de desempeño energético, potencia calorífica del evaporador, potencia del compresor y temperaturas de descarga*

Para representar esta influencia, se tomó resultados de una muestra nominal (40°C). Las variables analizadas en función de la temperatura del habitáculo son: COP , \dot{Q}_{evap} , \dot{W}_{comp} y T_{des} .

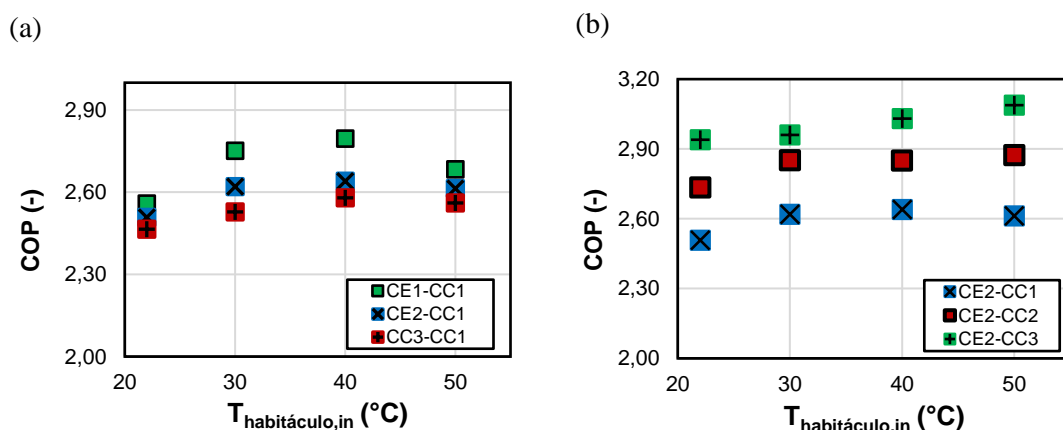


Ilustración 4-11: a) Influencia de la temperatura del habitáculo en función del COP, b) Influencia de la temperatura del habitáculo en función del COP con niveles de caudales en el condensador

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

En la ilustración 4-11, se examina el rendimiento del coeficiente de desempeño energético (COP). El diagrama $COP-T_{habitácul\ o, in}$ proporciona una visión general de su comportamiento en el sistema, ésta opera con el caudal del evaporador (CE1-CE2-CE3) y con controles de caudal del condensador (CC1). Mediante un previo análisis, se observa que a medida que incrementa el caudal de aire a través del ventilador centrífugo, el COP disminuye.

En contraste, al activar el segundo electroventilador del condensador (CC2 y CC3), la eficiencia energética tiende a incrementar (ilustración 4-11 (b)). La lógica es que, el segundo electroventilador contribuye un incremento extra de disipación de calor en el condensador, mejorando el COP, así como las magnitudes involucradas (\dot{Q}_{evap} , \dot{W}_{comp} y T_{des}); ilustración 4-12.

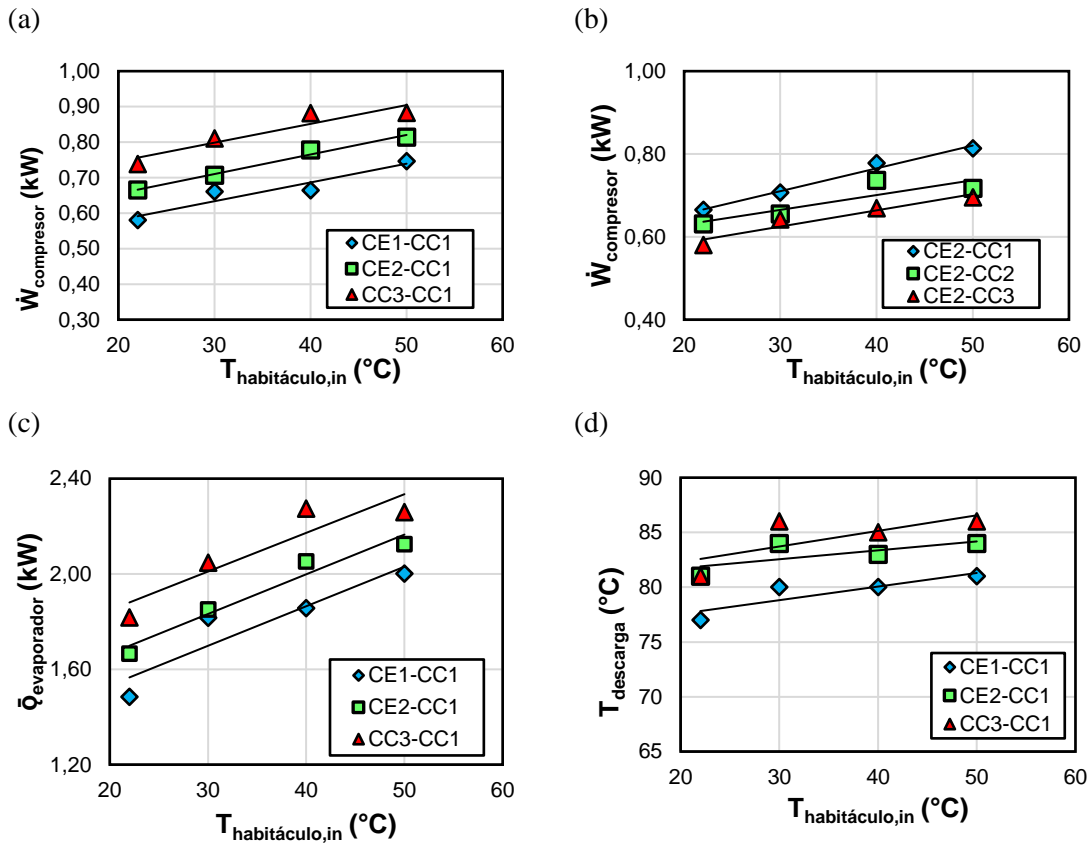


Ilustración 4-12: (a) Influencia de la temperatura del habitáculo en función a la \dot{W}_{comp} , (b) Influencia de la temperatura del habitáculo en función a la \dot{W}_{comp} con controles en el evaporador, (c) Influencia de la temperatura del habitáculo en función del \dot{Q}_{evap} , (d) Influencia de la temperatura del habitáculo en función de la T_{des} .

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

4.3.7. *Influencia de la velocidad del ventilador centrífugo del evaporador en función COP, potencia calorífica del evaporador, potencia del compresor y temperaturas de descarga*

Para estimar la influencia del caudal de aire del ventilador centrífugo, se tomó una muestra nominal, existen dos variantes que afectan el desempeño: forma eléctrica y termodinámica.

Término termodinámico: El Coeficiente de Performance o Rendimiento (COP) está directamente relacionado con la diferencia de temperaturas entre el medio de evaporación (extracción de calor) y el medio de condensación (evacuación de calor). Cuando esta diferencia disminuye, el COP también tiende a disminuir. Esto puede deberse a cambios en la temperatura ambiente o en las condiciones de carga del sistema. Si la temperatura ambiente aumenta, la diferencia de temperatura entre el medio a enfriar y el medio de rechazo de calor disminuirá, afectando negativamente al rendimiento del sistema de refrigeración. Del mismo modo, cualquier cambio en las condiciones de carga, como una reducción en la carga térmica del espacio a enfriar, puede resultar una menor diferencia de temperatura y, por lo tanto, en una disminución del COP.

Término eléctrico: El módulo de pruebas se alimenta de una fuente de 110V y los componentes del sistema de aire acondicionado automotriz operan a 12VCC, por ello se instrumentó un transformador. A medida que se activan los componentes electrónicos (dos electroventiladores, un ventilador centrífugo, y embrague del compresor), el consumo de energía incrementa significativamente. Este consumo afecta al ventilador del condensador, reduciendo su velocidad negativamente en el rendimiento del sistema, disminuyendo el COP.

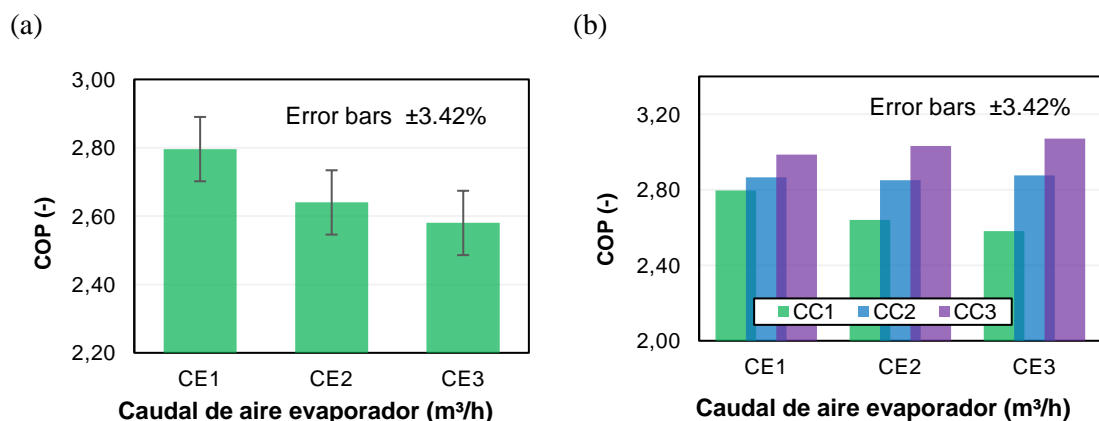


Ilustración 4-13: (a) Influencia del caudal de aire del evaporador y COP, (b) Influencia del caudal de aire del evaporador y COP con controles de caudal en el condensador (CC2-CC3)

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

La Ilustración 4-13 (a), representa el comportamiento del sistema en función al caudal de aire en el evaporador. El diagrama ilustra una decreciente del coeficiente energético a medida que incrementa el caudal de aire proporcionado por el ventilador centrífugo (CE1-CE2-CE3), por otro lado, la ilustración 4-13 (b), evidencia la activación de un segundo electroventilador del condensador (CC2-CC3), generando una mejora significativa en el rendimiento de los tres puntos de control del evaporador (CE1-CE2-CE3). Este cambio provoca un efecto positivo en la eficiencia del sistema por la activación de un segundo electroventilador.

Los diagramas de la ilustración 4-14, representa el análisis del comportamiento de diversas magnitudes del sistema. A medida que aumenta el caudal de aire en el evaporador, hay un incremento de magnitudes claves (\dot{Q}_{evap} , \dot{W}_{comp} , $T_{descarga}$ y \dot{m}_{ref}) del ciclo de refrigeración. Este patrón sugiere una correlación positiva entre el caudal de aire del evaporador y estas magnitudes, indicando que un mayor flujo de aire representa el incremento de las magnitudes ya mencionadas.

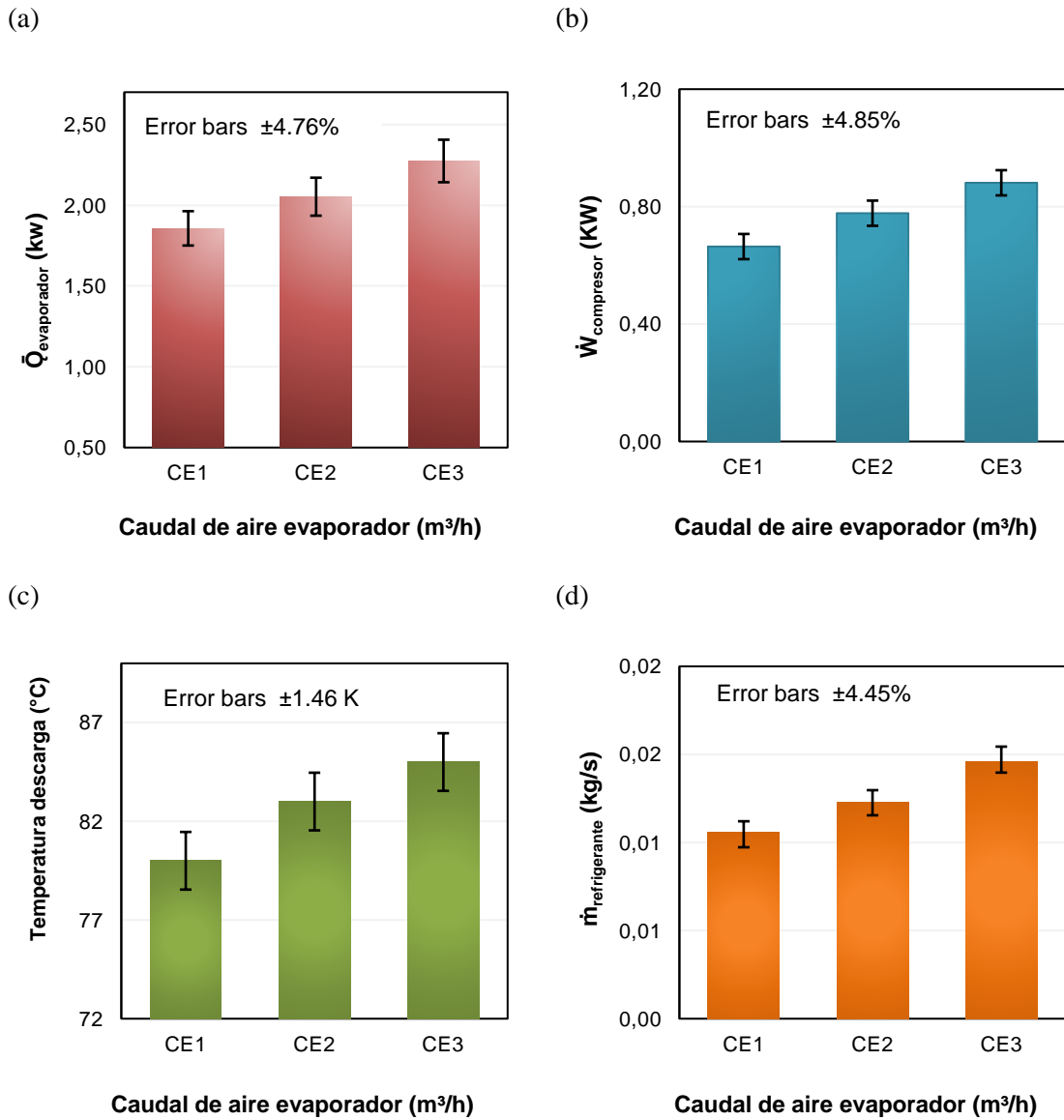


Ilustración 4-14: (a) Influencia del caudal de aire del evaporador y \dot{Q}_{evap} , (b) Influencia del caudal del aire del evaporado y $\dot{W}_{\text{compresor}}$, (c) Influencia del caudal de aire del evaporador y T_{des} , (d) Influencia del caudal del aire del evaporado y $\dot{m}_{\text{refrigerante}}$.

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

4.3.8. Influencia del caudal de aire del electroventilador del condensador en función al coeficiente de desempeño energético, potencia calorífica de evaporación, potencia del compresor y temperaturas de descarga

El control de temperaturas en condensación posibilita al sistema operar en condiciones normales (CC1) e incrementar el rendimiento del ciclo de refrigeración (CC2-CC3). Al accionar el

microcontrolador STC-1000 en condensación (CC2 y CC3), existe un mayor incremento de disipación de calor mejorando los siguientes aspectos:

Mayor Eficiencia del Ciclo

La evacuación adicional de energía (CC2-CC3) indica una transferencia de calor más efectiva desde el refrigerante hacia el medio ambiente. Esto representa un ciclo de refrigeración más eficiente, destacando la función mejorada del condensador en la liberación de calor.

Mayor Diferencia de Temperatura

La capacidad del sistema se ve influenciada por la diferencia de temperaturas entre el medio de condensación y refrigerante en el condensador. Al evacuar más calor, se puede lograr una mayor diferencia de temperaturas, mejorando así la eficiencia del intercambiador de calor.

Menor Consumo de Energía

La eficiente evacuación de calor implica que el compresor puede trabajar con menos esfuerzo. Este rendimiento optimizado del condensador podría resultar en un menor consumo de energía para alcanzar la misma capacidad de refrigeración.

Menor temperatura a la salida del condensador

La evacuación adicional de calor puede llevar a una temperatura más baja del refrigerante que sale del condensador. Una temperatura más baja indica un funcionamiento más eficiente del sistema en general.

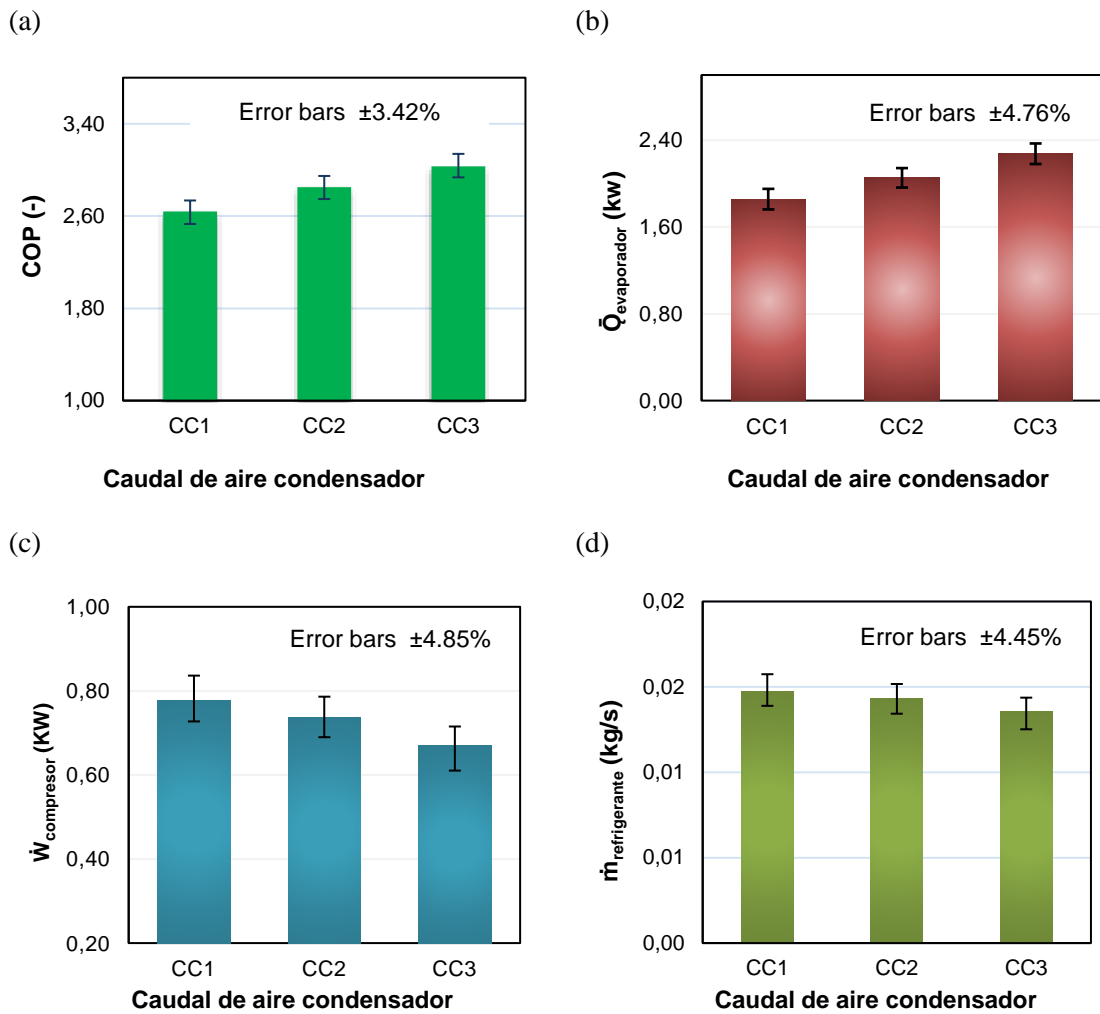


Ilustración 4-15: (a) Influencia del caudal de aire del condensador y COP, (b) Influencia del caudal de aire del condensador y \dot{Q}_{evap} , (c) Influencia del caudal del aire del condensador y $\dot{W}_{compresor}$. (d) Influencia del caudal de aire del evaporador y T_{des} .

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

4.4. Incertidumbre en la adquisición de resultados

La incertidumbre refleja la duda en torno a datos reales o verdaderos (VIM) del resultado después de considerar todas las posibles fuentes de error y aplicar las correcciones necesarias. Por ende, proporciona una evaluación de calidad del resultado al presentar un intervalo del valor estimado, dentro del cual se presume que se halla el valor considerado verdadero. Este enfoque brinda una valiosa perspectiva sobre la confiabilidad de los resultados obtenidos en el proceso de medición.

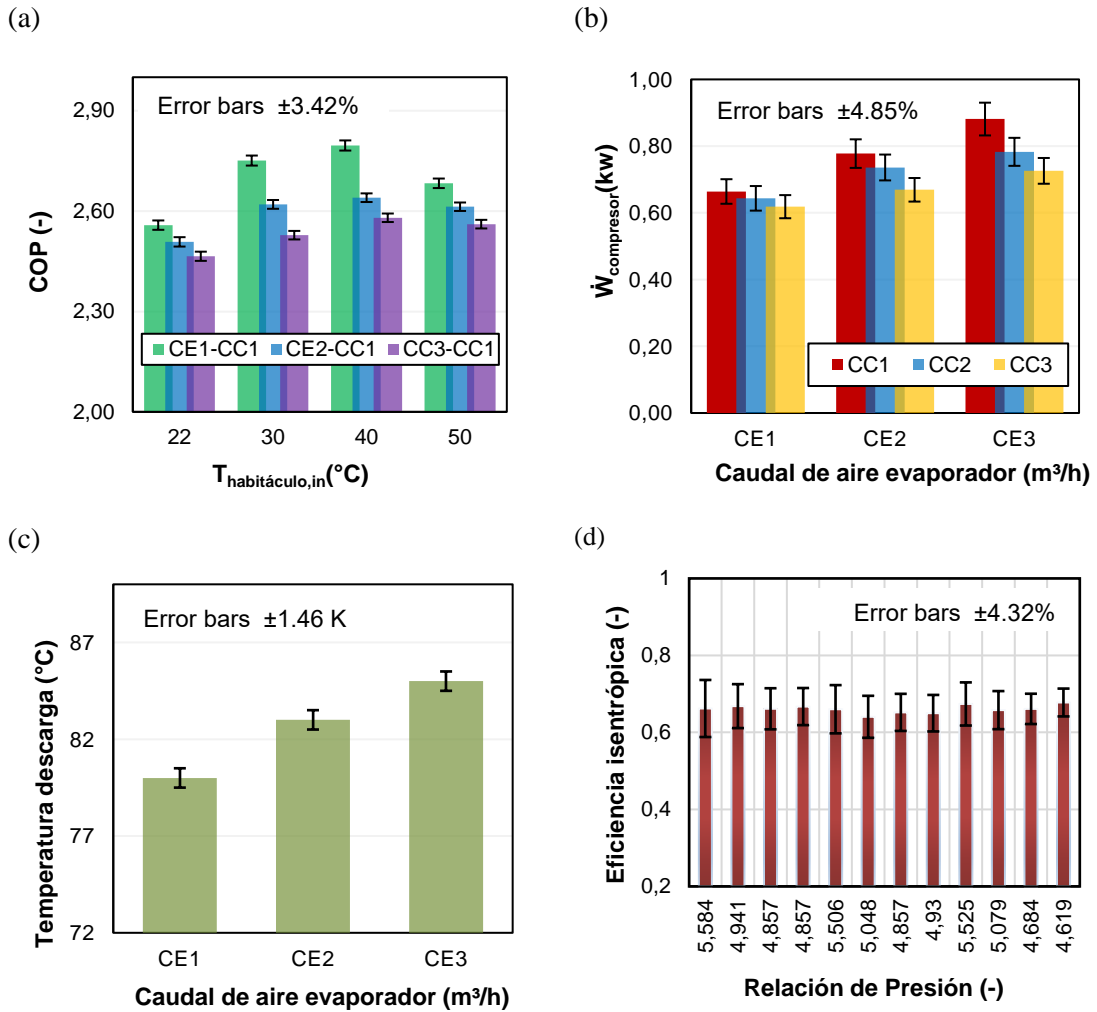


Ilustración 4-16: (a) Incertidumbre existente entre temperatura habitáculo y COP, (b) Incertidumbre existente entre caudal de aire del evaporador y $\dot{W}_{\text{compresor}}$, (c) Incertidumbre existente entre caudal de aire del evaporador y T_{des} , (d) Incertidumbre existente entre RP y la eficiencia isentrópica.

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

Se procedió a la extracción de una muestra de la matriz general utilizando todos los controles de temperatura del evaporador (CE) y condensador (CC), con el objetivo de evaluar el grado de incertidumbre máxima asociado con la obtención de resultados. En cuanto al Coeficiente de Rendimiento o Performance (COP), se observa en la ilustración 4-16 (a) que los resultados muestran una incertidumbre de $\pm 3.42\%$ (-). De manera similar, para los resultados del rendimiento del compresor, ilustrados en la ilustración 4-16 (b), se identifica la incertidumbre máxima de $\pm 4.85\%$ (kW). Respecto a la temperatura de descarga, ilustración 4-16(c), la incertidumbre se encuentra en $\pm 1.46\%$ (K). Finalmente, la muestra relativa a los resultados de la eficiencia isentrópica indica un margen de incertidumbre máxima de $\pm 4.32\%$ (-) como se muestra en la ilustración 4.16 (d). En la tabla 4-7 se muestra todas las incertidumbres de las variables obtenidas.

Tabla 4-7: Incertidumbre en la obtención de resultados

Magnitud	Rango	Unidad	Incertidumbre (\pm)
$n_{isentrópica}$	0 a 0.7	-	4.32 %
$n_{volumétrica}$	0 a 0.7	-	4.71 %
COP	0 a 4	-	3.42 %
$\dot{m}_{refrigerante}$	0 a 0,02	kg/s	4.45 %
$\dot{W}_{compresor}$	0 a 0.9	kW	4.85 %
$T_{descarga}$	0 a 100	°C	1.46 K
$\dot{Q}_{evaporador}$	0 a 0.15	kW	4.76 %

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

4.5. Análisis económico

En términos económicos, el desarrollo de un proyecto implica costos y beneficios que sucede en un determinado tiempo. Evaluar económicamente un proyecto contribuye a la toma de decisiones de la actividad a ejecutar, lo cual identifica los gastos y beneficios que ésta contrae.

4.5.1. Costos de inversión directos

Son aquellos gastos que se asignan directamente al desarrollo del proyecto, la cual comprende de mano de obra, materiales y gastos. Esto contribuye al modelado, instrumentación y automatización del sistema de aire acondicionado. Para los costos directos del módulo de pruebas se consideran los siguientes aspectos:

- Costo de materiales
- Costo de mano de obra
- Costos de transporte

4.5.1.1. Costo de materiales

En la siguiente tabla se describe los costos de los materiales utilizados para el desarrollo del módulo automotriz. Cabe mencionar, que la tabla muestra los materiales necesarios para el diseño estructural, acoplamiento de los componentes del sistema A/C, instrumentación y automatización.

Tabla 4-8: Materiales utilizados para el módulo automatizado

Soporte estructural del módulo de pruebas				
Cantidad	Descripción	Unidad	V. unitario	Costo total
3	Perfil estructural cuadrado 40*40*2 mm	u	\$20	\$60
4	Llantas para estructura	u	\$3.20	\$12,80
1	Pintura negra	u	\$5	\$5
1	Media plancha de madera MDF	u	\$40	\$40
TOTAL				\$117,8
Acoplamiento de los componentes de refrigeración automotriz				
1	Filtro deshidratador	u	\$25	\$25
1	Caja metálica para el evaporador	u	\$35	\$35
1	Espray negro para caja metálica	u	\$1.80	\$3,60
1	Breaker ON/OFF	u	\$12	\$12
1	Racores de mantenimiento	u	\$11,50	\$11,50
1	Ventilador 12V	u	\$9	\$9
4	Recarga de gas	u	\$10	\$40
1	Válvula de carga de refrigerante	u	\$10	\$10
1	Cintas de aluminio	u	\$7	\$21
1	Espray de espuma de uretano	u	\$7,60	\$7,60
1	Caja de espuma	u	\$6,90	\$6,90
4	Caja de aluminio	u	\$4	\$4
8	Pernos y tornillos	u	\$0,55	\$4,40
3	Taipe	u	\$0,75	\$2,25
2	Controladores STC-1000	u	\$18	\$36
1	Fuente de 12 V	u	\$3,50	\$3,50
1	Control de velocidad para ventilador	u	\$7	\$7
1	Fuente de poder	u	\$29	\$29
30	Cable automotriz	m	\$0,40	\$12
2	Estaño	m	\$0,60	\$1,20
1	Transformador de voltaje 110V a 12 V	u	\$120	\$120
1	Loctite	u	\$4	\$4
1	Resistencia térmica	u	\$28	\$28
2	Pulsador	u	\$0,75	\$0,75
1	Placa, pegatinas para el módulo	u	\$30	\$30
6	Tela negra para cubrir el banco	m ²	\$2	\$12
TOTAL				\$475,7
Instrumentación y automatización				
1	Base para fusible 10X38MM 1 POLO 32A	u	\$1,71	\$1,71
2	Fusible cilíndrico 10x38mm 6a	u	\$0,36	0,36

1	Fuente de poder panel 60w 24v 2.5a 110/220vac	u	\$8,04	\$8,04
15	Bornero riel 4mm #10awg leipole	u	\$0,37	\$5,62
5	Tope de bornera leipole/w/f	u	\$0,22	\$1,12
4	Tapa para bornera leipole 4m	u	\$0,20	\$0,80
1	Puente equipotencial 4mm leipole	u	\$1	\$1
1	Caja plástica pretroquel 175x110x66mm (10ø pg16)	u	\$5,89	\$5,89
1	Caja plástica JSL lisa 200x155x 85mm	u	\$6,91	\$6,91
1	Canaleta ranurada gris dxn10042 25x40mm	u	\$6,21	\$6,21
4	Prensa estopa pg16 negra hueco=22.5mm	u	\$0,54	\$2,14
5	Acondicionador de señal pt100 out 0- 10vdc	u	\$52,23	\$261,16
2	Transductor de presión elec all 15-30vdc 0- 10bar 4-20ma 1/4npt pow1555	u	\$165,87	\$325,12
5	Sensor RTD PT100 4mm x 30mm	u	\$10,71	\$53,57
5	Cinta espiral 6mm (1/4) negro dxn3401n	m ²	\$0,45	\$2,23
3	Cinta espiral 15mm (5/8) negro dxn3404n	m ²	\$1,071	\$3,21
12	Cable instrumentación 4 x 22 AWG multi conductor blindado CMR 300v	m ²	\$0,94	\$11,25
10	Base adhesiva 25x25mm cv-200 a cv-400	u	\$0,063	\$0,62
30	Amarras 10cm t4hd negra dxn3004n	u	\$0,018	\$0,54
10	Terminal hembra rojo 1/4 22-18 6.4mm	u	\$0,071	\$0,71
10	Terminal macho rojo 1/4 22-18awg 5110a	u	\$0,071	\$0,71
1	Tubo termo encogible negro 4mm cable #14	u	\$0,38	\$0,38
25	Terminal u rojo 1/8 22-18awg 1.25-3y	u	\$0,054	\$1,34
45	Terminal puntera simple 18-16awg amarillo	u	\$0,026	\$1,21
15	Terminal puntera simple 16-14 AWG rojo	u	\$0,026	\$0,40
3	Riel din 35mm 1metro acero perforado	u	\$1,95	\$5,87
30	Tornillo autopercorante c/100 1/2	u	\$0,026	\$0,80
30	Cable flexible #22AWG	m ²	\$0,098	\$2,95
4	Conector rj45 cat 5e utp linx	u	\$0,17	\$0,71
4	Capuchón boot rj45 gris linx	u	\$0,13	\$0,54
2	Cable UTP 4p cat 5e next interior	m ²	\$0,52	\$1,04
2	Logo 8 12/24rc 12/24vdc 4di-4ai-4out rele	u	\$188,25	\$365,20
1	Módulo de expansión am2 2ai v-ma	u	\$114,22	\$114,22

1	Transmisor de presión 0 a 20bar 4-20ma 1/4" tps30-g27an4-00 92256	u	\$180,28	\$180,28
1	Material eléctrico	u	\$262	\$262
TOTAL				\$1635,86
SUMA TOTAL				\$2229.36

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

4.5.1.2. Costos de mano de obra

Los costos de mano de obra están definidos por los técnicos de cada área, es decir, se tubo a disposición una asesoría en cuanto a la implementación de los componentes de refrigeración, diseño estructural, instalación eléctrica, instrumentación y automatización.

Tabla 4-9: Costo de mano de obra

Módulo de aire acondicionado automatizado		
Descripción	Categoría	Costo total USD
Técnico soldador	Soldadura SMAW	\$50
Tecnólogo automotriz	Especialista en aire acondicionado	\$200
Tecnólogo eléctrico	Especialista en instalaciones eléctricas	\$250
Ing. electrónico	Especialistas en automatización y control industrial	\$200
TOTAL		\$700

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

4.5.1.3. Costo de transporte

En la siguiente tabla se describe los costos en cuanto al transporte de material, equipos, personal, movilización del módulo con respecto al mantenimiento y revisión.

Tabla 4-10: Costos de transporte

Módulo de aire acondicionado automatizado				
Cantidad	Descripción	Unidad	V. unitario	Costo total
6	Movilización del módulo A/C	u	\$10	\$60
1	Automóvil personal	u	\$70	\$70
1	Camioneta personal	u	\$15	\$15
TOTAL				\$145

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

Sumando todos los gastos directos se obtiene un costo de \$3074,36.

4.5.2. *Costos de inversiones indirectos*

Son aquellos costos que no atribuyen directamente en la ejecución del proyecto. Para determinar los costos directos se considera los siguientes aspectos:

- Precios de ingeniería
- Imprevistos

4.5.2.1. *Precios de ingeniería*

Es de vital importancia considerar el trabajo realizado en cuanto al desarrollo del informe, planos de detalles y diversas logísticas que intervienen en el proyecto. A la vez, se debe considerar rubros generales, tales como gastos de oficina y demás.

Tabla 4-11: Costo de ingeniería y detalle

Módulo de aire acondicionado automatizado				
Cantidad	Descripción	Unidad	V. unitario	Costo total
1	Conexión internet	u	\$25	\$100
4	Impresiones de documentos	u	\$25	\$100
1	Empastado de documentos	u	\$10	\$10
TOTAL				\$210

Realizado por: Cayambe J.; Centeno H., 2023.

4.5.2.2. *Costos imprevistos*

Para evaluar los costos imprevistos fue necesario considerar los gastos a futuro, tales como legalización de documentos, mantenimiento inesperado del módulo de pruebas y demás. Para garantizar que el banco de pruebas quede funcionando en óptimas condiciones, se establece el 3.5% del costo total para imprevistos, por lo tanto, tiene un valor de \$107,6. Sumando todos los gastos indirectos, tenemos un total de \$317,60.

4.5.3. *Costo total de inversión*

Para determinar el costo total de inversión, se lo obtiene sumando los respectivos costos directo e indirectos.

$$Costo_{inv} = \$3074,36 + \$317,6 = \$3391,96$$

CAPÍTULO V

5. MARCO PROPOSITIVO

5.1. Retos futuros

Construir e instrumentar completamente un módulo de pruebas automatizado es super complicado y necesario, ya que se debe acoplar dispositivos de testeo industriales y compatibilidad de programación. Disponer de un módulo automatizado facilita inmensamente el estudio del sistema, y comprender cuán importante resulta la eficiencia energética en la aplicación del campo automotriz. Por ello, el presente trabajo propone los siguientes retos, con la finalidad de mejorar el módulo de pruebas aplicando tecnologías actuales de testeo y aire acondicionado para estimar el comportamiento del sistema.

- Instrumentar el módulo de pruebas mediante un caudalímetro Coriolis, y realizar una comparativa del flujo másico en función a los resultados proporcionado de la presente investigación a través del método calorimétrico y el dispositivo de testeo. Se debe considerar los parámetros fijos y de entrada para cuantificar adecuadamente el comportamiento del ciclo de refrigeración (véase la tabla 3-34).
- Estimar el desempeño energético del sistema de refrigeración mediante la instrumentación del compresor SCROLL, y realizar comparaciones del rendimiento para alternativas más viables de refrigerantes. Para ello se debe fundamentar en las especificaciones del fabricante del compresor y analizar el tipo de refrigerante admisible en función al diseño ya estructurado.

CAPÍTULO VI

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. Conclusiones

Hermetizar el evaporador a través de una cámara climática ha sido fundamental para simular temperaturas típicas en el interior de la cabina de un vehículo. El conjunto hermético permite establecer temperaturas en un rango de 20 a 50 °C mediante una resistencia térmica de 1000W, logrando así el objetivo de simular condiciones térmicas realistas. No obstante, la estabilización de temperaturas en evaporación requiere un tiempo prolongado, aproximadamente 15 minutos.

Se utilizan termorresistencias RTDs tipo PT100 para el testeo de temperaturas en succión y descarga, lo cual posee un margen de desviación de ± 0.477 °C y ± 0.127 °C para el circuito de baja presión (T_1 y T_4), mientras que el margen de desviación para el circuito de alta presión (T_2 y T_3) se encuentra en ± 1.46 °C y ± 0.127 °C aproximadamente. El margen de desviación calculada cumple con la precisión de testeo proporcionada por el fabricante (± 0.5 °C). Además, se manejan dispositivos de control (STC-1000) para estabilizar las temperaturas en la cámara climática del evaporador y el accionamiento del segundo ventilador del condensador con márgenes de activación de ± 1.5 °C, respectivamente.

Por otro lado, los transductores de presión poseen un margen de desviación en succión (P_1) de ± 5.975 kPa y ± 6.435 kPa para (P_4), de la misma manera los traductores de descarga (P_2 y P_3) están en el rango de ± 6.895 kPa y ± 5.975 kPa, aproximadamente. Mediante el margen de desviación calculado y la precisión de testeo estipulado por el fabricante (± 8.6 kPa), se da como verídico el testeo adecuado en las cañerías de succión y descarga. Estos instrumentos permiten tomar decisiones en tiempo real y caracterizar el sistema de aire acondicionado, determinando su eficiencia y rendimiento del sistema A/C.

El conjunto hermético en evaporación opera en diferentes condiciones de temperatura de entrada (22-30-40-50) °C, mientras que el condensador mejora su capacidad calorífica ante la intervención de dos electroventiladores (CC1-CC2-CC3). Durante el proceso de ensayo del equipo, se logra evidenciar mayor disipación de calor e indiscutiblemente existe caída de presión, en consecuencia, la temperatura a la salida del evaporador disminuye. A través de la adquisición de datos, se tiene lo siguiente:

- Sobrecalentamiento: Valores negativos en el sobrecalentamiento generan desgaste en el compresor, reduce la eficiencia y acorta la vida útil del sistema de aire acondicionado. Los ensayos realizados muestran valores positivos, lo que indica que el vapor de refrigerante R-134a está más caliente que su temperatura de saturación en el evaporador. Esto garantiza que el compresor únicamente comprima gas.

El experimento llevado a cabo con una matriz nominal de 40°C reveló resultados significativos al manipular las variables de control del módulo de pruebas. Mediante la activación del control de caudal de aire en el evaporador y sin control de temperaturas en condensación, se obtuvo un COP de 2,64. Por otro lado, al activar el control del caudal del condensador (CC2-CC3), se observa una mejoría en el COP, alcanzando un valor de 3,03. Este incremento se atribuye a una mayor disipación de calor, facilitada por la operación del segundo electroventilador que posee el condensador del módulo de pruebas.

- El comportamiento del compresor de desplazamiento fijo trabaja en un rango de relación de presión de 4-6 Rp, esta se debe a que el compresor es de uso automotriz y además la curva característica de eficiencia se limita por la interacción de giro del compresor. Se señala que las eficiencias volumétricas e isentrópicas tienden a disminuir a medida que la relación de presión aumenta.
- El margen de desviación en la obtención de datos, la eficiencia isentrópica está en un rango de $\pm 0,027$ mientras que la eficiencia volumétrica se encuentra en el rango de $\pm 0,0407$.
- Bajo los mismos parámetros operativos de temperatura de funcionamiento el consumo de energía del compresor tiene una reducción significativa, pasando de 0,78 kW a 0,67 kW. Este decremento se atribuye a una eficiente evacuación de calor, indicando que el compresor puede operar con menor esfuerzo energético, lo cual implica una mejora en su rendimiento y eficiencia.
- En el estudio del comportamiento del flujo másico con parámetros de operación iguales, se observa, que a medida que se incrementa la evacuación de caudal de aire en el evaporador, es necesario comprimir el refrigerante a una tasa de 0,01471 kg/s. Sin embargo, al reducir la temperatura del refrigerante antes de llegar al evaporador, se logra una mayor capacidad de refrigeración, ya que el refrigerante absorbe más calor del espacio a enfriar, y su flujo másico disminuye a un valor de 0,01355 kg/s.

- A condiciones nominales de funcionamiento en el conjunto hermético (40°C) con el accionamiento de CE2, y mediante la activación del segundo electroventilador, la temperatura a la salida del condensador disminuye de 47 °C a 37 °C; en consecuencia, la temperatura de aire a la salida del evaporador se redujo de 7 °C a 3 °C. Esto demostró que la activación del segundo electroventilador (CC2-CC3) mejoró el rendimiento y la eficiencia del sistema.

6.2. Recomendaciones

El conjunto hermético construido simula temperaturas del habitáculo, por ende, puede ser reconstruida para reducir el grado de transferencia de calor. Además, se recomienda remplazar el mini controlador STC-1000 con un margen mínimo de error de activación de los actuadores, esta con la finalidad de minimizar el tiempo de estabilización de temperatura. Sin la intervención rápida de activación de la resistencia eléctrica, mantener el control constante de temperaturas en evaporación es super complejo, ya que interfiere un tiempo muerto de activación (30 seg.), este desfase de tiempo y variación de testeo de la termocupla genera dificultades en cuanto a la estabilización de temperaturas en el evaporador.

Una estrategia para mejorar la exactitud de los datos implica minimizar la capacidad de testeo del transmisor. Este efecto contribuye a obtener mediciones más precisas durante el funcionamiento del sistema. En cuanto a los sensores de temperatura, su ubicación adecuada requiere ciertas consideraciones, aislamiento térmico, protección y calibración. Se aconseja utilizar un instrumento de medida patrón de referencia para asegurar una calibración altamente precisa. Esta medida contribuye a mantener la confiabilidad y exactitud de las mediciones, especialmente cuando se reubican los sensores.

El módulo de pruebas ha sido sometido a varias condiciones de funcionamiento, con rangos de trabajo de 4 a 6 horas interrumpidas, existe un sobrecalentamiento de la fuente o convertidor de energía, por lo que se sugiere trabajar en rangos menos prolongados, si no fuese el caso, activar el ventilador secundario de 12V CC con la finalidad de disipar el calor que genera el convertidor de energía (110 a 12) V.

En el caso de existir fugas de refrigerante a través de los acoples de testeo para los transmisores de presión, se recomienda utilizar un pegamento denominado Loctite, esta se caracteriza por sus altas propiedades de adhesión entre metales, no se recomienda usar teflón en cinta para sellar estas juntas ya que puede llegar a obstruir las cañerías en los acoples.

Para tener una mayor eficiencia en el sistema y mejorar su capacidad de enfriamiento, se recomienda implementar un variador de frecuencia para el motor eléctrico en estado trifásico, esto ayudaría a variar las revoluciones del motor teniendo así diferentes parámetros para caracterizar el sistema, la cantidad de trabajo que realiza y energía que consume.

NOTACIÓN

Nomenclatura		Subíndices		
N_m	Polea motriz	(rpm)	E.C.	energía cinética
N_c	Polea conducida	(rpm)	E.C.	energía potencial
\vec{v}	Velocidad	(m/s)	evap	evaporador
v	Volumen específico	(m^3/kg)	cond	condensador
V	Volumen	(m^3)	comp	compresor
Q	Caudal	(J)	iso	isoentrópico
\dot{V}_s	Caudal volumétrico	(m^3/s)	vol	volumétrico
\dot{Q}	Potencia calorífica	($J/s = W$)	s	succión
$\dot{Q}_{p,conv}$	Calor perdido por convección	(W)	sup	superficie
m	Masa	(kg)	in	entrada
\dot{m}	Flujo másico	(kg/s)	1	Estado uno (succión)
D_v	Desplazamiento volumétrico	(m^3/rev)	2	Estado dos (descarga)
W	Trabajo	(J)	2s	Estado isentrópico
\dot{W}	Potencia	(kW)	3	Líquido subenfriado
R_p	Relación de presión	(-)	3'	Líquido saturado
n_{iso}	Eficiencia isoentrópica	(-)	4	Estado de mezcla
n_{vol}	Eficiencia volumétrica	(-)	1'	Vapor saturado
h_n	Entalpía	(kJ/kg)	p	pérdida
h	Coefficiente de convección	($W/m^2\text{°C}$)	conv	convección
s_n	Entropía	(J/K)		
SH	Sobrecalentamiento	(K)		
SC	Subenfriamiento	(K)		
T_n	Temperaturas	(°C)	ρ	Densidad (kg/m^3)
T_{sup}	Temperatura de superficie	(°C)	Δ	Variación (-)
T_∞	Temperatura lejos de superficie	(°C)	ω	Revoluciones (rpm)
T_f	Temperatura de película	(°C)	β	Expansión volumétrica ($1/K$)
Gr_L	Número de Grashof	(-)	ε	Pérdida de calor %
Nu	Número de Nusselt	(-)		
Ra_L	Número de Rayleigh	(-)		
Pr	Número de Prandtl	(-)		
A_s	Área de transferencia de calor	(m^2)		
P_n	Presiones	(kPa)		
CC_n	Caudal del condensador	(-)		
CE_n	Caudal del evaporador	(m^3/h)		
g	gravedad	(m/s^2)		

BIBLIOGRAFÍA

1. **ACOSTA, Miguel & TELLO, William.** Estudio del aire acondicionado en el consumo de combustible, potencia del motor y confort térmico en la cabina de un vehículo liviano. [En línea]. (Trabajo de titulación) (Titulación). Escuela Politécnica Nacional. Quito-Ecuador. 2016. págs. 1-179. [Consulta: 2023-12-23]. Disponible en: <https://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/15960>
2. **AGUILAR, Alex.** *Recargar aire acondicional* [en línea]. Quito-Ecuador: TopGear, 2018. [Consulta: 11 mayo 2023]. Disponible en: <https://www.topgear.es/noticias/garaje/cargar-aire-acondicionado-266779>.
3. **ANGUITA, Alicia et al.** “Estudio del confort térmico en las aulas de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Edificación de la Universidad de Granada”. *Anales de Edificación*, vol. 4, n° 4, (2019), págs. 55.
4. **AUTOMOTRIZ. 2021.** *Mecánica automotriz*. [En línea]. Quito-Ecuador: Automotriz S.A. 2021. [Consulta: 03 mayo 2023]. Disponible en: <https://www.ingenieriaymecanicaautomotriz.com/category/mecanica/a-c-hvac/compresor/>.
5. **BARBECHO, Robinson & ROSERO, Brayan.** 2022. Análisis del consumo adicional de combustible que genera el uso del aire acondicionado a los ciudad de Riobamba. [En línea]. (Trabajo de titulación) (Titulación). Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Riobamba-Ecuador. 2022. págs. 1-144. [Consulta: 2023-12-23]. Disponible en: <http://dspace.epoch.edu.ec/handle/123456789/16576>
6. **BOSSUET, Leonardo & CELY, Guezuán.** Banco de ensayo para sistemas de aire acondicionado automotriz. [En línea]. (Trabajo de titulación) (Titulación). Universidad Regional Autónoma de los Andes. Ambato-Ecuador. 2005. págs. 1-157. [Consulta: 2023-12-23]. Disponible en: <https://repositorio.uniandes.edu.co/bitstream/handle/1992/10517/u258351.pdf?sequence=1> [consultado 21 mayo 2023].
7. **BOWMAN, Daryl T.** “Common Use of the CV: A Statistical Aberration in Crop Performance Trials”. *Journal of Cotton Sciencie* [en línea]. 2001, vol. 2 (1), págs. 1-85.

[Consulta: 20 agosto 2023]. ISSN 2187-6320. Disponible en: <https://www.cotton.org/journal/2001-05/2/upload/jcs05-137.pdf>

8. **CAMINO, Stefany.** *Selección de sensores de presión.* Quito-Ecuador: Instruprosos automatización e instrumentación, 2020, págs. 1-85.
9. **CANDUELA, Jose.** PID temperature control sistem for the teaching of automatic control subjects. (Trabajo de titulavión) (Titulación). Universidad de Cantabria. Reino Unido. 2022. Págs. 1-75.
10. **CARRILLO, Jorge et al.** “The automotive sector in Mexico: The impact of automation and digitalization on employment 1”. *Scielo* [en línea]. 2023, vol. 2 (1), págs. 1-16. [Consulta: 20 agosto 2023]. ISSN 1254-3201. Disponible en: https://www.ilo.org/wcmsp5/groups/public/-ed_emp/documents/presentation/wcms_882996.pdf
11. **CELESTRON.** *Celestron ciencia y tegnología* [En línea]. Santiago de Chile-Chile: Celestron ciencia y tecnología. 2022. [Consulta: 26 abril 26.]. Disponible en: <http://www.celestron.cl/tecnologia/sistema-de-aire-acondicionado-para-vehiculos/>.
12. **ÇENGEL, Yanus.** *Termodinámica.* México: McGraw Hill Mexico, 2015. págs. 1-49.
13. **CENGEL, Yunus & BOLES, Michael.** *Termodinámica.* México: McGraw Hill Mexico, 2011. págs. 1-76.
14. **CENGEL, Yunus.** *Transferencia de calor y masa.* México: McGraw Hill Mexico, 2007. págs. 1-67.
15. **CHICA, Jorge & VINUEZA, Michael.** Estudio de la influencia de la radiación solar en el calentamiento de vehículos tipo suv. (Trabajo de Titulación) (Titulación). Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Riobamba-Ecuador. 2022. págs. 1-65.
16. **FLORES, Epifanio.** “Cooling process case studies”. *Con-Ciencia SERRANA*, vol. 3. n°1, (2021), págs. 54-56.
17. **DONADO, Armando.** *Que función cumple el evaporador en el sistema del aire acondicionado automotriz.* [En línea] Quito-Ecuador: Ediciones publicas, 2020. [Consulta:

26 abril 2023.]. Disponible en: <https://autosoporte.com/que-funcion-cumple-el-evaporador-en-el-sistema-del-aire-acondicionado-automotriz/>.

18. **DONADO, Armando.** *Fallas que pueden presentar el compresor del aire acondicionado de tu vehiculo.* [En línea] Quito-Ecuador: Imprenta general nacional, 2021. [Consulta: 26 abril 2023.]. Disponible en: <https://autosoporte.com/5-fallas-que-puede-presentar-el-compresor-del-aire-acondicionado-de-tu-vehiculo/>.
19. **ESPELATA, David.** Automatización del módulo de aire acondicionado del laboratorio de automatización y control David Antonio Espeleta ríos. (Trabajo de titulación) (Titulación). Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica Bucaramanga. Bucaramanga-Colombia. 2010. págs. 1-89.
20. **FISHER, Andrew A. et al.** *Manual para el diseño de investigación operativa en planificación familiar.* Perú: Population Council. 1991. págs. 1-5.
21. **GASSERVEI.** *Ficha técnica R-134A* [En línea]. Argentina: Gas-servei, 2022. [Consulta: 27 junio 2023]. Disponible en: <https://gas-servei.com/shop/docs/ficha-tecnica-r-134a-gas-servei.pdf>.
22. **GOMAA, Abdalla.** “Performance Characteristics of Automotive Air Conditioning System with Refrigerant R-134a and Its Alternatives”. *International Journal of Energy and Power Engineering.* vol. 4, n 3, (2015), págs. 168–177.
23. **HERNÁNDEZ, Hugo & SANDOVAL, Victor.** “Iluminacion LED View project Sistemas escudo a la radiación solar o muros de descarga de calor View project”. *Researchgate* [en línea]. 2018, vol. 5, págs. 1-85. [Consulta: 20 octubre 2023]. ISSN 1254-5440. Disponible en: <https://www.researchgate.net/publication/330699782>
24. **JARANDILLA, Diego.** Diseño de un banco de pruebas hidrostáticas automatizado para el control de calidad de válvulas del árbol de navidad. (Trabajo de titulación) (Titulación). Universidad Mayor de San Andrés. La Paz-Bolivia. 2020. págs. 1-89.
25. **JIMÉNEZ, Carlos.** *Trasnferecia de calor.* Costa Rica: TEC Instituto tecnologico de Costa Rica, 2019. pág. 1.

26. **JOSE, Sherin Sam & CHIDAMBARAM, Ramesh Kumar.** “Electric Vehicle Air Conditioning System and Its Optimization for Extended Range—A Review”. *World Electric Vehicle Journal*, vol. 13, n° 2, (2022), págs. 1-19.
27. **JOSE, Sherin Sam & CHIDAMBARAM, Ramesh Kumar.** “Electric Vehicle Air Conditioning System and Its Optimization for Extended Range—A Review”. *World Electric Vehicle Journal*. vol. 13, n 11, (2022).págs. 1-25.
28. **MACO, JÓSE.** *Sensor de temperatura del refrigerante* [En línea]. Quito-Ecuador: MACO’S, 2019. [Consulta: 05 mayo 2023]. Disponible en: <https://josemaco.wordpress.com/2010/09/25/sensor-de-temperatura-del-refrigerante-ntc/>.
29. **MAHLE.** *Climatización del vehículo Guía compacta para el taller*. Brasil: MAHLE driven by performance, 2021. pág. 5.
30. **MAHLE.** *Manual Técnico de Compresores A/A*. Brasil: MAHLE driven by performance, 2018. pág. 6.
31. **MECÁNICAAPP.** *Control electrónico ecu*. [En línea] MECÁNICA APP, 2022. [Consulta: 03 mayo 2023.]. Disponible en: <https://mecanicappweb.com/modulacion-de-ancho-de-pulso-pwm/>.
32. **MOHD YUNUS, Hisamudin et al.** “The Effect of Ambient Temperature on the Performance of Automotive Air-Conditioning System”. *Applied Mechanics and Materials* [en línea], 2016, vol. 8 (19), págs. 221–225. [Consulta: 20 agosto 2023]. ISSN 1054-1024. Disponible en: www.scientific.net/amm.819.221.
33. **NULLE, Lucas.** *Sistemas de aire acondicionado-Introducción*. Alemania: LABSOFT, 2020. pág. 5.
34. **OGATA, K.** *Fundamentos de control con MatLab*. Ecuador: Pearson Educación. 2010. pág. 6.
35. **ORTÍZ, Fernando. 2017.** Repotenciación de sistema de aire acondicionado automotriz mediante la implementación de intercambiador de calor IHX digitalizando los parámetros del banco de pruebas del laboratorio de la carrea de Ingeniería Automotriz. (Trabajo de titulación)

- (Titulación). Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Riobamba-Ecuador. 2017. págs. 1-54.
36. **ORTIZ, Juan & MARROQUIN, Gilbert.** Desarrollo de software para cálculo y selección de poleas trapezoidales para correas de alta capacidad y métricas. (Trabajo de titulación) (Maestría). Universidad Distrital Francisco José de Caldas. 2016. págs. 1-9.
 37. **PINEDA, Felipe.** Caracterización energética para un sistema de aire acondicionado automotriz [En línea]. (Trabajo de titulación) (Titulación). Universidad de los Andes. Bogotá-Colombia. 2013. págs. 2-23. [Consulta: 2015-07-23]. Disponible en: <https://repositorio.uniandes.edu.co/entities/publication/336bd24a-aff2-4be4-8279-a67c6b51c145>
 38. **POSADAS, Antonio M.** Determinación de errores y tratamiento de datos [En línea]. (Trabajo de titulación) (Titulación). Universidad de Almería. Almería-España. 2022. págs. 1-98. [Consulta: 2015-07-23]. Disponible en: <https://w3.ual.es/~aposadas/TeoriaErrores.pdf>
 39. **RAMOS, Roberto.** *Aire acondicionado automotriz sabes que lubricante necesitas* [En línea]. Ecuador: Cero Grados Celcius, 2021. [Consulta: 11 mayo 2023.]. Disponible en: <https://0grados.com/aire-acondicionado-automotriz-sabes-que-lubricante-necesitas/>.
 40. **REDISFORM.** *Propiedades y Características del Poliestireno Expandido (EPS)* [En línea]. España: Almacenes ADDA, 2022. [Consulta: 11 mayo 2023.]. Disponible en: <http://www.almacenesadda.net/blog/propiedades-y-caracteristicas-del-poliestireno-expandido-eps/>.
 41. **RODRÍGUEZ, Ariel.** *Sintomas que indican que la valvula de expansion* [En línea] Ecuador: Siempreauto, 2022. [Consulta: 25 abril 2023.]. Disponible en: <https://siempreauto.com/sintomas-que-indican-que-la-valvula-de-expansion-del-a-c-de-tu-auto-no-funciona/>.
 42. **ROSETTA.** *Selección de caudalímetros* [En línea]. Ecuador: Rosetta Technology Solutions, 2021. [Consulta: 09 mayo 2023]. Disponible en: <https://rosetta-technology.com/es/aula-tecnica/notas-tecnicas/diez-parametros-seleccionar-caudalimetro-masico>.
 43. **SANDEN.** *SD Compressor Service Guide*. USA: Mc Books, 2001. págs. 1-45.

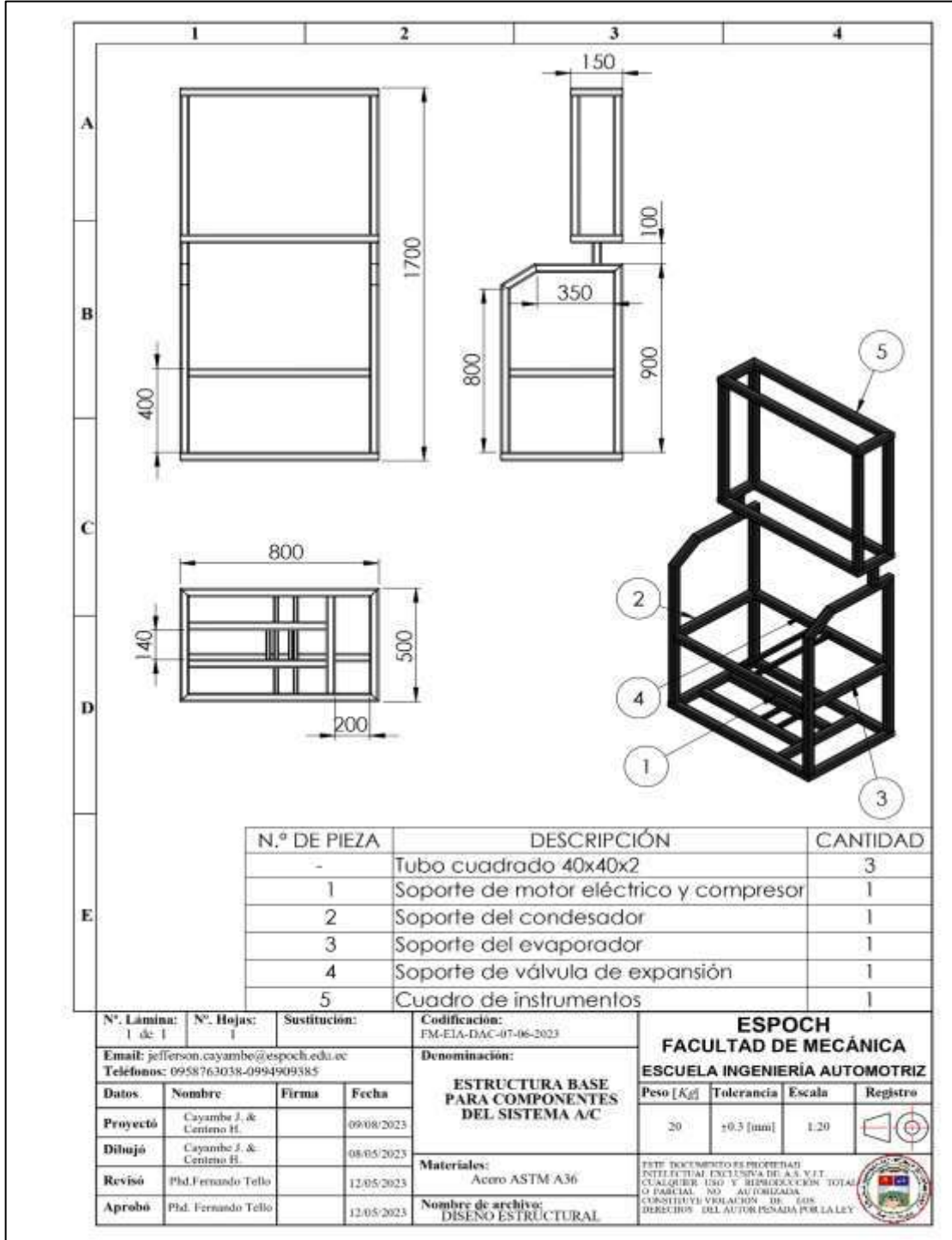
44. **SANTO, Marisa & LECUMBERRY, Graciela.** *El proceso de medición: Análisis y comunicación de datos experimentales*. [en línea]. Ecuador: Libros impresos, 2005. [Consulta: 09 mayo 2023]. Disponible en: <http://www.unrc.edu.ar>.
45. **SIEMENS.** *Logos*. Buenos aires-Argentina: Gustavo Mc Books, 2003. pág.7.
46. **SIEMENS.** *Motores*. Buenos aires-Argentina: Gustavo Mc Books, 2020. pág.34.
47. **SURIYAKUMAR, J. & ANBAZHAGAN, G.** “Computer-Aided Simulation of Automotive Air Conditioning System”. *Journal of Physics: Conference Series*, vol. 3 n°2, (2022), págs. 1-13.
48. **TÉCNICASSENSE. 2020.** *Yaxun electronic hardware*. [En línea] Quito-Ecuador: Libros Mc Green, 2020. [Consulta: 04 mayo 2023]. Disponible en: https://www.ntcsensors.com/Funci_n_y_clasificaci_n_de_los_sensores_de_temperatura_del_aire_acondicionado/.
49. **TEKNOLOGI, Jurnal et al.** “Evaluation of an automotive air-conditioning test rig”. *Jurnal Teknologi* [en línea], 2016, vol. 78 (3), págs. 2180–3722 [Consulta: 20 agosto 2023]. ISSN 1148-9585. Disponible en: www.jurnalteknologi.utm.my [consultado 21 abril 2023].
50. **THEMEHUNK. 2023.** *Termostato controlador de temperatura digital* [En línea]. Ecuador: Ja-Bots, 2023. [Consulta: 16 junio 2023]. Disponible en: <https://ja-bots.com/producto/termostato-controlador-de-temperatura-digital-stc-1000-12v-24vdc/>.
51. **UNE-EN 13771-1:2017.** *Compressors and condensing units for refrigeration, performance testing and test methods*.
52. **VALENZUELA, Marco.** *Automatización del sistema de quemador a gas mediante un plc logo siemens v8, para el control de temperatura del agua en la empresa EDESA S.A.* Quito: Instituto Superior Tecnológico Vida Nueva, 2021. pág.7.
53. **VALEOSERVICE.** *Aire acondicionado portátil*. [En línea] Ecuador: Ediciones Publicas, 2022. [Consulta: 26 abril 2023]. Disponible en: <https://aireacondicionadoportatil.shop/cual-es-la-funcion-de-un-filtro-deshidratador/>.

54. **WEG.** *Motores electricos guia de especificación* [En línea]. Ecuador: Weg Motors, 2023. [Consulta: 25 julio 2023.]. Disponible en: <https://static2.weg.net/medias/downloadcenter/hf9/hcf/WEG-WMO-motores-electricos-guia-de-especificacion-50039910-brochure-spanish-web.pdf>.
55. **WISHAY.** *Mouser electronic* [En línea]. USA: Mc Books-Green, 2023. [Consulta: 14 junio 2023]. Disponible en: <https://www.vishay.com/docs/29078/ntcle413.pdf>. 9100



ANEXOS

ANEXO A: BASE ESTRUCTURAL PARA EL SISTEMA A/C



ANEXO B: FICHA TÉCNICA DEL SENSOR DE TEMPERATURA DE TIPO NTC

PT100 RTD Sensor

Descripción

Es un transmisor pt100 de bajo coste montado en el cabezal que admite sensores de temperatura RTD y convierte la salida de estos a lo largo de un rango seleccionado en una señal de transmisión de 4 a 20 mA. El transmisor es un dispositivo de dos hilos alimentado por lazo totalmente configurable por el usuario a lo largo de un rango de temperaturas con la ayuda de un simple pulsador. El nuevo diseño del TX12 incorpora menús de configuración adicionales, lo que permite al usuario ajustar la salida del transmisor mediante el pulsador tanto a cero como en el tramo, lo que resulta ideal para ajustar los errores de los sensores. Los circuitos avanzados del transmisor garantizan una elevada estabilidad en todos los rangos de temperatura ambiente detectados por los dispositivos montados en el cabezal. Una de las funciones del transmisor es el LED de programas, que ofrece una indicación visual de los fallos en los sensores en funcionamiento normal y se emplea también para guiar al operario a través de unos sencillos menús durante la configuración.



1PT100G RTD Elements

Incluye de serie escalado de 4 mA a 0 °C y 20 mA a 100 °C

<p>Tipo de Sensor: PT100 100Ω a 0 °C 2 o 3 hilos Rango de los sensores: De -200 a +850 °C Conexión de los sensores: Terminal de tornillo Tramo mínimo: 25 °C Linealización: UNE EN 60751(IEC 751) estándar/ITS-1604 Precisión de medición: 0,1 °C ±0,05 % de lectura Deriva térmica: 25 ppm/°C Corriente de excitación: <200 uA Efecto de resistencia de los conductores: 0,002 °C/Ω Resistencia máxima de los conductores: 20Ω por ramal</p> <p>Tipo de salida: 2 hilos, de 4 a 20 mA Conexión de las salidas: Terminal de tornillo Salida máxima: 21,5 mA (en condición de quemado alto) Salida mínima: 3,8 mA (en condición de quemado bajo) Precisión: (salida mA/2000) o 5 uA (en función de cuál sea superior) Efecto de tensión de lazo: 0,2 uA/V Deriva térmica: 1 uA/°C Carga de salida máxima: [(Vsupply-10)/20]kΩ (Ejemplo: 700Ω a 24 V)</p>	<p>Aspectos generales: Tiempo de actualización: 500 ms Tiempo de respuesta: 1 segundo Tiempo de inicio: 4 segundos (l fuera &lt; 4 mA durante el inicio) Tiempo de calentamiento: 1 minuto hasta precisión completa Fuente de alimentación: De 10 a 30 V CC</p> <p>Entorno: Rango de trabajo ambiental: De -40 a +85 °C Temperatura de almacenamiento ambiental: De -50 a +90 °C Rango de humedad ambiental: De 10 a 90 % de HR sin condensación</p>
---	--

ANEXO C: FICHA TÉCNICA DEL CONTROL DE TEMPERATURA PID STC-1000

FICHA TÉCNICA

TERMOSTATO DIGITAL, CONTROL DE TEMPERATURA



Cambia los modos entre frío y calor; Controle la temperatura configurando el valor establecido de temperatura y el valor de diferencia; Calibración de temperatura; Control de refrigeración de salida de protección de retardo; Alarma cuando la temperatura excede el límite de temperatura o cuando el error del sensor.

DATO GENERAL

- Marca: Dymore
- Modelo: STC-1000
- Cod. Int.: 22400

ESPECIFICACIONES:

- Rango de medición de temperatura: -50°C ~ 99 °C
- Resolución: 0.1°C
- Precisión: +1 °C (-50 °C-70 °C)
- retraso del error del sensor: 1 minuto
- Fuente de alimentación: 220VAC ± 10%, 50 / 60HZ
- Consumo de energía: <3W
- Sensor: sensor NTC (1PC)
- Capacidad de contacto del relé: frío (10A / 250VAC); calor (10A / 250VAC)
- Temperatura ambiente: 0 °C ~ 60 °C
- Temperatura de almacenamiento: -30C-75 °C
- Humedad relativa: 20 ~ 85% (sin condensado)
- Capacidad de contacto del relé: frío (10A / 250VAC); calor (10A / 250VAC).



ESTADO DE LUZ INDICADOR.

luz indicadora	Función de	Nota
Luz indicadora de enfriamiento	encendida: comienza la refrigeración; Apagado: la refrigeración se detiene; Flash: retraso del compresor	Luz Frio y luz indicadora de calor no puede estar "encendida" simultáneamente
Luz indicadora de calor	encendida: comienza el calentamiento; Apagado: la calefacción se detiene	
Establecer luz indicadora	encendida: estado de configuración de parámetros	



PESO Y TAMAÑO

- Tamaño de montaje: 71 (L) x29 (W) (mm)
- Tamaño del panel frontal: 75 (L) x34.5 (W) (mm)
- Tamaño del producto: 75 (L) x 34,5 (W) x85 (D) (mm)
- Longitud del sensor: 2 m.

CONTENIDOS DEL PAQUETE

- 1 x STC-1000 termostato Digital,
- 1 x Sensor NTC,
- 1 x Manual en castellano.

RPC : 992033492

Web: www.grupocym.pe Correo: comercial@grupocym.pe

Calle Los Álamos Mz. F2 Lote A8 Urb. Campoy - SJL

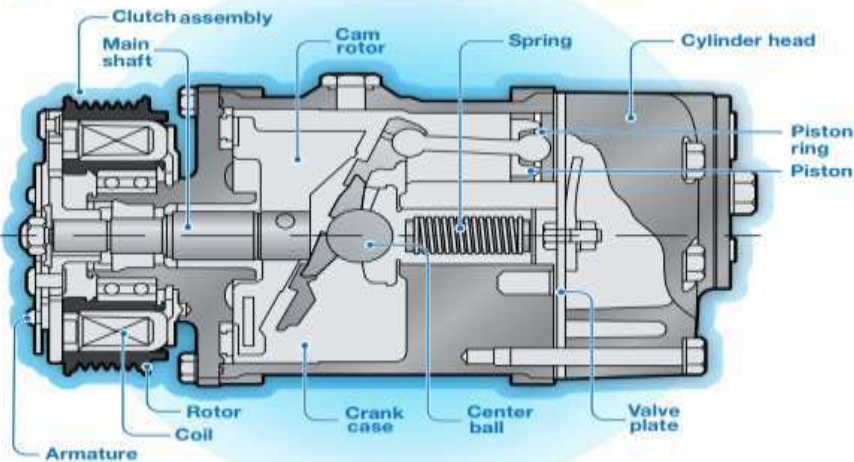
ANEXO D: FICHA TÉCNICA DEL COMPRESOR SADEN SD5H09

SDH

SD5H09

Standard 5 piston wobble plate fixed displacement design compressor with magnetic clutch

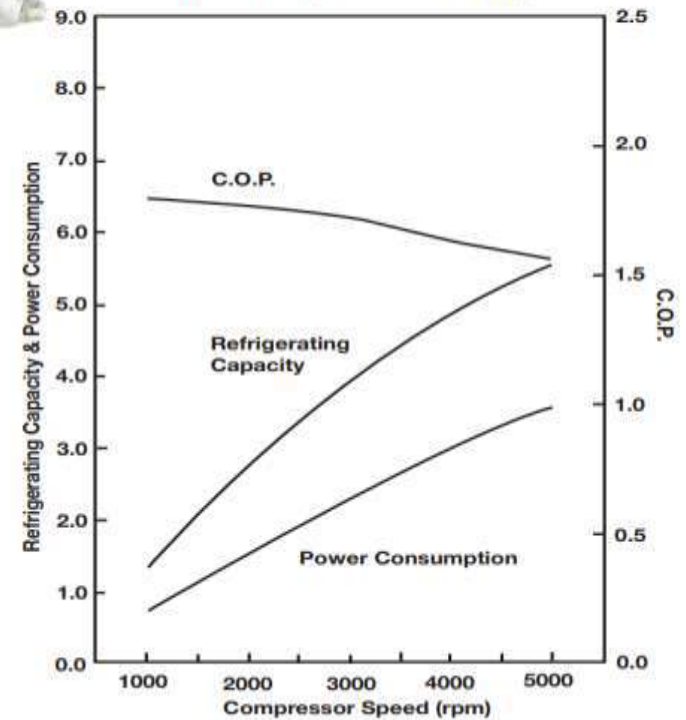
- 4kW cooling capability with 90cc displacement
- Speed range 700 - 6500 rpm
- Suitable for R134a refrigerant with Sanden SP-10 oil
- Ear mount design for easy fitting to bracket
- Available in 12 and 24 volt
- Numerous clutch and cylinder head options



SD5H09 Performance

Pressure Dis/Suc : 1.7(mPa) / 196(kPa)[gauge]

Sub Cool / Super Heat : 0 / 10(K)



ANEXO E: FICHA TÉCNICA DEL REFRIGERANTE R-134a



Nombre químico:
Tetrafluoroetano

Fórmula química:
 $CF_2 - CH_2F$

El R134a es un refrigerante diseñado para sustituir al R12 en sistemas de aire acondicionado de automóviles así como en sistemas de refrigeración en aplicaciones residenciales, comerciales e industriales. Usado también como un agente de soplado en aplicaciones de aislamiento de plástico celular rígido.

APLICACIONES
Aplicación en equipos nuevos, y para equipos viejos con adecuación, heladeras domésticas, aire acondicionado automotriz, enfriadores de agua centrifugos, bombas de calor, cámaras de conservación, transporte frigorífico, refrigeración comercial.

CLASIFICACION
HFC

CARACTERÍSTICAS

- No daña la capa de ozono, ODP = 0.
- Pueden reemplazarse los equipos en caso de fuga.
- Alcanzan una capacidad frigorífica ligeramente inferior al R-12.
- Muy eficiente energéticamente aunque precisa de un compresor mayor respecto otros refrigerantes HFC.

ACEITES COMPATIBLES

- POLIÉSTER (POE)
- POLIALQUILÉNGLICOL (PAG)

PRESENTACIONES


LATA DESCARTABLE
1000 GR


BARRA DESCARTABLE
13.600 GR/400 ML


CILINDRO RETORNABLE
57 KILOS


BARRAÓN RETORNABLE
400 KILOS


TANQUE RETORNABLE
880 KILOS

Consulte por REFRIGERANTE A GRANEL



CARACTERÍSTICAS Y APLICACIONES
El R134a es la opción preferida en amplia gama de refrigeración debido a su fórmula que no daña al medio ambiente y de eficiencia energética y capacidad similar a otros gases como el CFC-12.

El 134a fue diseñado como sustituto para los CFCs y los HCFCs por su baja toxicidad y gran desempeño. Cuenta con aplicaciones en los sectores de refrigeración estacionaria, aire acondicionado y en la industria automotriz.

APLICACIONES

- Temperaturas Altas.
- Temperaturas Medias.
- Instalaciones nuevas.
- Retrofit.





Propiedades físicas

FÓRMULA QUÍMICA	CF ₂ - CH ₂ F
PESO MOLECULAR (G/MOL)	102.03
TEMPERATURA DE EBULLECIÓN A 1 ATMOSFERA (°C)	-26.2
TEMPERATURA DE CONGELACIÓN A 1 ATMOSFERA (°C)	-96.6
TEMPERATURA CRÍTICA (°C)	-101
PRESIÓN CRÍTICA (BPA)	4066.6
DENSIDAD DE LIQUIDO REFRIGERANTE A 35 °C (Kg/m ³)	1186.7
CALOR ESPECÍFICO DE LIQUIDO A 30°C (Btu/lb-°F)	1.5284
CALOR ESPECÍFICO DE VAPOR A PRESIÓN CONSTANTE (Btu/lb-°F) Y 1 ATMOSFERA (KJ/Kg-°C)	0.8706
RELACION DE CALOR ESPECÍFICO DE VAPOR (Líquido A 50° Y 1 ATMOSFERA)	1.12
INFLAMABILIDAD Y EXPLOSIVIDAD (en base a la norma 34 de ASHRAE aire acondicionado o fluorado)	NINGUNA
CLASIFICACION DE TOXICIDAD	NO DEPOSITABLE
ESTADO FÍSICO	Gaseo licuado
COLOR	Sin color
COLOR	Incoloro
SOLUBILIDAD EN AGUA (g/l)	1.4
POTENCIAL DE REDUCCION DE CAPA DE OZONO (ODP)	0
POTENCIAL DE CALENTAMIENTO GLOBAL (GWP)	1430

Tabla De Temperatura / Presión

TEMPERATURA	PRESIÓN
°C	PSIG
-40	14.8
-37.2	12.5
-34.4	9.8
-31.7	6.9
-28.9	3.7
-26.1	0.1
-23.3	1.9
-20.6	4.1
-17.8	6.5
-15	9.1
-12.2	11.9
-9.4	15
-6.7	18.4
-3.9	22.1
-1.1	26.1
1.7	30.4
4.4	35
7.2	40.1
10	45.4
12.8	51.2
15.6	57.4
18.3	64
21.1	71.1
23.9	78.7
26.7	86.7
29.4	95.2
32.2	104.3
35	113.9
37.8	124.2
40.6	135
43.3	146.4
46.1	158.4
48.9	171.2
51.7	184.6
54.4	198.7
57.2	213.6
60	229.2
62.8	245.7
65.6	262.9



www.torrington.com.ar
info@torrington.com.ar
 T: +54 11 6911 2276
torringtonrefrigerantes.com
torringtonrefrigerantes.com



GARANTÍA DE PRINCIPIO A FIN

ANEXO F: FICHA TÉCNICA DEL LOS TRANSDUCTORES DE PRESIÓN DE LA SERIE
TPS30

TPS30 Series

■ Specifications

Series	TPS30																
Pressure type	Gauge pressure, absolute pressure					Sealed gauge pressure ^{※1}					Gauge pressure						
Rated pressure range (MPa)	0 to 0.1	0 to 0.2	0 to 0.7	0 to 1	0 to 2	-0.1 to 0	-0.1 to 0.1	-0.1 to 0.7	-0.1 to 1	-0.1 to 2	0 to 3.5	0 to 5	0 to 10	0 to 20	0 to 40	0 to 50	0 to 60
Expanded analog output range (MPa)	0 to 0.11	0 to 0.22	0 to 0.77	0 to 1.1	0 to 2.2	-0.1 to 0.01	-0.1 to 0.12	-0.1 to 0.78	-0.1 to 1.11	-0.1 to 2.21	0 to 3.85	0 to 5.5	0 to 11	0 to 22	0 to 44	0 to 55	0 to 66
Max. pressure range (MPa)	0.6	0.6	3	3	3	0.6	0.6	3	3	3	10	20	50	80	120	120	120
Burst pressure (MPa)	0.6	0.6	3	3	3	0.6	0.6	3	3	3	15	30	75	120	160	160	160
Measured materials	Liquid, gas, oil (inappropriate to corrosion environment for stainless steel 316L)																
Power supply	<ul style="list-style-type: none"> • Voltage output type: 8.36VDC\pm (ripple P.P. max. 10%) • Current output type: 11.36VDC\pm (ripple P.P. max. 10%) 																
Permissible voltage range	90 to 110% of rated voltage																
Current consumption	<ul style="list-style-type: none"> • Voltage output type: max. 20mA • Current output type: max. 30mA 																
Response time	Max. 1ms																
Protection circuit	Reverse polarity protection circuit																
Output type	<ul style="list-style-type: none"> • Voltage output type: 1.5VDC\pm • Current output type: DC4-20mA 																
Compensation temperature	-10 to 80°C										0 to 80°C						
Accuracy	Max. $\pm 0.5\%$ F.S. (including linearity, hysteresis, reproducibility)																
Linearity	Max. $\pm 0.2\%$ F.S.																
Hysteresis	Max. $\pm 0.2\%$ F.S.																
Temp. Zero Shift	Max. $\pm 0.1\%$ F.S./10°C (standard), max. $\pm 0.25\%$ F.S./10°C (max.)																
Temp. Span Shift	Max. $\pm 0.1\%$ F.S./10°C (standard), max. $\pm 0.25\%$ F.S./10°C (max.)																
Temperature characteristics											-25 to 100°C: max. $\pm 1.5\%$ F.S. -40 to 125°C: max. $\pm 2.5\%$ F.S.						
Load resistance	Current output type: max. 700 Ω (supplying 24VDC)																
Dielectric strength	500VAC 50/60Hz for 1 minute																
Insulation resistance	Over 100M Ω (at 500VDC megger)																
Environment	Ambient temp.	Voltage output	<ul style="list-style-type: none"> • Head type, DIN43650-A connector type, M12 connector type, DT04-3P connector type: -40 to 125°C, storage: -40 to 125°C • Cable type: -40 to 80°C, storage: -40 to 80°C 														
		Current output	<ul style="list-style-type: none"> • Head type, DIN43650-A connector type, M12 connector type, DT04-3P connector type: -40 to 85°C, storage: -40 to 125°C • Cable type: -40 to 80°C, storage: -40 to 80°C 														
	Ambient humidity	35 to 85%RH															
	Fluid temp.	-40 to 125°C															
Vibration	10g, 20 to 2,000Hz										20g, 20 to 2,000Hz						
Shock	100g/6ms										50g/1ms						
Tightening torque	Max. 10Nm																
Protection structure	<ul style="list-style-type: none"> • Head type, M12 connector type, DT04-3P connector type, cable type: IP67 (IEC standard) • DIN43650-A connector type: IP65 (IEC standard) 																
Material	Stainless steel 316L (head part of head type: aluminium diecasting), connector: polybutylene terephthalate-G30, water-proof rubber: silicon																
Connection	• Voltage output type: +, -, VouL • Current output type: +, -																
Approval	CE																
Weight ^{※2}	<ul style="list-style-type: none"> • Head type: approx. 330g (approx. 250g) • DIN43650-A connector type, M12 connector type, DT04-3P connector type: approx. 130g (approx. 50g) • Cable type: approx. 200g (approx. 120g) 																

※1: The sensor is sealed structure. It is based on atmospheric pressure: 101.3kPa (1.013bar)

※2: The weight includes packaging. The weight in parenthesis is for unit only.

※3: Environment resistance is rated at no freezing or condensation.

SIEMENS

Hoja de datos

6ED1052-1MD08-0BA1


Figura similar

LOGO! 12/24RCE, mód. lógico, display FA/E/S: 12/24 V DC/relé, 8 DI (4 AI)/4 DO, mem. 400 bloques, posibilidad de ampliación modular, Ethernet, servidor web integrado, Datalog, páginas web personalizadas, tarjeta microSD estándar para LOGO! Soft Comfort a partir de V8.3, proyectos anteriores ejecutables conexión a la nube en todos los aparatos base LOGO! 8.3

Display	
Con display	Si
Diseño/montaje	
Montaje	sobre perfil normalizado de 35 mm, 4 módulos de ancho
Tensión de alimentación	
Valor nominal (DC)	
• 12 V DC	Si
• 24 V DC	Si
Rango admisible, límite inferior (DC)	10,8 V
Rango admisible, límite superior (DC)	28,8 V
Hora	
Programadores horario	
• Cantidad	400; Máx. 400, según la función
• Reserva de marcha	480 h
Entradas digitales	
Nº de entradas digitales	8; de ellas, 4 aptas como E analógicas (0 a 10 V)
Salidas digitales	
Número de salidas	4; Relé
Protección contra cortocircuito	No; requiere protección externa
Intensidad de salida	
• para señal "I" rango admisible para 0 a 55 °C, máx.	10 A
Salidas de relé	
Poder de corte de los contactos	
— con carga inductiva, máx.	3 A
— con carga resistiva, máx.	10 A
CEM	
Emisión de radiointerferencias según EN 55 011	
• Clase de límite B, para aplicación en el ámbito residencial	Si; Desparasitado según EN 55011, clase límite B
Normas, homologaciones, certificados	
Marcado CE	Si
Homologación CSA	Si
Homologación UL	Si
Homologación FM	Si
desarrollado conforme a IEC 61131	Si
según VDE 0631	Si

ANEXO H: FICHA TÉCNICA DEL MÓDULO DE EXPANSIÓN DEL CONTROLADOR LOGO

SIEMENS

Hoja de datos

6ED1055-1MA00-0BA2



Módulo de ampliación LOGO! AM2, alimentación: DC 12/24V, 2 AI, 0-10V o 0/4-20 mA para LOGO! 8

Diseño/montaje	
Montaje	sobre perfil normalizado de 35 mm, 2 módulos de ancho
Tensión de alimentación	
Valor nominal (DC)	
• 12 V DC	Si, 10,8 V DC a 28,8 V DC
• 24 V DC	Si, 10,8 V DC a 28,8 V DC
Intensidad de entrada	
Consumo, ttp.	30 mA
Entradas analógicas	
Nº de entradas analógicas	2
Rangos de entrada	
• Tensión	Si
• Intensidad	Si
• Termoresistencias	No
Rangos de entrada (valores nominales), tensiones	
• 0 a +10 V	Si
Rangos de entrada (valores nominales), intensidades	
• 0 a 20 mA	Si; 0 mA o 4 mA a 20 mA
Rangos de entrada (valores nominales), termoresistencias	
• Pt 100	No
CEM	
Emisión de radiointerferencias según EN 55 011	
• Clase de límite B, para aplicación en el ámbito residencial	Si
Grado de protección y clase de protección	
Grado de protección IP	IP20
Normas, homologaciones, certificados	
Mercado CE	Si
Homologación CSA	Si
Homologación UL	Si
Homologación FM	Si
desarrollado conforme a IEC 61131	Si
según VDE 0631	Si
Homologaciones navales	Si
Condiciones ambientales	
Temperatura ambiente en servicio	
• mín.	0 °C; A partir de ES03: -20 °C
• máx.	55 °C
Dimensiones	
Ancho	35,5 mm
Altura	90 mm

ANEXO I: FICHA TÉCNICA DEL MINI THERMO-ANEMOMETER SERIES

EXTECH
INSTRUMENTS
ISO 9001 CERTIFIED

Test Equipment Depot
99 Washington Street
Melrose, MA 02176-6024

www.testequipmentdepot.com
800-517-8431
781-665-0780 FAX

Mini Thermo-Anemometer Series

Pocket Air Velocity meters with displays of Temperature, Relative Humidity and Dew Point

Common Features:

- Fold up protective housing extends to 9" for better reach
- Large dual display of air velocity and temperature
- Data Hold to freeze most recent display
- Auto shutoff 20 minutes after last key is pressed
- Water resistant housing floats and Drop tested to 6 feet
- Complete with CR2032 lithium battery and lanyard

Windspeed

- Measures ft/min, MPH, m/s, km/h, Knots and Beaufort Force
- Selectable averaging function of 5, 10, or 13 second intervals
- Replaceable non-corrosive plastic wind vane (impeller)

Temperature & Windchill

- Measures from 0 to 122°F (-18 to 50°C)

Model 45158 Additional Features

Relative Humidity and Dew Point

- Dual display of air velocity and relative humidity
- Measures RH from 10% to 95%
- Measure Dew Point from 32°F to 122°F



Model 45118
with Temperature



Model 45158
with Temperature + Humidity

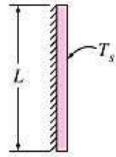
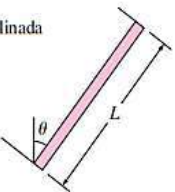
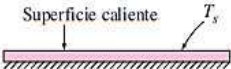

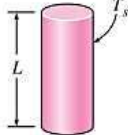
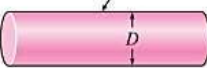
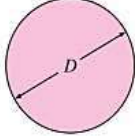
Measurements	Range	Resolution	Basic Accuracy
ft/min (feet per minute)	100 to 3500 ft/min	20ft/min	± (1%rdg + 40ft/min)
m/s (meters per second)	0.3 to 28m/s	0.1m/s	± (1%rdg + 0.2m/s)
km/h (kilometers per hour)	1.8 to 100.6 km/h	0.7km/h	± (1%rdg + 1.4km/h)
MPH (Miles per hour)	1.5 to 82.5 MPH	0.2MPH	± (1%rdg + 0.4MPH)
knots (nautical miles per hour)	1.0 to 54.5 knots	0.3knots	± (1%rdg + 0.6knots)
Beaufort Force:	1 to 17 BF	1 BF	± 1
Temperature:	0 to 122°F	0.1°F	±1.8°F
	-18 to 50°C	0.1°C	±1°C
Relative Humidity: (Model 45158)	10% to 95%	1%	± 4%
Dew Point: (Model 45158)	32°F to 122°F	1°	± 2%
Power:	CR2032 Lithium battery		
Dimensions:	3.25 x 2.75 x 0.75" (153 x 70 x 19mm)		
Vane:	1 1/2(40mm) diameter		
Weight:	3oz (85g)		

Ordering Information:

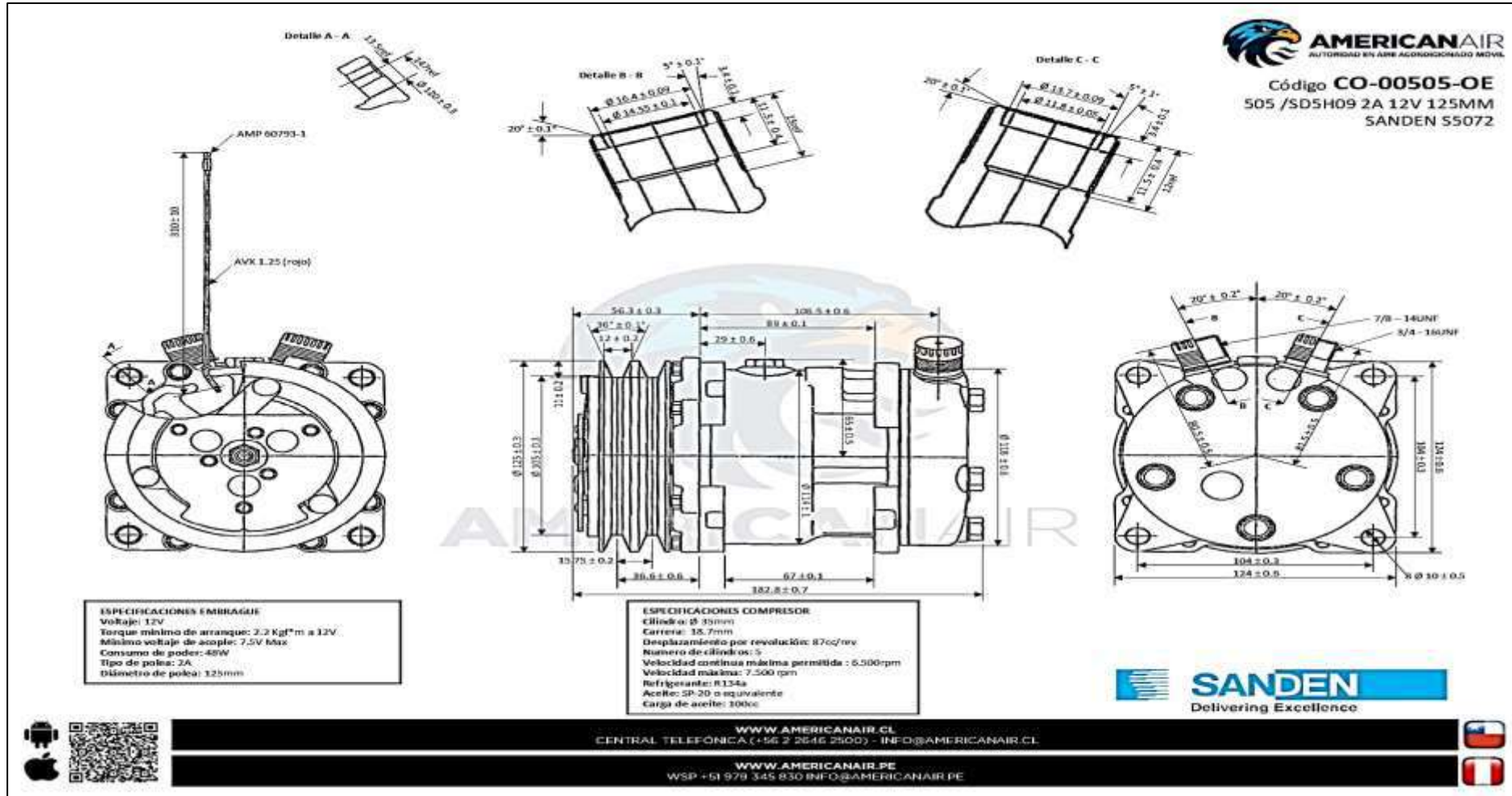
45118.....Mini Thermo-Anemometer with Temperature
45158.....Mini Thermo-Anemometer™ w/ Temp+Humidity
45119.....Spare Mini Impeller Assembly
409990.....Vinyl Pouch Carrying Case



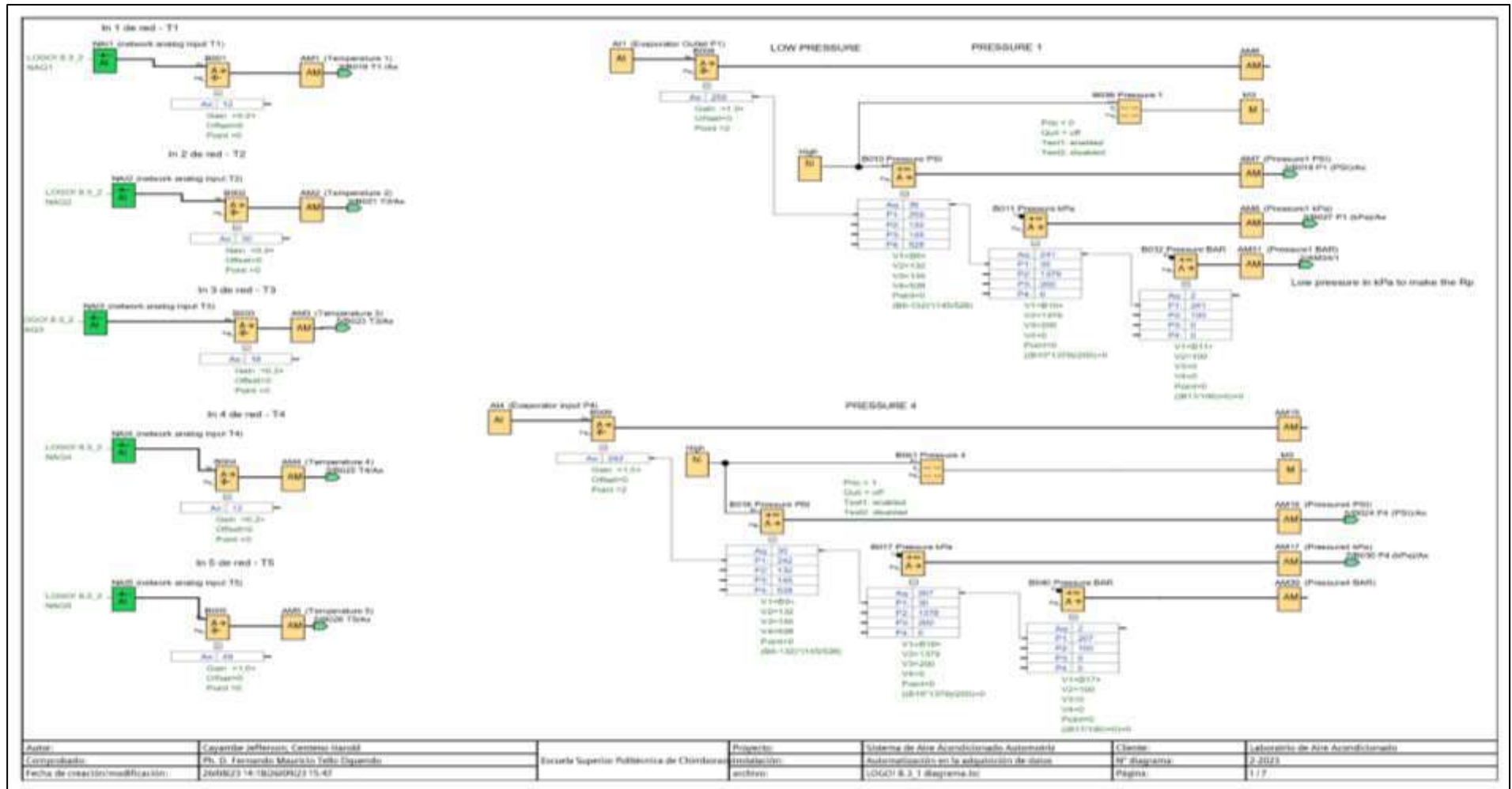
ANEXO J: CORRELACIONES EMPÍRICAS DEL PROMEDIO DE NUSSELT PARA CONVECCIÓN NATURAL

TABLA 9-1			
Correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt para la convección natural sobre superficies			
Configuración geométrica	Longitud característica L_c	Intervalo de Ra	Nu
<p>Placa vertical</p> 	L	$10^4 - 10^9$ $10^9 - 10^{13}$ Todo el intervalo	$Nu = 0.59Ra_L^{1/4}$ (9-19) $Nu = 0.1Ra_L^{1/3}$ (9-20) $Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$ (9-21) (compleja pero más exacta)
<p>Placa inclinada</p> 	L		Utilídense las ecuaciones de la placa vertical para la superficie superior de una placa fría y la superficie inferior de una placa caliente Reemplácese g por $g \cos \theta$ para $Ra < 10^9$
<p>Plástico horizontal (Área superficial A y perímetro p) a) Superficie superior de una placa caliente (o superficie inferior de una placa fría)</p> 	A_s/p	$10^4 - 10^7$ $10^7 - 10^{11}$	$Nu = 0.54Ra_L^{1/4}$ (9-22) $Nu = 0.15Ra_L^{1/3}$ (9-23)
<p>b) Superficie inferior de una placa caliente (o superficie superior de una placa fría)</p> 		$10^5 - 10^{11}$	$Nu = 0.27Ra_L^{1/4}$ (9-24)
<p>Cilindro vertical</p> 	L		Un cilindro vertical puede tratarse como una placa vertical cuando $D \geq \frac{35L}{Gr_L^{1/4}}$
<p>Cilindro horizontal</p> 	D	$Ra_D \leq 10^{12}$	$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387Ra_D^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$ (9-25)
<p>Esfera</p> 	D	$Ra_D \leq 10^{11}$ ($Pr \geq 0.7$)	$Nu = 2 + \frac{0.589Ra_D^{1/4}}{[1 + (0.469/Pr)^{9/16}]^{4/9}}$ (9-26)

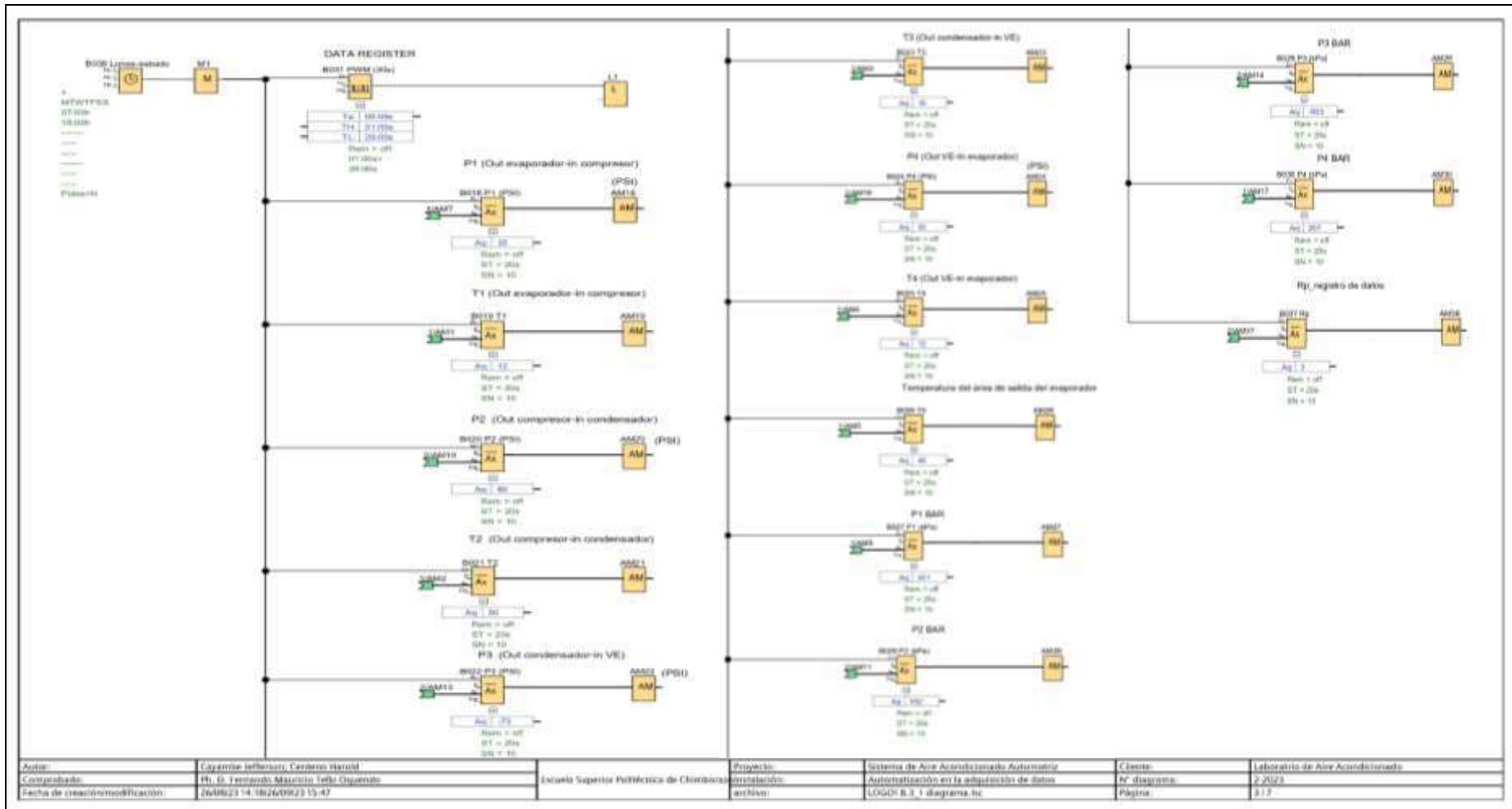
ANEXO K: DIMENSIONAMIENTO DEL COMPRESOR SANDEN SD5H09



ANEXO L: PROGRAMACIÓN DE TRANSMISORES DE PRESIÓN Y TERMORESISTENCIAS RTDs EN LOGO! SOFT COMFORT V8.3



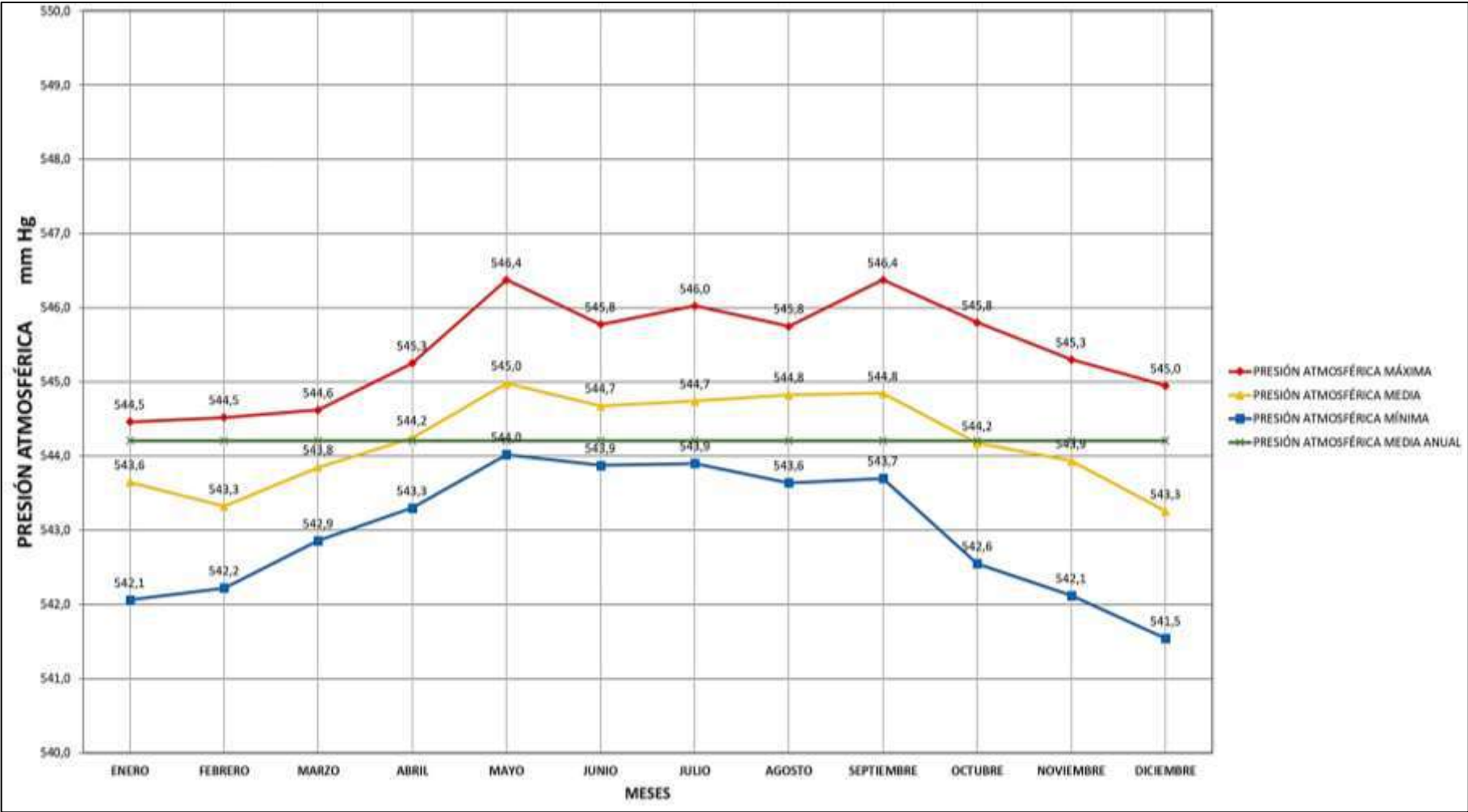
ANEXO M: PROGRAMACIÓN DEL REGISTRO DE DATOS DE PRESIÓN Y TEMPERATURA DEL SISTEMA A/C EN LOGO! SOFT COMFORT V8.3



ANEXO N: TABLA DE CONECTORES LÓGICOS EN RELACIÓN CON LOS COMPONENTES DE TESTEO

Conector	Rotulación	Conector	Rotulación
AI1	Evaporator Outlet P1	AM27	
AI2	Condenser input P2	AM28	
AI3	Condenser outlet P3	AM29	
AI4	Evaporator input P4	AM30	
NAI1	network analog input T1	AM31	Pressure1 BAR
NAI2	network analog input T2	AM32	Pressure2 BAR
NAI3	network analog input T3	AM33	
NAI4	network analog input T4	AM34	
NAI5	network analog input T5	AM35	
AM1	Temperature 1	AM36	
AM2	Temperature 2	AM37	Relación de presión
AM3	Temperature 3	AM38	
AM4	Temperature 4	AM39	Pressure4 BAR
AM5	Temperature 5	AM40	Pressure3 BAR
AM6		M1	
AM7	Pressure1 PSI	M2	
AM8	Pressure1 kPa	M3	
AM9		M4	
AM10	Pressure2 PSI	M5	
AM11	Pressure2 kPa		
AM12			
AM13	Pressure3 PSI		
AM14	Pressure3 kPa		
AM15			
AM16	Pressure4 PSI		
AM17	Pressure4 kPa		
AM18			
AM19			
AM20			
AM21			
AM22			
AM23			
AM24			
AM25			
AM26			
Autor:	Cayanan Affonso, Cristiano Romão	Proyecto:	Sistema de Aire Acondicionado
Comprado:	Ph. D. Fernando Mauricio Teilo Cipriani	Cliente:	Laboratório de Aire Acondicionado
Fecha de creación/modif:	2008/21/14:18:05/08/23 15:47	Archivo:	106018_2_1.dwg
	Escola Superior Politécnica	Diagrama:	2.2/21
		Página:	4/7

ANEXO O: ANUARIO CLIMATOLÓGICO DE LA PRESIÓN ATMOSFÉRICA (RIOBAMBA 2022)



ANEXO P: MODELO TERMODINÁMICO EMPLEADO PARA CARACTERIZAR EL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO AUTOMOTRIZ DEL MÓDULO DE PRUEBAS

SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO AUTOMATIZADO

El sistema automotriz cuenta con transductores de presión y sensores de temperatura RTDs en los respectivos puntos característicos del ciclo (ilustración 3-22), además se registra la temperatura del compresor por convección, la velocidad del aire a la salida del conducto del evaporador y finalmente se realiza el control de temperaturas en evaporación y condensación.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El sistema trabaja bajo las siguientes condiciones:

- 1.-Control de temperatura en evaporación;
- 2.-Control de temperatura en condensación;
- 3.-Velocidad del ventilador centrífugo;

DATOS GENERALES (INGRESAR)

Refr = 'R134a' Refrigerante circulante en el sistema

COMPRESOR SANDEN SD5H09

$n_{\text{recomp}} = 1256$ [rpm] Velocidad de giro en el eje del compresor (FIJO)

$d_{\text{desplac/comp}} = 0.000087$ [m³/rev] Desplazamiento del compresor (FIJO)

$T_{\text{int,comp}} = 21.8$ [°C] Temperatura ambiente del compresor

$T_{\text{ext,comp}} = 59$ [°C] Temperatura carcasa del compresor

$v_{\text{ext,comp}} = 2.1$ [m/s] Velocidad de aire entorno al compresor

DATOS PARA EL MÉTODO CALORIMÉTRICO

EVAPORADOR

$T_{\text{int,evapor}} = 10$ [°C] Temperatura en el conducto de salida del evaporador

$T_{\text{int,habitaculo}} = 40$ [°C] Temperatura de entrada habitación

$v_{\text{ext,evapor}} = 7$ [m/s] Velocidad del aire a la salida del conducto del evaporador

CONTROLADOR LOGO

Lectura de temperaturas

Ingrese los datos una vez que el sistema se encuentre en equilibrio

$T_1 = 12$ [°C] Entrada compresor

$T_2 = 83$ [°C] Salida compresor (descarga) o entrada condensador

$T_3 = 49$ [°C] Salida condensador

$T_4 = 4$ [°C] Entrada evaporador

Lectura de presiones

Ingrese los datos una vez que el sistema se encuentre en equilibrio

$P_1 = 279$ [kPa]

Entrada compresor

$$P_2 = 1369 \text{ [kPa]} \text{ Salida compresor (descarga) o entrada condensador}$$

$$P_3 = 1355 \text{ [kPa]} \text{ Salida condensador}$$

$$P_4 = 300 \text{ [kPa]} \text{ Entrada evaporador}$$

CARACTERIZACIÓN DEL CICLO TERMODINÁMICO DEL SISTEMA A/C

Temperaturas de saturación en evaporación y condensación

$$T_{\text{sat,evap}} = T_{\text{sat}} (\text{Ref\$} ; P = P_1)$$

$$T_{\text{sat,cond}} = T_{\text{sat}} (\text{Ref\$} ; P = P_3)$$

Cálculo de presiones

Nota: Se tendrá resultados de las presiones P1 y P2 ya que estamos calculando en función a las temperaturas de saturación

$$P_{\text{evap}} = P_{\text{sat}} (\text{Ref\$} ; T = T_{\text{sat,evap}})$$

$$P_{\text{cond}} = P_{\text{sat}} (\text{Ref\$} ; T = T_{\text{sat,cond}})$$

SUPERHEAT

$$SH = T_1 - T_{\text{sat,evap}}$$

Punto 1 -> entrada compresor

$$h_1 = h (\text{Ref\$} ; T = T_1 ; P = P_1)$$

$$s_1 = s (\text{Ref\$} ; T = T_1 ; P = P_1)$$

Punto 2 -> salida del compresor (descarga) — REAL

$$h_2 = h (\text{Ref\$} ; T = T_2 ; P = P_2)$$

$$s_2 = s (\text{Ref\$} ; T = T_2 ; P = P_2)$$

Punto 3 -> salida del condensador

$$h_3 = h (\text{Ref\$} ; T = T_3 ; P = P_3)$$

$$s_3 = s (\text{Ref\$} ; T = T_3 ; P = P_3)$$

Punto 4 -> Entrada evaporador

$$h_4 = h_3$$

$$s_4 = s (\text{Ref\$} ; h = h_4 ; P = P_4)$$

Punto de cierre de ciclo

$$P_5 = P_1$$

$$h_5 = h_1$$

$$s_5 = s_1$$

SUBCOOLING

$$SC = T_{\text{subcool}} - T_3 \quad \text{Con la presión en el punto 3}$$

Punto 6 → salida del compresor isentrópico

$$s_6 = s_1$$

$$h_6 = h \text{ (R134a ; } s = s_6 ; P = P_2 \text{)}$$

$$P_6 = P \text{ (R134a ; } s = s_1 ; h = h_6 \text{)}$$

$$T_6 = T \text{ (R134a ; } P = P_6 ; h = h_6 \text{)}$$

EFICIENCIAS

EFICIENCIA ISENTRÓPICA

$$\eta_{\text{isentrópico}} = \frac{h_0 - h_1}{h_2 - h_1}$$

EFICIENCIA VOLUMÉTRICA

Velocidad a la salida del conducto del evaporador

$$vel_{\text{salida}} = vel_{\text{out,Evap}} \quad \text{Llamando la variable de entrada (DATO)}$$

Caudal volumétrico

$$\dot{V}_{\text{ref}} = \frac{\eta_{\text{isentrópico}}}{60} \cdot d_{\text{cilindro,compresor}}$$

Eficiencia volumétrica

$$\eta_{\text{vol}} = \frac{\dot{m}_{\text{ref}}}{P_{\text{in,compresor}} \cdot \dot{V}_{\text{ref}}}$$

Relación de presión

$$R_p = \frac{P_{\text{cond}}}{P_{\text{evap}}}$$

Densidad del refrigerante-succión

$$P_{\text{in,compresor,1}} = \rho \text{ (RefS ; } T = T_1 ; P = P_1 \text{)}$$

$$P_{\text{in,compresor,2}} = \rho \text{ (RefS ; } T = T_2 ; P = P_2 \text{)}$$

$$P_{\text{in,compresor,3}} = \rho \text{ (RefS ; } T = T_3 ; P = P_3 \text{)}$$

$$P_{\text{in,compresor,4}} = \rho \text{ (RefS ; } T = T_4 ; P = P_4 \text{)}$$

Porcentaje de pérdidas de calor al ambiente

$$T_{\text{ref,amb}} = T_{\text{ref}} \quad \text{Temperatura ambiente exterior}$$

$$T_{\text{ref,amb}} = T_s \quad \text{Temperatura que disipa el compresor durante el funcionamiento}$$

$$P_{atm} = 72,554043 \text{ [kPa]} \text{ Presión atmosférica en Riobamba}$$

$$V_{velocidad} = V_{air} \text{ Velocidad del aire en el ambiente}$$

$$D = 0,1206 \text{ [m]} \text{ Diámetro del compresor (considerando al compresor como un cilindro)}$$

$$L_{comp} = 0,1828 \text{ [m]} \text{ Longitud del compresor}$$

$$\text{Cell external}_{(h_{convección})} \text{ (AIR ; } T_{air} ; T_a ; P_{atm} ; V_{velocidad} ; D ; F_{velocidad} ; h ; C_d ; \text{Nusselt ; Re)}$$

$$A_{superficie} = \pi \cdot D \cdot L_{comp} \text{ Área de la superficie cilíndrica}$$

$$h_{nada} = \frac{h}{1000}$$

$$\dot{Q}_p = h_{nada} \cdot A_{superficie} \cdot (T_a - T_{air}) \text{ Calor perdido por el compresor por convección natural}$$

Consumo del compresor respecto al fluido

$$\dot{W}_{compresor(ideal)} = \dot{m}_{air} \cdot (h_2 - h_1)$$

Consumo real del compresor

$$\dot{W}_{compresor(real)} = \dot{W}_{compresor(ideal)} + \dot{Q}_p$$

$$\xi_{Qp} = \frac{\dot{Q}_p}{\dot{W}_{compresor(real)}} \cdot 100 \text{ Porcentaje de pérdidas de calor por convección natural}$$

Potencia calorífica del evaporador

$$\dot{Q}_{evaporador} = \dot{m}_{air} \cdot (h_1 - h_4)$$

COP de refrigeración

$$COP_{refrigeración} = \frac{\dot{Q}_{evaporador}}{\dot{W}_{compresor(real)}}$$

MÉTODO CALORIMÉTRICO

Temperatura de entrada habitual

$$T_{(habitual)} = T_{(habitual)}$$

Temperatura de aire a la salida del evaporador modificado

$$T_{(modificado)} = T_{(modificado)}$$

Variación de temperatura

$$\Delta T = T_{(habitual)} - T_{(modificado)}$$

Temperatura promedio

$$T_{(promedio)} = \frac{T_{(habitual)} + T_{(modificado)}}{2}$$

Cp del aire

$$Cp_{(air)} = Cp \text{ (AIR ; } T = T_{(promedio)} \text{)}$$

Área del evaporador modificado

$$Area = 0,0109 \text{ [m}^2\text{]}$$

Velocidad del aire a la salida del evaporador modificado

$$vel_{(air)} = V_{air}$$

Flujo volumétrico

$$\dot{V}_{air} = Area \cdot V_{air}$$

Densidad del aire a temperatura de salida del evaporador junto con la presión atmosférica

$$p = p \text{ (AIR ; } T = T_{(salida)} ; P = P_{atm} \text{)}$$

Flujo másico por método calorimétrico

$$\dot{m}_{air} = p \cdot \dot{V}_{air}$$

Flujo másico a la entrada del compresor por calorimetría

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{m}_{air} \cdot Cp_{(air)} \cdot \Delta T}{h_1 - h_4}$$

ANEXO Q: MATRIZ GENERAL DE ENSAYO E INCERTIDUMBRE A DIFERENTES CONDICIONES DE OPERACIÓN APLICANDO CONTROL DE TEMPERATURAS EN EVAPORACIÓN Y CONDENSACIÓN

Parametric Table: Table 1

	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	T ₃ [°C]	T ₄ [°C]	P ₁ [kPa]	P ₂ [kPa]	P ₃ [kPa]	P ₄ [kPa]
Run 1	2±0.05	77±0.05	41±0.05	0±0.05	197±2.065	1127±8.96	1100±8.96	217±2.065
Run 2	10±0.05	80±0.05	43±0.05	3±0.05	238±2.065	1196±8.96	1176±8.96	259±2.065
Run 3	10±0.05	80±0.05	44±0.05	3±0.05	252±2.065	1245±8.96	1224±8.96	266±2.065
Run 4	11±0.05	81±0.05	50±0.05	6±0.05	279±2.065	1369±8.96	1355±8.96	300±2.065
Run 5	6±0.05	81±0.05	46±0.05	1±0.05	231±2.065	1286±8.96	1272±8.96	259±2.065
Run 6	11±0.05	84±0.05	45±0.05	3±0.05	252±2.065	1286±8.96	1272±8.96	273±2.065
Run 7	12±0.05	83±0.05	49±0.05	4±0.05	279±2.065	1369±8.96	1355±8.96	300±2.065
Run 8	12±0.05	84±0.05	49±0.05	6±0.05	286±2.065	1424±8.96	1410±8.96	307±2.065
Run 9	6±0.05	81±0.05	50±0.05	2±0.05	259±2.065	1445±8.96	1431±8.96	286±2.065
Run 10	13±0.05	86±0.05	51±0.05	5±0.05	279±2.065	1438±8.96	1417±8.96	300±2.065
Run 11	15±0.05	85±0.05	56±0.05	7±0.05	335±2.065	1583±8.96	1569±8.96	355±2.065
Run 12	16±0.05	86±0.05	59±0.05	10±0.05	362±2.065	1720±8.96	1672±8.96	376±2.065
Run 13	1±0.05	75±0.05	37±0.05	0±0.05	170±2.065	1059±8.96	1024±8.96	197±2.065
Run 14	9±0.05	78±0.05	40±0.05	1±0.05	224±2.065	1148±8.96	1134±8.96	252±2.065
Run 15	9±0.05	79±0.05	40±0.05	1±0.05	245±2.065	1183±8.96	1162±8.96	259±2.065
Run 16	9±0.05	76±0.05	43±0.05	5±0.05	252±2.065	1210±8.96	1190±8.96	279±2.065
Run 17	5±0.05	76±0.05	42±0.05	0±0.05	217±2.065	1176±8.96	1162±8.96	252±2.065
Run 18	10±0.05	80±0.05	42±0.05	3±0.05	231±2.065	1190±8.96	1176±8.96	252±2.065
Run 19	11±0.05	80±0.05	44±0.05	3±0.05	266±2.065	1307±8.96	1286±8.96	279±2.065
Run 20	11±0.05	79±0.05	44±0.05	5±0.05	266±2.065	1258±8.96	1231±8.96	286±2.065
Run 21	6±0.05	77±0.05	44±0.05	1±0.05	245±2.065	1286±8.96	1272±8.96	259±2.065
Run 22	10±0.05	81±0.05	45±0.05	4±0.05	252±2.065	1321±8.96	1300±8.96	279±2.065
Run 23	14±0.05	83±0.05	46±0.05	5±0.05	314±2.065	1424±8.96	1403±8.96	335±2.065
Run 24	15±0.05	84±0.05	56±0.05	10±0.05	362±2.065	1720±8.96	1672±8.96	376±2.065
Run 25	0±0.05	73±0.05	33±0.05	-2±0.05	155±2.065	990±8.96	969±8.96	176±2.065
Run 26	9±0.05	77±0.05	39±0.05	0±0.05	224±2.065	1134±8.96	1121±8.96	245±2.065
Run 27	9±0.05	77±0.05	38±0.05	1±0.05	245±2.065	1121±8.96	1107±8.96	259±2.065
Run 28	9±0.05	74±0.05	41±0.05	5±0.05	259±2.065	1190±8.96	1169±8.96	279±2.065
Run 29	5±0.05	74±0.05	37±0.05	0±0.05	217±2.065	1093±8.96	1072±8.96	245±2.065
Run 30	10±0.05	78±0.05	41±0.05	3±0.05	231±2.065	1148±8.96	1134±8.96	252±2.065
Run 31	11±0.05	77±0.05	42±0.05	3±0.05	266±2.065	1238±8.96	1217±8.96	286±2.065
Run 32	11±0.05	76±0.05	41±0.05	4±0.05	266±2.065	1183±8.96	1162±8.96	279±2.065
Run 33	5±0.05	75±0.05	40±0.05	0±0.05	238±2.065	1155±8.96	1141±8.96	259±2.065
Run 34	9±0.05	79±0.05	44±0.05	4±0.05	252±2.065	1286±8.96	1272±8.96	273±2.065
Run 35	14±0.05	80±0.05	42±0.05	5±0.05	293±2.065	1258±8.96	1245±8.96	321±2.065
Run 36	12±0.05	79±0.05	45±0.05	8±0.05	293±2.065	1321±8.96	1300±8.96	321±2.065

Parametric Table: Table 1

	T _{in} [°C]	T _s [°C]	v _{in,amb} [m/s]	T _{air,out,evap,in} [°C]	T _{in,hotsteam,in} [°C]	v _{in} [m/s]	n _{rev,comp} [rpm]	d _{dispic,vol,comp} [m ³ /rev]
Run 1	16,1±1	52±1	1,2±0,2	-3±1	22±1	5,8±0,2	1256	0,000087
Run 2	17,6±1	58±1	2,3±0,2	1,8±1	30±1	6,4±0,2	1256	0,000087
Run 3	19,9±1	59±1	1,1±0,2	6,5±1	40±1	5,6±0,2	1256	0,000087
Run 4	20,1±1	62±1	1,1±0,2	11,2±1	50±1	5,3±0,2	1256	0,000087
Run 5	15,9±1	56±1	1,1±0,2	-1,7±1	22±1	6,9±0,2	1256	0,000087
Run 6	20,5±1	57±1	1,8±0,2	3,9±1	30±1	7,1±0,2	1256	0,000087
Run 7	21,8±1	59±1	2,1±0,2	10±1	40±1	7±0,2	1256	0,000087
Run 8	21,5±1	62±1	2±0,2	14,4±1	50±1	6,2±0,2	1256	0,000087
Run 9	16,5±1	59±1	1,2±0,2	0,1±1	22±1	8,2±0,2	1256	0,000087
Run 10	22,2±1	59±1	2,3±0,2	8,1±1	30±1	9,5±0,2	1256	0,000087
Run 11	21,2±1	59±1	2,5±0,2	11,8±1	40±1	8,3±0,2	1256	0,000087
Run 12	21,3±1	62±1	2,1±0,2	16,7±1	50±1	7,1±0,2	1256	0,000087
Run 13	16,5±1	54±1	1,2±0,2	-3,9±1	22±1	5,5±0,2	1256	0,000087
Run 14	17,4±1	57±1	1,2±0,2	-0,2±1	30±1	6,1±0,2	1256	0,000087

Parametric Table: Table 1

	T _{int,in} [°C]	T _{s,in} [°C]	v _{ref,amb} [m/s]	T _{air,out,evap,in} [°C]	T _{in,habitaculo,in} [°C]	v _{air,in} [m/s]	n _{rev,comp} [rpm]	d _{despic,vol,comp} [m ³ /rev]
Run 15	19,5±1	58±1	1,2±0,2	3,7±1	40±1	5,4±0,2	1256	0,000087
Run 16	21,5±1	62±1	1,2±0,2	9,4±1	50±1	4,8±0,2	1256	0,000087
Run 17	16,2±1	56±1	1,8±0,2	-2,8±1	22±1	6,8±0,2	1256	0,000087
Run 18	21±1	56±1	1,2±0,2	3±1	30±1	6,9±0,2	1256	0,000087
Run 19	20,7±1	59±1	2,5±0,2	7,3±1	40±1	6,5±0,2	1256	0,000087
Run 20	21,8±1	62±1	2,1±0,2	11,5±1	50±1	5,5±0,2	1256	0,000087
Run 21	17,9±1	59±1	2,3±0,2	-1,5±1	22±1	7,8±0,2	1256	0,000087
Run 22	22,2±1	59±1	1,2±0,2	6,3±1	30±1	9,1±0,2	1256	0,000087
Run 23	22±1	61±1	1,2±0,2	9±1	40±1	7,4±0,2	1256	0,000087
Run 24	21,3±1	62±1	2,1±0,2	10,7±1	50±1	7,1±0,2	1256	0,000087
Run 25	15,9±1	53±1	1,2±0,2	-4,2±1	22±1	4,8±0,2	1256	0,000087
Run 26	17,9±1	57±1	1,1±0,2	-1,5±1	30±1	5,8±0,2	1256	0,000087
Run 27	21,5±1	58±1	1,3±0,2	2,9±1	40±1	5,1±0,2	1256	0,000087
Run 28	21,7±1	61±1	2,1±0,2	7,4±1	50±1	4,8±0,2	1256	0,000087
Run 29	15,6±1	56±1	1,2±0,2	-3,2±1	22±1	6,6±0,2	1256	0,000087
Run 30	20,5±1	57±1	1,2±0,2	2,2±1	30±1	6,8±0,2	1256	0,000087
Run 31	20,3±1	59±1	2,4±0,2	6,9±1	40±1	6,2±0,2	1256	0,000087
Run 32	21,6±1	62±1	2,1±0,2	11,9±1	50±1	5,8±0,2	1256	0,000087
Run 33	16,8±1	58±1	1,2±0,2	-1,9±1	22±1	7,4±0,2	1256	0,000087
Run 34	22±1	59±1	1,4±0,2	5,3±1	30±1	8,7±0,2	1256	0,000087
Run 35	22,3±1	60±1	1,4±0,2	6,5±1	40±1	7,2±0,2	1256	0,000087
Run 36	22±1	61±1	1,2±0,2	14,9±1	50±1	6,8±0,2	1256	0,000087

Parametric Table: Table 1

	SC	SH	n _{fan,comp}	n _{vel}	Rp
Run 1	1,949±0,3137	12,48±0,2691	0,6621±0,007831	0,604±0,04191	5,584±0,07413
Run 2	2,511±0,2988	15,6±0,2338	0,6683±0,007573	0,6139±0,03806	4,941±0,05706
Run 3	3,065±0,2902	14,09±0,2241	0,6614±0,007336	0,5977±0,03463	4,857±0,05337
Run 4	1,087±0,2695	12,34±0,2081	0,6671±0,007015	0,6183±0,03389	4,857±0,0482
Run 5	2,575±0,2822	12,39±0,239	0,6602±0,007088	0,6032±0,04183	5,506±0,06267
Run 6	3,575±0,2822	15,09±0,2241	0,6405±0,006804	0,6011±0,03845	5,048±0,05454
Run 7	2,087±0,2695	13,34±0,2081	0,652±0,006767	0,6257±0,03619	4,857±0,0482
Run 8	3,688±0,2619	12,67±0,2044	0,6499±0,006563	0,6313±0,03389	4,93±0,04742
Run 9	3,287±0,2591	9,357±0,2197	0,6739±0,006823	0,6116±0,04402	5,525±0,05601
Run 10	1,889±0,2609	14,34±0,2081	0,6579±0,006513	0,6369±0,04507	5,079±0,04944
Run 11	1,068±0,2424	11,25±0,1825	0,6611±0,0064	0,6186±0,03606	4,684±0,03936
Run 12	0,7293±0,2315	10,02±0,1728	0,6777±0,006347	0,5876±0,03138	4,619±0,03615
Run 13	3,251±0,3306	14,28±0,293	0,699±0,00869	0,6428±0,0443	5,818±0,08516
Run 14	4,111±0,3068	16,19±0,2445	0,6917±0,008103	0,6528±0,03925	5,062±0,06147
Run 15	5,049±0,3014	13,84±0,2288	0,6424±0,007384	0,6246±0,03521	4,743±0,05418
Run 16	2,969±0,2962	13,09±0,2241	0,6877±0,007966	0,6093±0,03451	4,722±0,05255
Run 17	3,049±0,3014	13,01±0,2503	0,6951±0,008075	0,6394±0,04301	5,355±0,06559
Run 18	3,511±0,2988	16,39±0,239	0,6832±0,007753	0,6441±0,04048	5,091±0,0598
Run 19	5,007±0,28	13,64±0,2154	0,6791±0,007357	0,6376±0,03557	4,835±0,05043
Run 20	3,288±0,289	13,64±0,2154	0,6663±0,00744	0,6261±0,0339	4,628±0,04925
Run 21	4,575±0,2822	10,84±0,2288	0,6852±0,007559	0,6222±0,04257	5,192±0,05703
Run 22	4,436±0,2778	14,09±0,2241	0,689±0,007333	0,6947±0,04624	5,159±0,05524
Run 23	6,487±0,2628	12,07±0,1911	0,6369±0,006564	0,5854±0,03259	4,468±0,04096
Run 24	3,729±0,2315	9,018±0,1728	0,6965±0,006658	0,5667±0,03026	4,619±0,03615
Run 25	5,203±0,3443	16,37±0,3227	0,7413±0,009751	0,6235±0,04467	6,252±0,1014
Run 26	4,67±0,3094	16,19±0,2445	0,6988±0,008301	0,6442±0,03834	5,004±0,06106
Run 27	5,191±0,3123	13,84±0,2288	0,6345±0,007659	0,593±0,03394	4,518±0,0528
Run 28	4,28±0,3001	12,36±0,2197	0,6903±0,008224	0,6133±0,03407	4,514±0,04992
Run 29	4,972±0,3197	13,01±0,2503	0,6743±0,008294	0,6008±0,04017	4,94±0,06257
Run 30	3,111±0,3068	16,39±0,239	0,6888±0,008095	0,649±0,04007	4,909±0,05857

Parametric Table: Table 1

	SC	SH	$\eta_{\text{iso,comp}}$	η_{vol}	Rp
Run 31	4,842±0,2914	13,64±0,2154	0,6671±0,007863	0,6041±0,03396	4,575±0,04895
Run 32	4,049±0,3014	13,64±0,2154	0,6685±0,007935	0,633±0,03366	4,368±0,0478
Run 33	4,347±0,3055	10,6±0,2338	0,641±0,007614	0,5953±0,04053	4,794±0,0561
Run 34	4,575±0,2822	13,09±0,2241	0,6847±0,007489	0,6884±0,04452	5,048±0,05454
Run 35	5,731±0,2866	14±0,2008	0,638±0,007181	0,5982±0,03319	4,249±0,0428
Run 36	4,436±0,2778	12±0,2008	0,6563±0,007206	0,6366±0,0334	4,437±0,04374

Parametric Table: Table 1

	$T_{\text{sat,evap}}$ [C]	$T_{\text{sat,cond}}$	COP _{refrigerant}	$\dot{W}_{\text{compressor,real}}$	\dot{Q}_p [kW]
Run 1	-10,48±0,2644	42,95±0,3097	2,558±0,01455	0,5803±0,0383	0,02319±0,002278
Run 2	-5,604±0,2283	45,51±0,2946	2,751±0,01587	0,6603±0,03834	0,03723±0,00223
Run 3	-4,09±0,2185	47,07±0,2859	2,796±0,01514	0,664±0,03682	0,02405±0,002504
Run 4	-1,344±0,202	51,09±0,2648	2,683±0,01422	0,7462±0,03928	0,02576±0,00266
Run 5	-6,387±0,2337	48,57±0,2777	2,508±0,01401	0,6645±0,0441	0,0247±0,002566
Run 6	-4,09±0,2185	48,57±0,2777	2,62±0,01316	0,7063±0,04302	0,02935±0,002125
Run 7	-1,344±0,202	51,09±0,2648	2,64±0,01291	0,7776±0,04284	0,03255±0,00212
Run 8	-0,6662±0,1982	52,69±0,257	2,613±0,01264	0,8135±0,04156	0,03447±0,002256
Run 9	-3,357±0,2139	53,29±0,2542	2,465±0,01375	0,7375±0,0509	0,02741±0,002628
Run 10	-1,344±0,202	52,69±0,2561	2,528±0,01273	0,8098±0,05469	0,03387±0,002097
Run 11	3,755±0,1755	57,07±0,2372	2,58±0,01271	0,8812±0,04909	0,03646±0,002131
Run 12	5,982±0,1854	59,73±0,2261	2,561±0,01287	0,8821±0,0451	0,03559±0,002252
Run 13	-13,28±0,2887	40,25±0,3268	2,684±0,0164	0,5452±0,03547	0,02421±0,002362
Run 14	-7,189±0,2393	44,11±0,3027	2,925±0,01636	0,6384±0,03653	0,02555±0,002471
Run 15	-4,839±0,2233	45,05±0,2972	2,866±0,01487	0,6837±0,03684	0,02482±0,00241
Run 16	-4,09±0,2185	45,97±0,292	2,967±0,01704	0,6435±0,03474	0,02609±0,002513
Run 17	-8,01±0,2453	45,05±0,2972	2,734±0,01621	0,6312±0,03999	0,03204±0,002268
Run 18	-6,387±0,2337	45,51±0,2946	2,851±0,01467	0,6548±0,03942	0,02257±0,002224
Run 19	-2,639±0,2096	49,01±0,2755	2,85±0,01496	0,736±0,03873	0,03695±0,002148
Run 20	-2,639±0,2096	47,29±0,2846	2,873±0,01522	0,7169±0,03665	0,03515±0,002232
Run 21	-4,839±0,2233	48,57±0,2777	2,711±0,01631	0,6885±0,04428	0,03786±0,002254
Run 22	-4,09±0,2185	49,44±0,2732	2,786±0,01377	0,7666±0,04916	0,02371±0,002317
Run 23	1,925±0,1844	52,49±0,258	2,875±0,01428	0,7829±0,04202	0,02512±0,002433
Run 24	5,982±0,1854	59,73±0,2261	2,718±0,01438	0,831±0,0424	0,03559±0,002252
Run 25	-16,37±0,3188	38,2±0,3407	2,801±0,01951	0,4618±0,03092	0,02396±0,002341
Run 26	-7,189±0,2393	43,67±0,3054	3,008±0,01722	0,6185±0,03508	0,02407±0,002507
Run 27	-4,839±0,2233	43,19±0,3083	2,986±0,01586	0,6353±0,03468	0,02456±0,002256
Run 28	-3,357±0,2139	45,28±0,2959	3,095±0,01782	0,6519±0,03408	0,03437±0,002198
Run 29	-8,01±0,2453	41,97±0,3158	2,94±0,01833	0,5796±0,03675	0,02608±0,002517
Run 30	-6,387±0,2337	44,11±0,3027	2,961±0,01592	0,6415±0,03786	0,02353±0,002303
Run 31	-2,639±0,2096	46,84±0,2871	3,031±0,01717	0,6691±0,03533	0,03649±0,002163
Run 32	-2,639±0,2096	45,05±0,2972	3,089±0,01693	0,6949±0,03483	0,03533±0,00224
Run 33	-5,604±0,2283	44,35±0,3013	2,819±0,0167	0,6398±0,04152	0,02658±0,002558
Run 34	-4,09±0,2185	48,57±0,2777	2,832±0,01424	0,754±0,0468	0,02591±0,002241
Run 35	-0,000688±0,1945	47,73±0,2822	3,07±0,01557	0,7259±0,03862	0,0264±0,002274
Run 36	-0,000688±0,1945	49,44±0,2732	2,972±0,01505	0,7721±0,03898	0,02512±0,002433

Parametric Table: Table 1

	\dot{m}_{ref}	$\dot{Q}_{\text{evaporator}}$	$P_{\text{ik,comp,1}}$	P_{cond}	P_{evap}	h_1
Run 1	0,01023±0,0007015	1,485±0,1018	9,304±0,1037	1100±8,96	197±2,065	254,8±0,06791
Run 2	0,01228±0,0007531	1,816±0,1114	10,98±0,1018	1176±8,96	238±2,065	260,7±0,06534
Run 3	0,01271±0,0007283	1,857±0,1064	11,67±0,1027	1224±8,96	252±2,065	260,4±0,0659
Run 4	0,0146±0,0007926	2,002±0,1087	12,97±0,1039	1355±8,96	279±2,065	260,6±0,06648
Run 5	0,01189±0,0008177	1,666±0,1146	10,83±0,1037	1272±8,96	231±2,065	257,4±0,06719
Run 6	0,01272±0,0008066	1,851±0,1173	11,62±0,1022	1272±8,96	252±2,065	261,2±0,06538

Parametric Table: Table 1

	\dot{m}_{ref}	$\dot{Q}_{\text{evaporator}}$	$P_{\text{in,comp}}$	P_{cond}	P_{evap}	h_1
Run 7	0,01471±0,0008433	2,053±0,1177	12,91±0,1033	1355±8,96	279±2,065	261,5±0,06594
Run 8	0,01524±0,0008105	2,125±0,113	13,26±0,1038	1410±8,96	286±2,065	261,3±0,06622
Run 9	0,01364±0,0009755	1,818±0,13	12,25±0,1057	1431±8,96	259±2,065	256,7±0,06855
Run 10	0,0149±0,001049	2,047±0,144	12,85±0,1027	1417±8,96	279±2,065	262,4±0,06542
Run 11	0,0175±0,001014	2,274±0,1317	15,53±0,1051	1569±8,96	335±2,065	262,9±0,06657
Run 12	0,01802±0,0009562	2,259±0,1199	16,84±0,1063	1672±8,96	362±2,065	263,1±0,0671
Run 13	0,009709±0,0006589	1,463±0,0993	8,294±0,1027	1024±8,96	176±2,065	254,5±0,06745
Run 14	0,01229±0,0007297	1,867±0,1108	10,34±0,1015	1134±8,96	224±2,065	260,2±0,06528
Run 15	0,01294±0,0007207	1,96±0,1091	11,38±0,1029	1162±8,96	245±2,065	259,7±0,06614
Run 16	0,01301±0,0007288	1,91±0,1069	11,73±0,1033	1190±8,96	252±2,065	259,5±0,06643
Run 17	0,01185±0,0007885	1,725±0,1148	10,17±0,1033	1162±8,96	217±2,065	256,9±0,06711
Run 18	0,01248±0,0007756	1,867±0,116	10,64±0,1014	1176±8,96	231±2,065	260,9±0,06507
Run 19	0,0143±0,0007897	2,098±0,1158	12,32±0,1031	1286±8,96	266±2,065	260,9±0,06594
Run 20	0,01404±0,000752	2,06±0,1103	12,32±0,1031	1231±8,96	266±2,065	260,9±0,06594
Run 21	0,01307±0,0008871	1,867±0,1267	11,53±0,1047	1272±8,96	245±2,065	257±0,06785
Run 22	0,01477±0,000975	2,136±0,141	11,67±0,1027	1300±8,96	252±2,065	260,4±0,0659
Run 23	0,0155±0,0008566	2,25±0,1243	14,54±0,1044	1403±8,96	314±2,065	262,4±0,06627
Run 24	0,01746±0,0009268	2,259±0,1199	16,92±0,107	1672±8,96	362±2,065	262,2±0,06771
Run 25	0,008276±0,0005821	1,293±0,09097	7,288±0,1018	969±8,96	155±2,065	254,2±0,06701
Run 26	0,01213±0,0007127	1,861±0,1093	10,34±0,1015	1121±8,96	224±2,065	260,2±0,06528
Run 27	0,01229±0,000695	1,897±0,1073	11,38±0,1029	1107±8,96	245±2,065	259,7±0,06614
Run 28	0,01349±0,0007411	2,018±0,1109	12,08±0,1038	1169±8,96	259±2,065	259,3±0,06674
Run 29	0,01113±0,0007364	1,704±0,1127	10,17±0,1033	1072±8,96	217±2,065	256,9±0,06711
Run 30	0,01257±0,0007675	1,9±0,116	10,64±0,1014	1134±8,96	231±2,065	260,9±0,06507
Run 31	0,01355±0,0007539	2,028±0,1128	12,32±0,1031	1217±8,96	266±2,065	260,9±0,06594
Run 32	0,0142±0,0007465	2,146±0,1128	12,32±0,1031	1162±8,96	266±2,065	260,9±0,06594
Run 33	0,01218±0,0008218	1,804±0,1217	11,23±0,1048	1141±8,96	238±2,065	256,4±0,06813
Run 34	0,0147±0,0009426	2,135±0,1369	11,73±0,1033	1272±8,96	252±2,065	259,5±0,06643
Run 35	0,01469±0,0008082	2,229±0,1226	13,49±0,103	1245±8,96	293±2,065	262,9±0,06645
Run 36	0,01578±0,0008198	2,294±0,1192	13,61±0,1042	1300±8,96	293±2,065	261,1±0,06651

Parametric Table: Table 1

	h_2	h_3	h_4	h_5	h_6	s_1	s_2
Run 1	309,3±0,1442	109,7±0,07518	109,7±0,07518	254,8±0,06791	293,6	0,9774	1,023
Run 2	311,4±0,1426	112,7±0,07578	112,7±0,07578	260,7±0,06534	297,2	0,9839	1,025
Run 3	310,7±0,1446	114,3±0,07608	114,3±0,07608	260,4±0,0659	296,2	0,9784	1,02
Run 4	309,9±0,1484	123,5±0,07834	123,5±0,07834	260,6±0,06648	296	0,9715	1,012
Run 5	311,2±0,1448	117,3±0,07677	117,3±0,07677	257,4±0,06719	295,6	0,9745	1,019
Run 6	314,4±0,1402	115,8±0,07639	115,8±0,07639	261,2±0,06538	298	0,9815	1,029
Run 7	312,1±0,1451	121,9±0,07789	121,9±0,07789	261,5±0,06594	297	0,9746	1,018
Run 8	312,4±0,1458	121,9±0,07781	121,9±0,07781	261,3±0,06622	297,1	0,9721	1,016
Run 9	308,7±0,1521	123,4±0,07821	123,4±0,07821	256,7±0,06855	294,4	0,9633	1,005
Run 10	314,4±0,1431	125±0,0787	125±0,0787	262,4±0,06542	299,2	0,9776	1,021
Run 11	311,1±0,1513	132,9±0,08102	132,9±0,08102	262,8±0,06657	297,1	0,9655	1,005
Run 12	310,1±0,1563	137,7±0,08265	137,7±0,08265	263,1±0,0671	297,3	0,9606	0,9968
Run 13	308,2±0,1444	103,8±0,074	103,8±0,074	254,5±0,06745	294,7	0,985	1,024
Run 14	310±0,1436	108,2±0,07482	108,2±0,07482	260,2±0,06528	297,1	0,9867	1,024
Run 15	310,6±0,1435	108,2±0,07479	108,2±0,07479	259,7±0,06614	294,9	0,978	1,023
Run 16	306,9±0,1496	112,7±0,07576	112,7±0,07576	259,5±0,06643	294,5	0,9753	1,012
Run 17	307,5±0,148	111,2±0,07545	111,2±0,07545	256,9±0,06711	294,6	0,9774	1,015
Run 18	311,5±0,1423	111,2±0,07543	111,2±0,07543	260,9±0,06507	298	0,9868	1,026
Run 19	309,8±0,1473	114,2±0,076	114,2±0,076	260,9±0,06594	296,5	0,9762	1,014
Run 20	309,4±0,1468	114,3±0,07607	114,3±0,07607	260,9±0,06594	295,7	0,9762	1,016
Run 21	306,8±0,1515	114,2±0,07602	114,2±0,07602	257±0,06785	293,6	0,9687	1,007
Run 22	310,7±0,1463	115,8±0,07635	115,8±0,07635	260,4±0,0659	297,5	0,9784	1,016
Run 23	311,3±0,1475	117,3±0,0766	117,3±0,0766	262,4±0,06627	296	0,9689	1,013

Parametric Table: Table 1

	h_2	h_3	h_4	h_5	h_6	s_1	s_2
Run 24	307,7±0,1608	132,8±0,08079	132,8±0,08079	262,2±0,06771	296,2	0,9575	0,9902
Run 25	307,1±0,1444	97,93±0,07294	97,93±0,07294	254,2±0,06701	296,1	0,9938	1,026
Run 26	309,2±0,1445	106,8±0,07452	106,8±0,07452	260,2±0,06528	296,9	0,9867	1,022
Run 27	309,4±0,144	105,3±0,07422	105,3±0,07422	259,7±0,06614	293,7	0,978	1,024
Run 28	305,1±0,1521	109,7±0,0751	109,7±0,0751	259,3±0,06674	293,2	0,9726	1,007
Run 29	306,6±0,1474	103,8±0,07396	103,8±0,07396	256,9±0,06711	292,9	0,9774	1,018
Run 30	310±0,1436	109,7±0,07514	109,7±0,07514	260,9±0,06507	297,2	0,9868	1,024
Run 31	307,6±0,1492	111,2±0,07539	111,2±0,07539	260,9±0,06594	295,3	0,9762	1,012
Run 32	307,4±0,1483	109,7±0,07511	109,7±0,07511	260,9±0,06594	294,3	0,9762	1,014
Run 33	306,7±0,1486	108,2±0,07481	108,2±0,07481	256,4±0,06813	291,2	0,9685	1,014
Run 34	309±0,148	114,2±0,07602	114,2±0,07602	259,5±0,06643	295,9	0,9753	1,013
Run 35	310,5±0,1452	111,2±0,07535	111,2±0,07535	262,9±0,06545	295,6	0,9759	1,019
Run 36	308,5±0,1497	115,8±0,07635	115,8±0,07635	261,1±0,06651	294,6	0,9697	1,01

Parametric Table: Table 1

	s_3	s_4	s_5	s_6	ϵ_{opt} [%]	CP_{air}	$\dot{W}_{compressor/fan/dot}$ [kW]
Run 1	0,3994	0,4235	0,9774	0,9774	3,996±0,4597	1,004±0,00002708	0,5571±0,03823
Run 2	0,4087	0,4303	0,9839	0,9839	5,639±0,4566	1,004±0,00002978	0,623±0,03827
Run 3	0,4133	0,4352	0,9784	0,9784	3,622±0,4151	1,005±0,00003301	0,6399±0,03674
Run 4	0,4417	0,4659	0,9715	0,9715	3,452±0,389	1,005±0,00003638	0,7204±0,03919
Run 5	0,4227	0,4471	0,9745	0,9745	3,717±0,446	1,004±0,00002735	0,6398±0,04403
Run 6	0,4179	0,4401	0,9815	0,9815	4,155±0,3836	1,004±0,00003023	0,6769±0,04297
Run 7	0,4368	0,4602	0,9746	0,9746	4,185±0,3483	1,005±0,0000338	0,7451±0,04279
Run 8	0,4366	0,4595	0,9721	0,9721	4,237±0,3424	1,005±0,00003714	0,779±0,0415
Run 9	0,4414	0,4671	0,9633	0,9633	3,717±0,4282	1,004±0,00002773	0,7101±0,05083
Run 10	0,4463	0,4715	0,9776	0,9776	4,182±0,3759	1,004±0,00003114	0,7759±0,05465
Run 11	0,47	0,4953	0,9655	0,9655	4,137±0,3268	1,005±0,00003421	0,8447±0,04904
Run 12	0,4843	0,5109	0,9606	0,9606	4,035±0,3201	1,005±0,00003768	0,8465±0,04504
Run 13	0,3805	0,4034	0,985	0,985	4,441±0,5045	1,004±0,0000269	0,521±0,03539
Run 14	0,3945	0,4142	0,9867	0,9867	4,002±0,4362	1,004±0,00002935	0,6129±0,03644
Run 15	0,3944	0,4136	0,978	0,978	3,631±0,3919	1,004±0,00003238	0,6588±0,03676
Run 16	0,4086	0,4284	0,9753	0,9753	4,053±0,4337	1,005±0,00003596	0,6175±0,03465
Run 17	0,4039	0,4254	0,9774	0,9774	5,076±0,4685	1,004±0,00002712	0,5992±0,03993
Run 18	0,4039	0,4253	0,9868	0,9868	3,447±0,3879	1,004±0,00003004	0,6322±0,03936
Run 19	0,4131	0,4339	0,9762	0,9762	5,019±0,3827	1,005±0,00003319	0,6991±0,03867
Run 20	0,4133	0,4334	0,9762	0,9762	4,903±0,3877	1,005±0,00003645	0,6817±0,03658
Run 21	0,4131	0,4358	0,9687	0,9687	5,499±0,4696	1,004±0,00002739	0,6507±0,04422
Run 22	0,4178	0,4395	0,9784	0,9784	3,093±0,3537	1,004±0,00003075	0,7428±0,04911
Run 23	0,4222	0,4406	0,9689	0,9689	3,209±0,3465	1,005±0,00003357	0,7577±0,04195
Run 24	0,4695	0,4935	0,9575	0,9575	4,283±0,3389	1,005±0,00003768	0,7954±0,04234
Run 25	0,3616	0,3837	0,9938	0,9938	5,188±0,5925	1,004±0,00002684	0,4379±0,03083
Run 26	0,3897	0,4093	0,9867	0,9867	3,892±0,4475	1,004±0,00002907	0,5944±0,03499
Run 27	0,385	0,4025	0,978	0,978	3,867±0,4011	1,004±0,0000322	0,6107±0,03461
Run 28	0,3991	0,4174	0,9726	0,9726	5,272±0,4216	1,005±0,0000355	0,6176±0,03401
Run 29	0,3804	0,3983	0,9774	0,9774	4,499±0,503	1,004±0,00002704	0,5535±0,03666
Run 30	0,3992	0,4198	0,9868	0,9868	3,669±0,4078	1,004±0,00002986	0,618±0,03779
Run 31	0,4037	0,4223	0,9762	0,9762	5,454±0,4197	1,005±0,0000331	0,6326±0,03527
Run 32	0,3991	0,4174	0,9762	0,9762	5,083±0,3978	1,005±0,00003655	0,6596±0,03476
Run 33	0,3944	0,4136	0,9685	0,9685	4,154±0,4682	1,004±0,00002731	0,6132±0,04144
Run 34	0,4131	0,4345	0,9753	0,9753	3,437±0,3575	1,004±0,00003053	0,7281±0,04675
Run 35	0,4036	0,4197	0,9759	0,9759	3,636±0,3584	1,005±0,00003346	0,6995±0,03856
Run 36	0,4178	0,4361	0,9697	0,9697	3,254±0,3481	1,005±0,00003725	0,747±0,0389



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
CERTIFICADO DE CUMPLIMIENTO DE LA GUÍA PARA
NORMALIZACIÓN DE TRABAJOS DE FIN DE GRADO

Fecha de entrega: 06 / 03 / 2024

INFORMACIÓN DE LOS AUTORES

Jefferson Esteban Cayambe López
Harold Lenin Centeno Amaguaya

INFORMACIÓN INSTITUCIONAL

Facultad: Mecánica

Carrera: Ingeniería Automotriz

Título a optar: Ingeniero Automotriz

Ing. Fernando Mauricio Tello Oquendo, PhD.
Director del Trabajo de Integración Curricular

Ing. Daniela Carina Vásconez Núñez, PhD.
Asesora del Trabajo de Integración Curricular