



# **ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO**

## **FACULTAD DE MECÁNICA**

### **CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

# **ESTUDIO DEL DESEMPEÑO DE UNA BOMBA DE CALOR PARA VEHÍCULOS ELÉCTRICOS EN CLIMAS DE LA REGIÓN SIERRA ECUATORIANA.**

## **Trabajo de Titulación**

Tipo: Proyecto de Investigación

Presentado para optar el grado académico de:

**INGENIERO AUTOMOTRIZ**

## **AUTORES:**

**BYRON PATRICIO ACOSTA RIVERA**

**HENRY DAVID TOAPANTA ÑATO**

Riobamba – Ecuador

2021



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**ESTUDIO DEL DESEMPEÑO DE UNA BOMBA DE CALOR PARA  
VEHÍCULOS ELÉCTRICOS EN CLIMAS DE LA REGIÓN SIERRA  
ECUATORIANA.**

**Trabajo de Titulación**

Tipo: Proyecto de Investigación

Presentado para optar el grado académico de:

**INGENIERO AUTOMOTRIZ**

**AUTORES:**

**BYRON PATRICIO ACOSTA RIVERA**

**HENRY DAVID TOAPANTA ÑATO**

**DIRECTOR:** Ing. /PhD. FERNANDO MAURICIO TELLO OQUENDO

Riobamba – Ecuador

2021


**© 2021, Byron Patricio Acosta Rivera; & Henry David Toapanta Ñato**

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

Nosotros, **Byron Patricio Acosta Rivera & Henry David Toapanta Ñato**, declaramos que el presente trabajo de titulación 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 asumo la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de titulación; el patrimonio intelectual pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

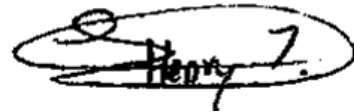
Riobamba, 15 de julio de 2021



---

**Byron Patricio Acosta Rivera**

180461976-3



---

**Henry David Toapanta Ñato**

172102742-1

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

El Tribunal del Trabajo de Titulación certifica que: El trabajo de titulación; tipo: Proyecto de Investigación, **ESTUDIO DEL DESEMPEÑO DE UNA BOMBA DE CALOR PARA VEHÍCULOS ELÉCTRICOS EN CLIMAS DE LA REGIÓN SIERRA ECUATORIANA**, realizado por el señores: **Byron Patricio Acosta Rivera, Henry David Toapanta Ñato**, ha sido minuciosamente revisado por los Miembros del Trabajo de Titulación, el mismo que cumple con los requisitos científicos, técnicos, legales, en tal virtud el Tribunal Autoriza su presentación.

	FIRMA	FECHA
Ing. José Francisco Pérez Fiallos <b>PRESIDENTE DEL TRIBUNAL</b>	_____	2021-07-15
Ing./ PhD. Fernando Mauricio Tello Oquendo <b>DIRECTOR DE TRABAJO DE TITULACIÓN</b>	_____	2021-07-15
Ing. / PhD. Daniela Carina Vásquez Núñez <b>MIEMBRO DEL TRIBUNAL</b>	_____	2021-07-15

## **DEDICATORIA**

Dedico este trabajo así como el esfuerzo efectuado a lo largo de mis estudios a mis padres Mario Acosta y Susana Rivera en retribución al sacrificio y esfuerzo realizado en todo momento, por ser el motor y parte fundamental para poder lograr mis objetivos, a mi hija Ellen y compañera de vida Nicole por ser una fuente de inspiración que con su presencia iluminan mi vida y motivan a culminar mis objetivos.

A mi abuelita Luz que sus consejos y enseñanzas me han acompañado durante toda mi vida estudiantil, a mis abuelitas Rosaura y Teresa que sus bendiciones siempre estuvieron presente por su preocupación incondicional.

Byron Acosta

Quiero dedicar este trabajo y el esfuerzo a mis padres Franklin Toapanta y María Benilda Ñato por el apoyo incondicional que me brindaron en el camino por concluir un objetivo mas en mi vida académica y profesional, por sus consejos y aliento para seguir adelante y nunca rendirme, a mis hermanos que con su apoyo nunca dejaron que me dé por vencido y cumpla mis sueños, a mis angelitos que me cuidan desde el cielo y fueron unos de mis motivos para culminar mis estudios, y sobre todo esto va dedicado a esa mujer, amiga, compañera que supo estar a mi lado en las buenas y las malas en momentos de alegría y de tristeza, gracias Stefania.

Henry Toapanta

## **AGRADECIMIENTO**

Agradezco a Dios por guiar mis pasos y ser la luz a lo largo de mis estudios, a mi familia, especialmente a mi madre y padre por la confianza y el esfuerzo que día a día realizan para verme concluir la carrera, por su apoyo perdurable en todo momento sin importar las circunstancias. A mi director Ph.D. Fernando Tello y asesora de tesis Ph.D. Daniela Vásconez por las enseñanzas y la guía para el desarrollo de mi trabajo de titulación, a mis docentes por compartir sus conocimientos en mi formación profesional.

Byron

A la Escuela de Ingeniería Automotriz de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo por haberme abierto las puertas de sus magnas aulas para poder cumplir mis sueños de llegar a ser un Ingeniero Automotriz, a mis padres por el apoyo y sacrificio que hicieron para cumplir mi carrera y mis hermanos Franklin Toapanta y Katherine Toapanta que fueron un pilar fundamental para no rendirme y seguir luchando por mis sueños, a mi compañero de tesis Byron Acosta por siempre estar pendiente y al frente de nuestro trabajo, a mi director Ph.D. Fernando Tello y asesora de tesis Ph.D. Daniela Vásconez que con su guía académica nos ayudaron a concluir de forma favorable nuestro Trabajo de Titulación.

Y un agradecimiento al Ing. Jorge Moya que supo abrirme las puertas de su taller para poder afianzar mis conocimientos con la práctica, y a mi tío Sandro Ñato que con su sabiduría supo llenar los vacíos técnicos que necesitaba para lograr ser un excelente profesional.

Henry

## TABLA DE CONTENIDO

ÍNDICE DE TABLAS.....	ix
ÍNDICE DE FIGURAS.....	x
ÍNDICE DE GRÁFICOS.....	xi
ÍNDICE DE ANEXOS.....	xii
ÍNDICE DE ABREVIATURAS.....	xiii
RESUMEN .....	xvii
SUMMARY .....	xviii
INTRODUCCIÓN .....	1

## CAPÍTULO I

<b>1</b>	<b>MARCO TEÓRICO REFERENCIAL .....</b>	<b>4</b>
<b>1.1</b>	<b>Antecedentes de la investigación.....</b>	<b>4</b>
<b>1.2</b>	<b>Movilidad.....</b>	<b>4</b>
<b>1.3</b>	<b>El vehículo eléctrico .....</b>	<b>4</b>
<b>1.4</b>	<b>Autonomía del vehículo eléctrico con relación al aire acondicionado.....</b>	<b>5</b>
<b>1.5</b>	<b>Sistemas de calefacción en vehículos eléctricos .....</b>	<b>5</b>
<b>1.5.1</b>	<i>Calefacción estacionaria.....</i>	<i>5</i>
<b>1.5.2</b>	<i>Calefacción mediante etanol.....</i>	<i>7</i>
<b>1.5.3</b>	<i>Calefacción de resistencia .....</i>	<i>7</i>
<b>1.5.4</b>	<i>Calefacción mediante el calor radiante y tecnologías de información y comunicación (TIC).....</i>	<i>8</i>
<b>1.5.5</b>	<i>Calefacción híbrida.....</i>	<i>9</i>
<b>1.6</b>	<b>Calefacción mediante bomba de calor. ....</b>	<b>9</b>
<b>1.6.1</b>	<i>Funcionamiento de una bomba de calor.....</i>	<i>11</i>
<b>1.6.2</b>	<i>Ciclo de compresión de vapor de la bomba de calor .....</i>	<i>12</i>
<b>1.6.3</b>	<i>Partes de la bomba de calor .....</i>	<i>13</i>
<b>1.6.3.1</b>	<i>Compresor .....</i>	<i>15</i>
<b>1.6.3.2</b>	<i>Aceites utilizados en compresores de aire acondicionado .....</i>	<i>17</i>
<b>1.6.3.3</b>	<i>Intercambiadores de calor.....</i>	<i>18</i>
<b>1.6.3.4</b>	<i>Accesorios de la bomba de calor.....</i>	<i>25</i>
<b>1.6.4</b>	<i>Coeficiente de eficiencia energética EER de la bomba de calor .....</i>	<i>29</i>
<b>1.6.5</b>	<i>Coeficiente de rendimiento (COP) de la bomba de calor .....</i>	<i>30</i>
<b>1.6.6</b>	<i>Rendimiento medio estacional (SPF).....</i>	<i>31</i>



1.6.7	<i>Refrigerantes</i> .....	31
1.7	<b>Clima de la región sierra ecuatoriana</b> .....	32

## CAPÍTULO II

2	<b>MARCO METODOLÓGICO</b> .....	33
2.1	<b>Obtención de datos mediante fuentes bibliográficas</b> .....	33
2.1.1	<i>Condiciones ambientales para la simulación de la bomba de calor</i> .....	33
2.1.2	<i>Información de los componentes de la bomba de calor</i> .....	34
2.2	<b>Modelo termodinámico de la bomba de calor</b> .....	35
2.2.1	<i>Herramientas tecnológicas utilizadas</i> .....	36
2.2.1.1	<i>EES solver</i> .....	36
2.2.1.2	<i>Funciones del EES utilizadas</i> .....	36
2.2.2	<i>Modelo termodinámico de los intercambiadores de calor</i> .....	37
2.2.2.1	<i>Método efectividad-NTU y LMTD</i> .....	37
2.2.2.2	<i>Perfil de temperatura en el condensador y evaporador</i> .....	39
2.2.3	<i>Modelado del condensador</i> .....	40
2.2.4	<i>Modelado del evaporador</i> .....	46
2.2.5	<i>Modelado del compresor</i> .....	51
2.3	<b>Validación del modelo de la bomba de calor</b> .....	56
2.4	<b>Análisis del desempeño del sistema de la bomba de calor en la ciudad de Quito</b> .....	58
2.4.1	<i>Determinación del factor de rendimiento estacional (SPF) a partir del método de las “bin hours” en la ciudad de Quito</i> .....	63
2.5	<b>Optimización del COP de la bomba de calor</b> .....	64

## CAPÍTULO III

3	<b>MARCO DE RESULTADOS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS</b> .....	65
3.1	<b>Validación del modelo término de la bomba de calor para vehículo eléctrico.</b> .....	65
3.1.1	<i>Análisis del condensador y evaporador</i> .....	65
3.1.2	<i>Análisis del compresor</i> .....	66
3.2	<b>Análisis del COP y calor de condensación</b> .....	68
3.3	<b>Análisis de resultados de simulación en la ciudad de Quito</b> .....	71
3.3.1	<i>Análisis del rendimiento medio estacional para la ciudad de Quito</i> .....	90
3.4	<b>Análisis de optimización del funcionamiento de la bomba de calor</b> .....	91

<b>CONCLUSIONES</b> .....	99
<b>RECOMENDACIONES</b> .....	100
<b>GLOSARIO</b>	
<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	
<b>ANEXOS</b>	

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1-1:</b>	Ventajas y desventajas de calefacción estacionaria en vehículos eléctricos. ....	6
<b>Tabla 2-1:</b>	Ventajas y desventajas de calefacción mediante etanol. ....	7
<b>Tabla 3-1:</b>	Ventajas y desventajas de calefacción mediante resistencias eléctricas. ....	8
<b>Tabla 4-1:</b>	Ventajas y desventajas de calefacción mediante bombas de calor. ....	11
<b>Tabla 5-1:</b>	Clasificación de compresores según su acoplamiento motor-compresor. ....	16
<b>Tabla 6-1:</b>	Clasificación de compresores según su operación. ....	16
<b>Tabla 1-2:</b>	Variación de temperatura ciudad de Quito. ....	33
<b>Tabla 2-2:</b>	Especificaciones del compresor. ....	34
<b>Tabla 3-2:</b>	Especificaciones del refrigerante. ....	34
<b>Tabla 4-2:</b>	Especificaciones del evaporador. ....	35
<b>Tabla 5-2:</b>	Especificaciones del condensador. ....	35
<b>Tabla 6-2:</b>	Coeficientes de la ecuación lineal. ....	52
<b>Tabla 7-2:</b>	Coeficientes de la función logarítmica. ....	54
<b>Tabla 8-2:</b>	Datos experimentales utilizados en la validación de modelo de la BC. ....	57
<b>Tabla 9-2:</b>	Temperaturas interiores del vehículo [°C], en la ciudad de Quito a lo largo de un año. ....	59
<b>Tabla 10-2:</b>	Temperaturas ambiente [°C] de la ciudad de Quito a lo largo de un año. ....	60
<b>Tabla 11-2:</b>	Matriz de temperaturas promedio utilizadas en la simulación de la bomba de calor. ....	61
<b>Tabla 12-2:</b>	Matriz de temperatura interior [°C], para la simulación mensual. ....	63
<b>Tabla 13-2:</b>	Matriz de temperatura ambiente [°C], para la simulación mensual. ....	63
<b>Tabla 14-2:</b>	Número de horas promedio en un año. ....	64
<b>Tabla 1-3:</b>	Resultados COP de diferentes pruebas para validación. ....	68
<b>Tabla 2-3:</b>	Resultados capacidad calorífica para validación. ....	68
<b>Tabla 3-3:</b>	Dimensiones del condensador y evaporador ajustadas en el modelo. ....	71
<b>Tabla 4-3:</b>	Resultado simulación con temperaturas promedias anuales. ....	72
<b>Tabla 5-3:</b>	Resultados de la simulación con temperaturas promedios. ....	74
<b>Tabla 6-3:</b>	Resultado simulación con temperaturas promedios anuales, $V_c=0.000113 \text{ m}^3$ ...	76
<b>Tabla 7-3:</b>	Resultado simulación con temperaturas promedios mensuales. ....	83
<b>Tabla 8-3:</b>	COP máximo en diferentes horas según mes. ....	89
<b>Tabla 9-3:</b>	COP mínimo en diferentes horas según mes. ....	90
<b>Tabla 10-3:</b>	Rendimiento medio estacional para la ciudad de Quito. ....	91
<b>Tabla 11-3:</b>	COP máximo para diferentes horas del día en la ciudad del Quito. ....	92
<b>Tabla 12-3:</b>	Cálculo SPF variando SC en diferentes casos. ....	97
<b>Tabla 13-3:</b>	Cálculo SPF variando SH en diferentes casos. ....	98

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1-1:</b> Sistema de calefacción de vehículo i-MiEV .....	6
<b>Figura 2-1:</b> Calefacción de resistencia .....	8
<b>Figura 3-1:</b> Calefacción mediante bomba de calor .....	9
<b>Figura 4-1:</b> Esquema bomba de calor .....	10
<b>Figura 5-1:</b> Funcionamiento de bomba de calor .....	12
<b>Figura 6-1:</b> Ciclo bomba de calor, diagrama de Mollier .....	13
<b>Figura 7-1:</b> Sistema de calefacción por bomba de calor vehículo Hyundai y KIA .....	14
<b>Figura 8-1:</b> Bomba de calor de vehículo KIA SOUL EV .....	15
<b>Figura 9-1:</b> Partes principales de funcionamiento del compresor .....	17
<b>Figura 10-1:</b> Intercambiador de calor tubular .....	18
<b>Figura 11-1:</b> Intercambiador de calor de placas .....	19
<b>Figura 12-1:</b> Intercambiador de calor de carcasa y tubos .....	19
<b>Figura 13-1:</b> Intercambiador de calor tipo tubo espiral .....	20
<b>Figura 14-1:</b> Intercambiador de calor tipo flujo paralelo .....	20
<b>Figura 15-1:</b> Intercambiador de calor tipo Contraflujo .....	21
<b>Figura 16-1:</b> Intercambiador de calor tipo flujo cruzado .....	21
<b>Figura 17-1:</b> Intercambiadores de un solo paso y de múltiples pasos .....	22
<b>Figura 18-1:</b> Intercambiador de calor de tubos y aletas .....	23
<b>Figura 19-1:</b> Intercambiador de calor de micro canal .....	24
<b>Figura 20-1:</b> Válvula de expansión termostática .....	24
<b>Figura 21-1:</b> Válvula de tubo de orificio fijo .....	25
<b>Figura 22-1:</b> Filtro deshidratador .....	26
<b>Figura 23-1:</b> Acumulador de líquido .....	26
<b>Figura 24-1:</b> Filtro de aceite .....	27
<b>Figura 25-1:</b> Acumulador de succión .....	27
<b>Figura 26-1:</b> Válvula solenoide .....	28
<b>Figura 27-1:</b> Válvula de tres vías .....	28
<b>Figura 28-1:</b> Bomba de calor con válvula de 4 vías sistema de calefacción .....	29
<b>Figura 29-1:</b> Enfriador sistema de calefacción .....	29
<b>Figura 1-2:</b> Distribución de temperatura en un intercambiador de calor a contraflujo .....	38
<b>Figura 2-2:</b> Perfil de temperaturas del condensador .....	39
<b>Figura 3-2:</b> Perfil de temperatura del evaporador .....	40
<b>Figura 4-2:</b> Perfil de temperatura del condensador modelado .....	40
<b>Figura 5-2:</b> Perfil de temperatura del evaporador modelado .....	47
<b>Figura 6-2:</b> Esquema del modelo de la bomba de calor .....	56

## ÍNDICE DE GRÁFICOS

<b>Gráfico 1-2:</b>	Eficiencia volumétrica vs relación de presión del compresor .....	51
<b>Gráfico 2-2:</b>	Eficiencia isentrópica vs relación de presión del compresor.....	52
<b>Gráfico 3-2:</b>	Coefficiente de corrección eficiencia volumétrica A1.....	53
<b>Gráfico 4-2:</b>	Coefficiente de corrección eficiencia volumétrica B1.....	53
<b>Gráfico 5-2:</b>	Coefficiente de corrección eficiencia isentrópica C1 .....	55
<b>Gráfico 6-2:</b>	Coefficiente de corrección eficiencia isentrópica D1 .....	55
<b>Gráfico 7-2 :</b>	Temperatura interior del vehículo en un año por hora .....	62
<b>Gráfico 1-3:</b>	Perfil de temperaturas del evaporador.....	65
<b>Gráfico 2-3:</b>	Perfil de temperaturas del condensador.....	66
<b>Gráfico 3-3:</b>	Eficiencia isentrópica del compresor.....	67
<b>Gráfico 4-3:</b>	Eficiencia volumétrica del compresor.....	67
<b>Gráfico 5-3:</b>	Pruebas realizadas para validación de COP .....	69
<b>Gráfico 6-3:</b>	Pruebas realizadas para validación de capacidad calorífica .....	69
<b>Gráfico 7-3:</b>	Validación COP.....	70
<b>Gráfico 8-3:</b>	Validación capacidad calorífica .....	70
<b>Gráfico 9-3:</b>	Cilindrada óptima.....	75
<b>Gráfico 10-3:</b>	Diagrama P-h del ciclo de compresión de vapor en una BC punto nominal.....	77
<b>Gráfico 11-3:</b>	COP vs. temperatura interior del vehículo .....	78
<b>Gráfico 12-3:</b>	COP vs diferencia de temperatura (aire interior-seteo).....	78
<b>Gráfico 13-3:</b>	Rp vs COP.....	79
<b>Gráfico 14-3:</b>	COP vs temperatura de condensación y descarga .....	80
<b>Gráfico 15-3:</b>	Velocidad del compresor vs. temperatura interior del vehículo.....	80
<b>Gráfico 16-3:</b>	Velocidad del compresor vs Rp, Q .....	81
<b>Gráfico 17-3:</b>	Rpm vs Temperatura de condensación y descarga.....	82
<b>Gráfico 18-3:</b>	Variación del coeficiente de rendimiento por mes .....	89
<b>Gráfico 19-3:</b>	Variación del COP vs subenfriamiento .....	92
<b>Gráfico 20-3:</b>	Perfil de temperatura del condensador en el punto nominal .....	93
<b>Gráfico 21-3:</b>	Perfil de temperatura del condensador correspondiente a las 6:00H.....	94
<b>Gráfico 22-3:</b>	Perfil de temperatura del condensador correspondiente a las 19:00H.....	94
<b>Gráfico 23-3:</b>	COP vs SH .....	95
<b>Gráfico 24-3:</b>	Temperatura de descarga, condensado, evaporación vs SH.....	95
<b>Gráfico 25-3:</b>	Capacidad calorífica y consumo vs sobrecalentamiento .....	96
<b>Gráfico 26-3:</b>	Eficiencia volumétrica e isentrópica vs sobrecalentamiento .....	96
<b>Gráfico 27-3:</b>	Flujo másico vs sobrecalentamiento.....	97

## ÍNDICE DE ANEXOS

- ANEXO A:** EFECTIVIDAD EN FUNCIÓN DE NTU Y RELACIÓN DE CAPACIDAD
- ANEXO B:** EFECTIVIDAD EN FUNCIÓN DE EFICACIA Y RELACIÓN DE CAPACIDAD
- ANEXO C:** DATOS DE EFICIENCIA ISENTRÓPICA
- ANEXO D:** DATOS DE EFICIENCIA VOLUMÉTRICA
- ANEXO E:** CORRELACIONES CONVECCIÓN FORZADA FLUJO EXTERNO PERPENDICULAR.
- ANEXO F:** FORMAS COMUNES DE ALETAS CON SUS RESPECTIVAS EFICIENCIAS.
- ANEXO G:** CORRELACIONES PARA CONVECCIÓN FORZADA FLUJO INTERNO
- ANEXO H:** DATOS DE SIMULACIÓN PARA OPTIMIZACIÓN SOBRECALENTAMIENTO
- ANEXO I:** SIMULACIÓN VARIANDO SC CASO DE 8760 HORAS
- ANEXO J:** SIMULACIÓN VARIANDO SH CASO DE 8760 HORAS
- ANEXO K:** SIMULACIÓN VARIANDO SC CASO DE 4015 HORAS
- ANEXO L:** SIMULACIÓN VARIANDO SH CASO DE 4015 HORAS

## ÍNDICE DE ABREVIATURAS

$A_{s,fin,tot}$	Área total del intercambiador con aletas	[m <sup>2</sup> ]
$A_{s,unfin}$	Área del intercambiador sin aletas	[m <sup>2</sup> ]
$A_{tot}$	Superficie del lado del aire	[m <sup>2</sup> ]
$COP$	Coficiente de rendimiento	[-]
$COP_{rv}$	Coficiente de rendimiento para un ciclo reversible	[-]
$C_{air}$	Capacidad calorífica	[J/kg K]
$C_{R,sh}$	Capacidad calorífica específica del refrigerante sobrecalentamiento	[J/kg K]
$C_{R,sc}$	Capacidad calorífica específica del refrigerante subenfriamiento	[J/kg K]
$\dot{C}_H$	Taza de capacitancia fría	[J/s K]
$\dot{C}_C$	Taza de capacitancia caliente	[J/s K]
$\dot{C}_{min}$	Capacitancia mínima del fluido	[J/s K]
$\dot{C}_{air,sat}$	Taza de capacitancia de aire en condensación	[J/s K]
$\dot{C}_{R,sc}$	Taza de capacitancia en la sección de subenfriamiento	[J/s K]
$\dot{C}_{min,sc}$	Tasa de capacitancia mínimo en subenfriamiento	[J/s K]
$\dot{C}_{min,sh}$	Tasa de capacitancia mínimo en recalentado	[J/s K]
$\dot{C}_{R,sh}$	Capacitancia en recalentamiento	[J/s K]
$\dot{C}_{air,sh}$	Capacitancia del aire en recalentamiento	[J/s K]
$\dot{C}_{air,sc}$	Taza de capacitancia en la zona de subenfriamiento	[J/s K]
$D_{out}$	Diámetro exterior del tubo	[m]
$D_{in}$	Diámetro interno	[m]
$F_{sh}$	Fracción del intercambiador de calor requerida para recalentamiento	[-]
$F_{sc}$	Fracción del intercambiador de calor requerida para subenfriamiento	[-]
$F_{sat}$	Fracción de intercambiador para condensación	[-]
$i_{R,out}$	Entalpía de salida del condensador	[kJ/kg]
$i_{R,v,sat}$	Entalpía de vapor saturado	[kJ/kg]
$i_{r,in}$	Entalpía de entrada del condensador	[kJ/kg]
$i_{R,l,sat}$	Entalpía en punto líquido saturado	[kJ/kg]
$L$	Longitud del intercambiador en dirección del aire	[m]
$L_{tube}$	Longitud total del tubo	[m]
$L_{sh}$	Longitud del tubo en recalentado	[m]
$L_{sc}$	Longitud de tubo en subenfriamiento	[m]
$L_{sat}$	Longitud para condensación	[m]
$\dot{m}_R$	Flujo másico de refrigerante	[kg/s]

$\dot{m}_{air}$	Flujo másico del aire	[kg/s]
$NTU_{sc}$	Número de unidades de transferencia subenfriado	[-]
$NTU_{sh}$	Número de unidades de transferencia recalentado	[-]
$NTU_{sat}$	Número de unidades de transferencia saturado	[-]
$NTU_{app}$	Número de unidades de transferencia total	[-]
$N_{t,row}$	Numero de filas	[-]
$HX$	Intercambiador de Calor	[-]
BC	Bomba de calor	[-]
$N_{t,col}$	Numero de columnas	[-]
$\eta_o$	Eficiencia total superficie	[-]
$\eta_{fin}$	Eficiencia de la aleta	[-]
$\eta_s$	Eficiencia isentrópica	[-]
$\eta_v$	Eficiencia volumétrica	[-]
$n$	Régimen de giro del compresor	[rpm]
$P_{ds}$	Compresión de descarga	[-]
$P_{as}$	Compresión de aspiración	[-]
$Q_{ev}$	Potencia térmica absorbida por el evaporador del exterior	[kW]
$Q_{cd}$	Potencia cedida por el condensador al interior del vehículo	[kW]
$\dot{q}_{max,sat}$	Máxima transferencia de calor en condensación	[kW]
$\dot{q}_{sc,max}$	Transferencia de calor máxima en subenfriamiento	[kW]
$\dot{q}_{sc}$	Transferencia de calor real en subenfriamiento	[kW]
$\dot{q}_{con}$	Capacidad total de condensado	[kW]
$\dot{q}_{sh}$	Transferencia de calor en recalentado	[kW]
$\dot{q}_{app}$	Transferencia de calor real	[kW]
$\dot{q}_{max,app}$	Transferencia de calor posible	[kW]
$\dot{q}_{sat}$	Transferencia de calor en condensado	[kW]
$\dot{q}_{max,sh}$	Máxima transferencia de calor en recalentado	[kW]
$R_p$	Relación de presión	[-]
$R_{out,sh}$	Resistencia exterior en sobrecalentado	[m <sup>2</sup> K/W]
$R_{out}$	Resistencia térmica total lado del aire	[m <sup>2</sup> K/W]
$R_{out,sc}$	Resistencia sección subenfriamiento	[m <sup>2</sup> K/W]
$R_{R,sc}$	Resistencia interna lado del refrigerante	[m <sup>2</sup> K/W]
$R_{R,sh}$	Resistencia refrigerante sección recalentado	[m <sup>2</sup> K/W]
$R_{sh}$	Resistencia total en recalentado	[m <sup>2</sup> K/W]
$R_{sat}$	Resistencia total en la región de condensado	[m <sup>2</sup> K/W]



$R_{sc}$	Resistencia total en subenfriamiento	[m <sup>2</sup> K/W]
$R_{R,sat}$	Resistencia refrigerante en condensación	[m <sup>2</sup> K/W]
$R_{out,sat}$	Resistencia exterior para condensado	[m <sup>2</sup> K/W]
$T$	Temperatura media	[°C]
$T_{ev}$	Temperatura de evaporación	[°C]
$T_{cd}$	Temperatura de condensación	[°C]
$T_{H,in}$	Temperatura de entrada del fluido caliente	[°C]
$T_{H,out}$	Temperatura de salida del fluido caliente	[°C]
$T_{C,in}$	Temperatura de entrada del fluido frío	[°C]
$T_{C,out}$	Temperatura de salida del fluido frío	[°C]
$T_{R,in}$	Temperatura entrada de aire	[°C]
$T_{air,in}$	Temperatura salida de aire	[°C]
$T_{R,sh}$	Temperatura promedio en zona de recalentamiento	[°C]
$T_{R,sat}$	Temperatura refrigerante saturada en recalentamiento	[°C]
$\bar{T}_{R,sc}$	Temperatura media del líquido subenfriado	[°C]
$th_{fin}$	Espesor de la aleta	[m]
$UA_{sat}$	Conductancia requerida para condensación	[J/s K]
$UA_{sc}$	Conductancia zona de subenfriamiento	[J/s K]
$UA_{pp}$	Conductancia total	[J/s K]
$UA_{sh}$	Conductancia en recalentado	[J/s K]
$\epsilon_{sat}$	Efectividad en zona de condensación	[-]
$\epsilon_{sc}$	Eficacia en la sección de subenfriamiento	[-]
$\epsilon_{sh}$	Efectividad sección recalentamiento	[-]
$\epsilon_{app}$	Efectividad	[-]
$\bar{h}_{out}$	Coefficiente de transferencia de aire	[W/m <sup>2</sup> K]
$\bar{h}_{R,sc}$	Coefficiente de transferencia de calor líquido subenfriado	[W/m <sup>2</sup> K]
$\bar{h}_{R,sat}$	Coefficiente de transferencia de calor líquido saturado	[W/m <sup>2</sup> K]
$\bar{h}_{R,sh}$	Coefficiente de transferencia de calor promedio en sobrecalentamiento	[W/m <sup>2</sup> K]
$\dot{V}_{air}$	Caudal volumétrico de aire	[m <sup>3</sup> /s]
$W$	Ancho	[m]
$K_m$	Conductividad cobre	[W/m K]
$P_{fin}$	Aleta	[m]
$H$	Altura	[m]
$\rho_{air}$	Densidad del aire	[kg/m <sup>3</sup> ]
$r_{fin,eff}$	Radio efectivo	[m]

$\pi$	Pi	[-]
<i>SPF</i>	Rendimiento medio estacionario	[-]
SC	subenfriamiento	[K]
SH	Sobrecalentamiento	[K]

### **Subíndice**

<i>air</i>	Aire
<i>app</i>	Aproximado
<i>C</i>	Caliente
<i>cp</i>	Compresor
<i>eff</i>	Efectivo
<i>fin</i>	Aleta
<i>H</i>	Frío
<i>in</i>	Entrada
<i>l</i>	Líquido
<i>max</i>	Máximo
<i>min</i>	Mínimo
<i>out</i>	Salida
<i>R</i>	Refrigerante
<i>rv</i>	Ciclo reversible
<i>sat</i>	Saturado
<i>s, fin. tot</i>	Intercambiador con aletas
<i>s, unfin</i>	Intercambiador sin aletas
<i>tot</i>	Lado del aire
<i>tube</i>	Tubo
<i>t, col</i>	Columnas
<i>t, row</i>	Filas
<i>v</i>	Vapor
0	Superficie

## RESUMEN

El principal objetivo de este trabajo fue estudiar el rendimiento de una bomba de calor (BC) para vehículos eléctricos en climas de la región sierra ecuatoriana. Para ello, se implementó un modelo termodinámico del sistema, ejecutando varias pruebas para su validación y posterior simulación. La identificación de los datos preliminares para la modelación del sistema se da mediante fuentes bibliográficas, el modelo del sistema consideró las transformaciones termodinámicas dentro de un ciclo de compresión de vapor, cada componente del sistema se modeló teniendo en cuenta: tamaño, eficiencia y capacidad. El modelo de la bomba de calor fue validado con datos de la literatura. Se realizaron simulaciones del funcionamiento del sistema, para lo cual se cuenta con una base de datos anual de las temperaturas exteriores e interiores del vehículo. Se realizaron simulaciones generales para 11 puntos correspondientes a las horas en donde mayormente el usuario utiliza el sistema de calefacción, también se realizaron simulaciones mensuales con los mismos puntos. Se calculó el rendimiento medio estacional mediante el método de las “*bin hours*”, utilizando las temperaturas ambientes de un año de la ciudad de Quito. Finalmente, se realizó la optimización del sistema mediante la variación tanto del subenfriamiento y el sobrecalentamiento, en donde se encontraron puntos que el sistema experimenta un COP máximo. Los resultados muestran que, para la simulación general a una temperatura nominal exterior de 13.89 °C, se obtuvo un COP de 3.594. Si el sistema trabajara de manera constante tiene un rendimiento medio anual de 3.8. En las simulaciones por meses se hallaron las diferentes épocas en donde el COP toma valores máximos y mínimos a diferentes horas del día. Finalmente, en la optimización se hallaron un subenfriamiento y sobrecalentamientos óptimos de 7.332 K y 15 K, respectivamente, en condiciones nominales de funcionamiento.

**Palabras clave:** <BOMBA DE CALOR>, <CAPACIDAD CALORÍFICA>, <CONSUMO>, <RENDIMIENTO>, <PROCESO TERMODINÁMICO>, <FLUJO MÁSSICO>



Firmado electrónicamente por:  
**HOLGER GERMAN  
RAMOS UVIDIA**

1634-DBRA-UPT-2021

2021-08-24

## SUMMARY

This work aims to study the performance of a heat pump (HP) for electric vehicles operating in the Ecuadorian highland region climates. It was implemented a thermodynamic model of the system, running several tests for its validation and subsequent simulation. The identification of preliminary data carried out for the modeling of the system was developed through a bibliographic review of similar studies. The model of the heat pump was implemented considering thermodynamic transformations within a cycle of vapor compression. Each component was modeled taking into account: size, efficiency, and capacity. The heating pump model was validated with the literature data. The model predicts the performance of a heat pump for various outdoor conditions. Simulations of the operation of the heating pump were carried out with an annual database of the outdoor and indoor temperatures of the vehicle. It was performed general simulations for eleven points corresponding to the hours when the heating system is mostly used, and also monthly simulations with the same points. Average seasonal performance was also calculated using the "bin hours" method, using the one-year outdoor temperatures of Quito city. A system optimization study was done by the variation of both subcooling at the condenser output and overheating at the evaporator output. There were found points where the system experiences a maximum COP. The results show that for general simulation at an outdoor nominal temperature of 13.89°C was obtained a COP of 3,594. If the heat pump worked consistently it would have an average annual yield of 3.8. Moreover, in monthly simulations, it was found different times where the COP takes high and low values at different hours of the day. Finally, it was found in the optimization an ideal subcooling and overheating of 7,332 K and 15 K respectively, for the nominal operating condition.

Keywords: <ELECTRIC VEHICLES>, <HEAT PUMP>, <MODELING>, <PERFORMANCE>, <SIMULATION>, <OPTIMIZATION >



Firmado electrónicamente por:  
**PATRICIA PILAR**  
**MOYOTA AMAGUAYA**

## **INTRODUCCIÓN**

En la actualidad, los vehículos eléctricos han tomado un papel importante por sus beneficios en lo que concierne a contaminación debido a la utilización de energía amigable con el medio ambiente, especialmente en nuestro país la inserción de estos vehículos es cada vez mayor representando un gran avance tecnológico (Ortiz & Eduardo, 2018).

El impacto ambiental ocasionado por vehículos que utilizan motores de combustión interna ha llevado a la innovación de vehículos eléctricos. A nivel mundial y particularmente en el Ecuador, la inserción de vehículos eléctricos es cada vez mayor debido a las prestaciones ambientales que estos otorgan; sin embargo, los vehículos eléctricos no cuentan con una fuente principal de calor para ser utilizada como fuente de calefacción para el interior del vehículo, como generalmente los vehículos de combustión interna lo realizan, la autonomía de los vehículos eléctricos tienen un alcance limitado y requieren un tiempo prolongado para recargar sus baterías; por lo tanto, el consumo de sus accesorios tales como el sistema de calefacción debe ser eficiente para evitar el consumo excesivo de energía proveniente de la batería (Valera, 2011). En nuestro país existen regiones como la sierra en donde las temperaturas descienden a tal punto que la utilización del aire acondicionado o calefacción se vuelve indispensable para mantener un confort térmico y niveles de concentración adecuados.

La utilización del sistema de calefacción en vehículos eléctricos afecta principalmente a la autonomía de las baterías. No existen estudios que analicen el rendimiento y desempeño del sistema de calefacción basados en bombas de calor bajo condiciones ambientales de la sierra ecuatoriana, por lo tanto, es necesario realizar un análisis mediante modelación y simulación del sistema de calefacción de un vehículo eléctrico en la región sierra del Ecuador y de esta manera establecer su rendimiento, y posteriormente analizar un punto óptimo de acuerdo a la variación del subenfriamiento y sobrecalentamiento del sistema.

## **JUSTIFICACIÓN**

En la región sierra del Ecuador se encuentran temperaturas que van de 7 °C a los 21 °C promedio, teniendo como peculiaridad de esta región temperaturas extremas, lo que conlleva a experimentar varios cambios de temperatura durante un mismo día. En este contexto, el uso del sistema de calefacción en temperaturas bajas es de suma importancia para mantener el confort térmico del conductor y de los ocupantes en un vehículo eléctrico (Wordpress, 2012). Varios autores analizan el desempeño de bombas de calor en vehículos eléctricos en términos del COP del ciclo y capacidad de calefacción. Cuevas y Lemort (2016a) desarrollaron un estudio experimental basado en una bomba de calor reversible obteniendo valores de COP entre 2.0 y 1.48, permitiendo ingresar al habitáculo temperaturas superiores a los 20 °C. Sin embargo, los estudios encontrados en la literatura analizan el rendimiento de bombas de calor trabajando en climas de Europa, Asia y América del Norte, los cuales son notablemente diferentes a las de Ecuador.

## **OBJETIVOS**

### **Objetivo General**

Estudiar el rendimiento de una bomba de calor para vehículos eléctricos operando en climas de la región sierra ecuatoriana.

### **Objetivos específicos**

- Realizar una revisión bibliográfica sobre sistemas de calefacción para vehículos eléctricos.
- Implementar un modelo termodinámico de una bomba de calor para vehículos eléctricos.
- Validar el modelo de bomba de calor con datos de fuentes bibliográficas.
- Evaluar el desempeño de la bomba de calor operando bajo condiciones ambientales de la sierra ecuatoriana.
- Estudiar los parámetros de funcionamiento (sobrecalentamiento y subenfriamiento) que permitan optimizar el COP del sistema.

El presente trabajo está estructurado en tres capítulos, en donde el capítulo uno se encuentra orientado a un análisis bibliográfico correspondiente a estudios similares de sistemas de calefacción utilizados en vehículos eléctricos, así como una revisión al sistema de bombas de calor para dichos vehículos. En el capítulo dos se desarrolla un análisis de las diferentes metodologías utilizadas para el modelado del sistema de bomba de calor, así como la metodología utilizada para validación, simulación, análisis del rendimiento medio estacional y optimización. En el capítulo tres se aborda un análisis de los resultados encontrados mediante esta investigación.

## CAPÍTULO I

### 1 MARCO TEÓRICO REFERENCIAL

#### 1.1 Antecedentes de la investigación

El impacto ambiental ocasionado por vehículos basados en petróleo ha llevado a la innovación de vehículos eléctricos, sin embargo, en autonomía muchos de los vehículos eléctricos tienen un alcance limitado y requieren un tiempo prolongado para recargar sus baterías, por lo tanto, el consumo de sus accesorios tales como el sistema de calefacción debe ser eficiente y evitar el consumo excesivo de energía proveniente de la batería, según (Jesús Pich, 2015a), varias soluciones se han venido efectuando a lo largo del tiempo siendo una de ellas la implementación de la bomba de calor, lo cual, se han hallado varios estudios relacionados con su rendimiento (Cuevas y Lemort 2016a), Feng, (2015). Analizan y obtienen datos experimentales del funcionamiento en vehículos eléctricos, sin embargo, las condiciones ambientales en las cuales se analizan son diferentes a las de la sierra ecuatoriana.

#### 1.2 Movilidad

La movilidad se encuentra relacionada con la distancia recorrida, la cual se puede dar a través de diferentes medios, esto se puede referir al transporte de personas, materiales e inclusive información de tal manera que cumple su propósito de ir de un lugar de origen inicial a uno de llegada final. (Kreuzer & Wilmsmeier, 2014, p. 23)

#### 1.3 El vehículo eléctrico

Un vehículo eléctrico es aquel que se encuentra impulsado de forma parcial o total por electricidad, la misma, que utiliza energía química almacenada en baterías que se recargan de manera sencilla en la red eléctrica, tanto en el hogar como en lugar diseñado para brindar carga a este tipo vehículos, el sistema de propulsión va acompañado de diferentes tipos de elementos lo que nos permiten gestionar su propia energía y así brindar las mismas comodidades que se ofrece en vehículos con motores de combustión interna. Los motores eléctricos reutilizan la energía generada en los frenos, obteniendo mayor eficiencia que los vehículos convencionales, la principal característica de estos vehículos es su eficiencia y presentan una tecnología amigable con el medio ambiente, la innovación de estos automóviles presenta una oportunidad hacia la industria tanto para su desarrollo en el campo de automoción, generación de energía y a la



invención de nuevos mecanismos o sistemas que sean capaces de consumir la menor cantidad de energía de sus baterías. (Carballo & Déniz, 2013, p. 10)

#### **1.4 Autonomía del vehículo eléctrico con relación al aire acondicionado**

Usar la calefacción o el aire acondicionado conlleva a una reducción en la autonomía de los vehículos eléctricos, produciendo inconvenientes en el desgaste de sus baterías. El uso del sistema de aire acondicionado en un vehículo eléctrico conlleva a la reducción de un 10 %, o en ocasiones el valor puede ser mayor dependiendo del sistema de calefacción con el que cuente el vehículo. Un automóvil con un sistema de calefacción eficiente tendrá un recorrido mayor que un sistema deficiente es decir que el sistema de aire acondicionado se encuentra estrechamente ligado a la autonomía de este. En los vehículos de combustión interna al accionar su sistema de calefacción, éste se verá levemente reflejado en el consumo de combustible, por otro lado, en el vehículo eléctrico será estrictamente reflejado en la autonomía de las baterías. (Haro, 2017)

#### **1.5 Sistemas de calefacción en vehículos eléctricos**

Un vehículo eléctrico funciona con una temperatura aproximada de 50 °C teniendo gran influencia dicho valor en la calefacción del interior del vehículo. En sus inicios los primeros vehículos no se encontraban equipados con este tipo de accesorio debido principalmente al impacto que tendría en la autonomía del vehículo, posicionándose la calefacción como un lujo en este tipo de transportes ecológicos, sin embargo, en la actualidad es indispensable que el vehículo esté equipado con este equipo debido a la comodidad de sus ocupantes, siendo parte de la seguridad activa de las personas en su interior.

En los últimos años se han venido implementando una serie de alternativas para suplir las necesidades de calefacción en vehículos eléctricos, teniendo en cuenta siempre obtener el menor impacto en la autonomía del vehículo. A continuación, se presentan varias alternativas que se han implementado para sistemas de calefacción en los vehículos eléctricos. (García, 2019).

##### **1.5.1 Calefacción estacionaria**

Para la obtención de una fuente de calor, en los primeros vehículos eléctricos se vio la necesidad de equiparlos con un sistema de calefacción estacionaria y ésta, a su vez está equipada con un depósito pequeño de combustible ya sea de gasolina o diésel. Este sistema es mayormente utilizado en auto caravanas y la función que cumplen es similar a las calefacciones utilizadas en

los hogares. El carburante alimenta al quemador mientras este, a su vez, proporciona una llama calentando el circuito hidráulico, el cual se encuentra conectado con el intercambiador de calor (Jesús Pich, 2015b). Las temperaturas de salida de este sistema varían de 80 a 120 °C, produciendo un riesgo considerable a las partes cercanas del sistema, por ello este sistema se utiliza mayormente como un sistema auxiliar para aportar calor a los pasajeros que se encuentran en la parte posterior de vehículos como busetas, furgonetas con cabina de mayores proporciones. En la tabla 1-1 se muestran las ventajas y desventajas de dicho sistema.

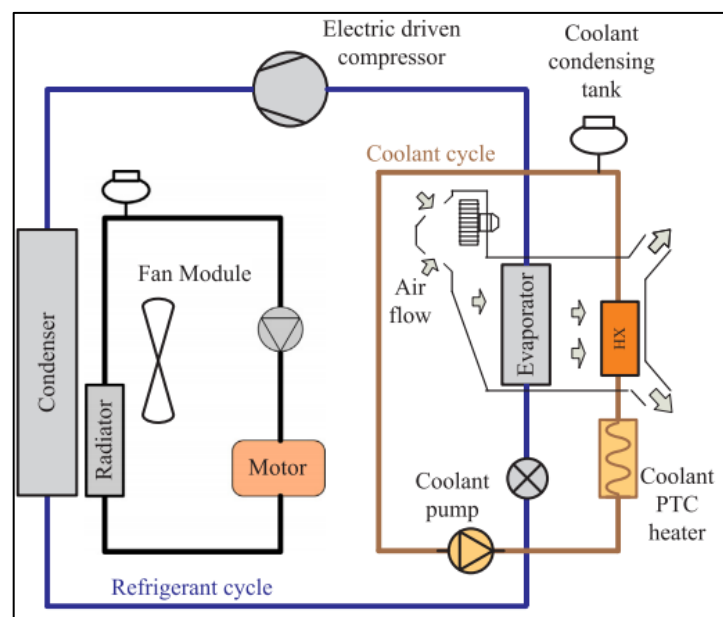
**Tabla 1-1:** Ventajas y desventajas de calefacción estacionaria en vehículos eléctricos.

Ventajas	Desventajas
Alta eficiencia térmica	No debe considerarse como un verdadero subsistema de vehículo de cero emisiones.
No depende de la energía principal de la batería del vehículo.	Utiliza productos carburantes.

Fuente:(Jesús Pich, 2015)

Realizado por: Acosta, B., Toapanta. H., 2021

En el trabajo realizado por (Jaracz, 2013) se realiza un cambio en el sistema de aire acondicionado para vehículo eléctrico Mitsubishi modelo (i-MiEV), representado en la figura 1-1, a un sistema estacionario debido a las prestaciones en lo que tiene que ver con autonomía del vehículo eléctrico, sin embargo, al estar haciendo uso de combustibles fósiles, en parte se está contribuyendo a la contaminación ambiental, siendo así un retroceso a la innovación y objetivo de los vehículos eléctricos.



**Figura 1-1:** Sistema de calefacción de vehículo i-MiEV

Fuente: (Zhenying Zhang et al., 2018)

### 1.5.2 *Calefacción mediante etanol*

El vehículo eléctrico C30 de la marca Volvo usa etanol, el cual es útil para calentar el interior del habitáculo mediante quemadores. El etanol se encuentra alojado en un depósito que debe ser rellenado. El etanol al tener un poder energético de 6 kW/h, se vuelve óptimo para el sistema de calefacción. Según los estudios realizados por la marca Volvo, con una cantidad de 14 litros se podría aportar un ambiente óptimo en climas en donde las temperaturas sean bajas, tales como cero grados; su funcionamiento es similar al sistema de calefacción estacionaria. (Jesús Pich, 2015c)

Las principales ventajas y desventajas de este sistema de calefacción se pueden encontrar en la tabla 2-1.

**Tabla 2-1:** Ventajas y desventajas de calefacción mediante etanol.

<b>Ventajas</b>	<b>Desventajas</b>
Aporta una buena y superior temperatura de eficiencia.	No deben considerarse como un verdadero subsistema de vehículo de cero emisiones.
No depende de la energía principal de la batería del vehículo por lo tanto la autonomía del vehículo no se ve afectada en gran medida.	Utiliza productos carburantes, el sistema tiene dependencia de un combustible.

**Fuente:** (Jesús Pich, 2015)

**Realizado por:** Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

### 1.5.3 *Calefacción de resistencia*

En la actualidad, una solución que se ha tomado para sistemas de calefacción en vehículos eléctricos consiste en la utilización de resistencias que son alimentadas eléctricamente, las cuales son útiles para aportar calor al refrigerante que circula a través del sistema de calefacción. Al momento que el vehículo se encuentra en marcha y a medida que el conductor active la calefacción, las resistencias entrarán en funcionamiento. Por lo general, las resistencias se encuentran conectadas al alto voltaje es decir trabajan con un voltaje de 150 a 400 V, por lo tanto, su manipulación representa una importante atención. (Jesús Pich, 2015d)

Algunas de las ventajas y desventajas de este sistema de calefacción se muestran en la tabla 3-1 mientras que en la figura 2-1 se evidencia el esquema del sistema de calefacción por resistencia en donde se puede apreciar que se encuentra ligado principalmente con la batería del vehículo. El vehículo eléctrico i-MIEV de Mitsubishi utiliza como componente clave para la calefacción un calentador de tipo PTC de 7.4 Kg, con una capacidad de calentamiento de 5 kW que funciona

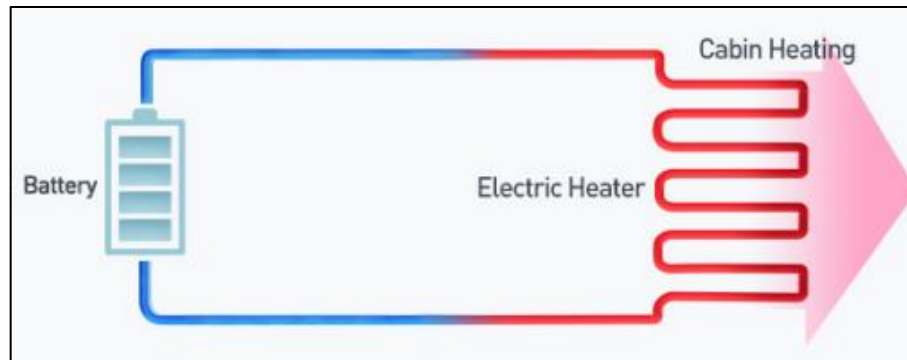
en un rango de corriente directa de 220 a 400 V y su rendimiento de calefacción es un tanto similar a un vehículo de combustión interna en iguales condiciones, influyendo en la velocidad crucero de vehículo eléctrico. (Miev,2015)

**Tabla 3-1:** Ventajas y desventajas de calefacción mediante resistencias eléctricas.

Ventajas	Desventajas
Aporta una buena temperatura al interior del habitáculo.	Su utilización ocasiona problemas importantes en la autonomía del vehículo.
La tecnología utilizada en este sistema es amigable con el medio ambiente.	La energía que se utiliza para este sistema está tomada directamente de la batería del vehículo.

Fuente: (Miev,2015)

Realizado por: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021



**Figura 2-1:** Calefacción de resistencia

Fuente: (Ignacio Villegas, 2017)

#### 1.5.4 *Calefacción mediante el calor radiante y tecnologías de información y comunicación (TIC)*

Un proyecto en el que han participado 9 países de la Unión Europea llamado Jospel ha buscado desarrollar un sistema de calefacción de forma radiante, en donde se propone que para economizar la energía del vehículo y no se afecte su autonomía, no es necesario brindar calor a todo el aire del interior de la cabina, sino aportar calor a las superficies de contacto de los ocupantes del vehículo y que éstas irradien calor mediante paneles conductores que han sido modificados mediante nano partículas, que serían las encargadas de transmitir el calor, acompañado de un sistema analítico de datos provenientes de sensores para el que consumo de energía sea óptimo. Se obtuvo un ahorro de energía de 30% en un vehículo en donde se equipó con este tipo de tecnología frente a un vehículo con un sistema convencional de resistencias. (Ferluga, 2019)

### 1.5.5 Calefacción híbrida

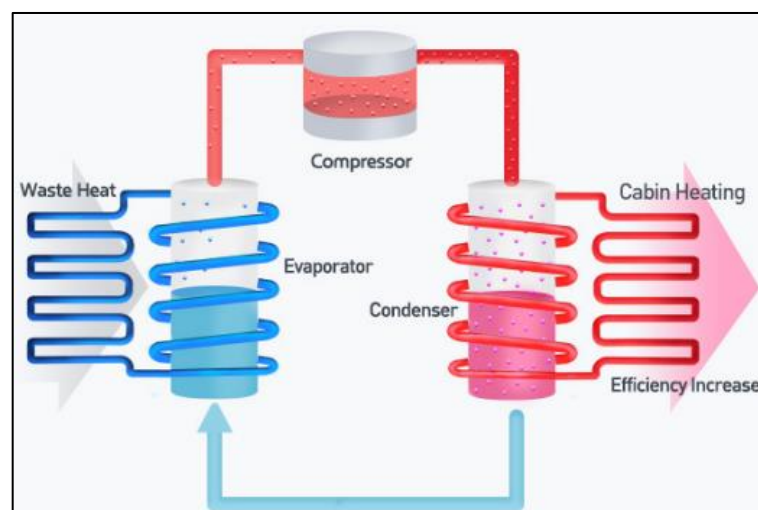
El sistema de calefacción híbrida puede calentar la cabina del vehículo eléctrico de una manera programada, es decir, se realiza un previo calentamiento al habitáculo del vehículo en el momento en el cual se encuentra conectado a la red eléctrica en modo de carga, esto se da mediante una anticipada programación en donde el usuario deberá acordar una hora en donde el vehículo inicie su fase de climatización y con ello al momento que los ocupantes ingresen el interior se encuentre en temperaturas de confort. Este sistema se pondrá en funcionamiento solo si el vehículo detecta que se encuentra conectado a la red eléctrica, una vez que el vehículo se encuentra fuera de la red eléctrica, éste podrá hacer uso de calefacción ya sea mediante resistencia, bomba de calor dependiendo del fabricante con ello lo que se busca es una reducción del impacto en su autonomía. (Jesús Pich, 2015e)

### 1.6 Calefacción mediante bomba de calor.

Como se ha venido mencionado, los vehículos eléctricos por motivos de autonomía requieren de sistemas eficientes en lo que tiene que ver con el sistema de calefacción. Una de las soluciones más viables son las bombas de calor.

Un vehículo eléctrico con una batería de 28 kWh proporciona una autonomía de 140 km cuando el sistema de calefacción se encuentra apagado, mientras que, si el sistema se encuentra en funcionamiento debido a una temperatura inferior a cero grados, la bomba de calor consume de 7 a 7.5 kW y la autonomía se reduce a 100 km. (Ayartürk et al., 2016)

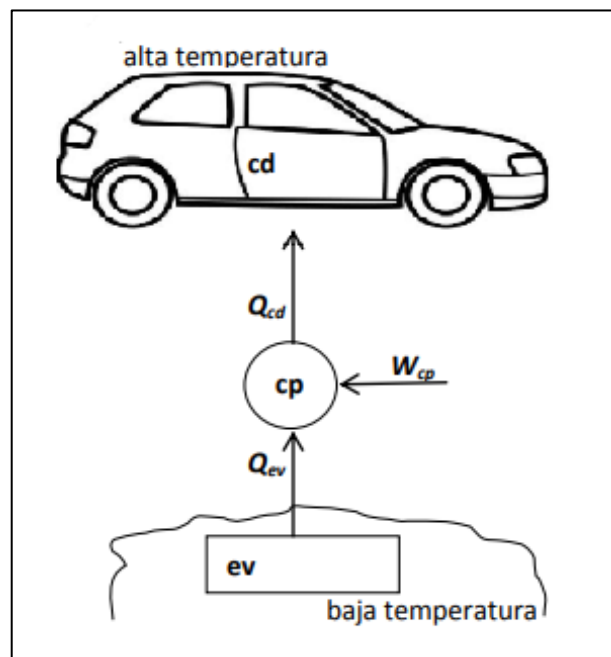
En la figura 3-1 se encuentra el esquema de comba de calor del vehículo Kia Soul EV.



**Figura 3-1:** Calefacción mediante bomba de calor

Fuente: (Ignacio Villegas, 2017)

Según (García, 2019) el primer vehículo eléctrico y pionero ensamblado en serie con un sistema de bomba de calor para calefacción fue en 2013 en el vehículo Nissan Leaf. El sistema es capaz de conservar un 15% la energía de la batería en relación con sistemas de calefacción por resistencia. Las bombas de calor basan su teoría en un ciclo que se encarga de transferir calor de un ambiente a baja temperatura, el exterior, a un ambiente a alta temperatura en este caso el interior del vehículo como se observa en la figura 4-1. El encargado de producir el intercambio de calor es el trabajo de motor de un compresor, por lo tanto, la energía que consume el motor es la requerida. (Rodríguez, 2013, p. 16)



**Figura 4-1:** Esquema bomba de calor

Fuente: (Rodríguez, 2013, p. 17)

Al aplicar al ciclo que realiza el refrigerante la primera ley de la termodinámica, basándose en la conservación de la energía se obtiene la ecuación (1). (Moran & Howard Shapiro, 1999, p. 143)

$$Q_{ev} - Q_{cd} + W_{cp} = 0 \quad (1)$$

Donde:

$Q_{ev}$  Potencia térmica absorbida por el evaporador del exterior (kW).

$W_{cp}$  Consumo de potencia del compresor (kW).

$Q_{cd}$  Potencia cedida por el condensador al interior del vehículo (kW).

En una bomba de calor se tiene dos zonas, una de alta presión o líquida y una de baja presión o de gas uno de los principales inconvenientes de las bombas de calor se presenta en climas extremadamente fríos, ya que este sistema absorbe calor del exterior por lo tanto mientras menor sea la temperatura en el exterior menor calor podrá absorber la bomba de calor desde el exterior. Algunas de sus ventajas y desventajas se presentan en la tabla 4-1.

**Tabla 4-1:** Ventajas y desventajas de calefacción mediante bombas de calor.

Ventajas	Desventajas
Aporta un alto rendimiento en comparación a los sistemas de calefacción convencionales de resistencia eléctrica.	Causa problemas en el desempeño de la bomba a bajas temperaturas debido que absorbe calor del exterior.
La tecnología utilizada en este sistema es amigable con el medio ambiente.	
Su utilización no reduce en gran medida el impacto en la autonomía de vehículo.	

**Fuente:**(Jesús Pich, 2015)

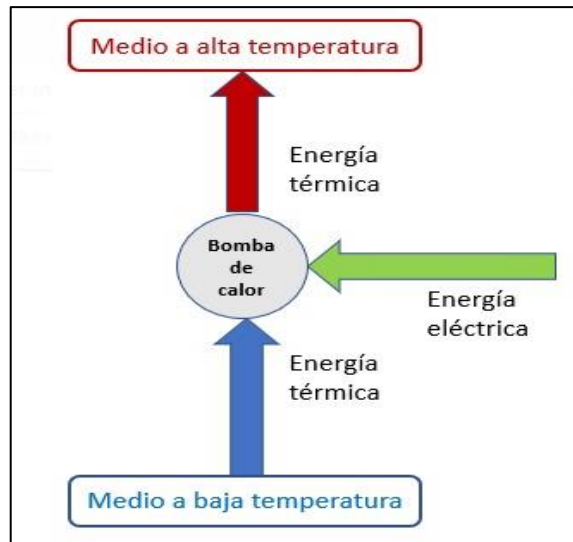
**Realizado por:** Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

En la actualidad, existen varios estudios relacionados con bombas de calor en vehículos eléctricos debido a los beneficios que proporciona en relación de autonomía en este tipo de vehículos. En el estudio realizado por Ahn et al. (2014), se considera una bomba de calor dual, es decir, que utiliza tanto calor y aire residual en los vehículos eléctricos, debido a los problemas hallados en el rendimiento de las bombas de calor a bajas temperaturas. En esta bomba de calor se propone una fuente extra de calor, a partir del calor residual extraído de las baterías y dispositivos eléctricos. Los resultados obtenidos en cuanto a rendimiento de este tipo de bomba de calor fueron favorables ya que con una temperatura exterior de  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  y un calor residual de  $1.5\text{ kW}$  tuvieron un valor superior de  $4.3\%$  para el COP y  $10.5\%$  para la capacidad de calefacción.

Cuevas y Lemort (2016a) modelaron una bomba de calor de tipo reversible en donde se obtuvo un valor de COP superiores a  $2.0$ , con una temperatura de  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  logrando tener una temperatura en la cabina de  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Los resultados obtenidos en este estudio se encuentran validados, por lo tanto, permite estudiar el desempeño del equipo a diferentes condiciones de funcionamiento. De la misma manera, Lee et al. (2013) realizaron un estudio del desempeño en bombas de calor de vehículos eléctricos de pasajeros. Las pruebas se llevaron a cabo en diversas condiciones, realizando cambios en la temperatura exterior, así como en las cargas de calefacción. Se obtuvo un valor de COP igual a  $2.4$  a una temperatura exterior de  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

### **1.6.1** *Funcionamiento de una bomba de calor*

El principio de funcionamiento de la bomba de calor es un ciclo de compresión de vapor como se observa en la figura 5-1 el sistema absorbe calor del exterior en donde al añadir energía eléctrica mediante el compresor este aporta alta temperatura. El fluido de trabajo de dicho ciclo es un fluido refrigerante. El ciclo consta de cuatro procesos termodinámicos que se detallan a continuación



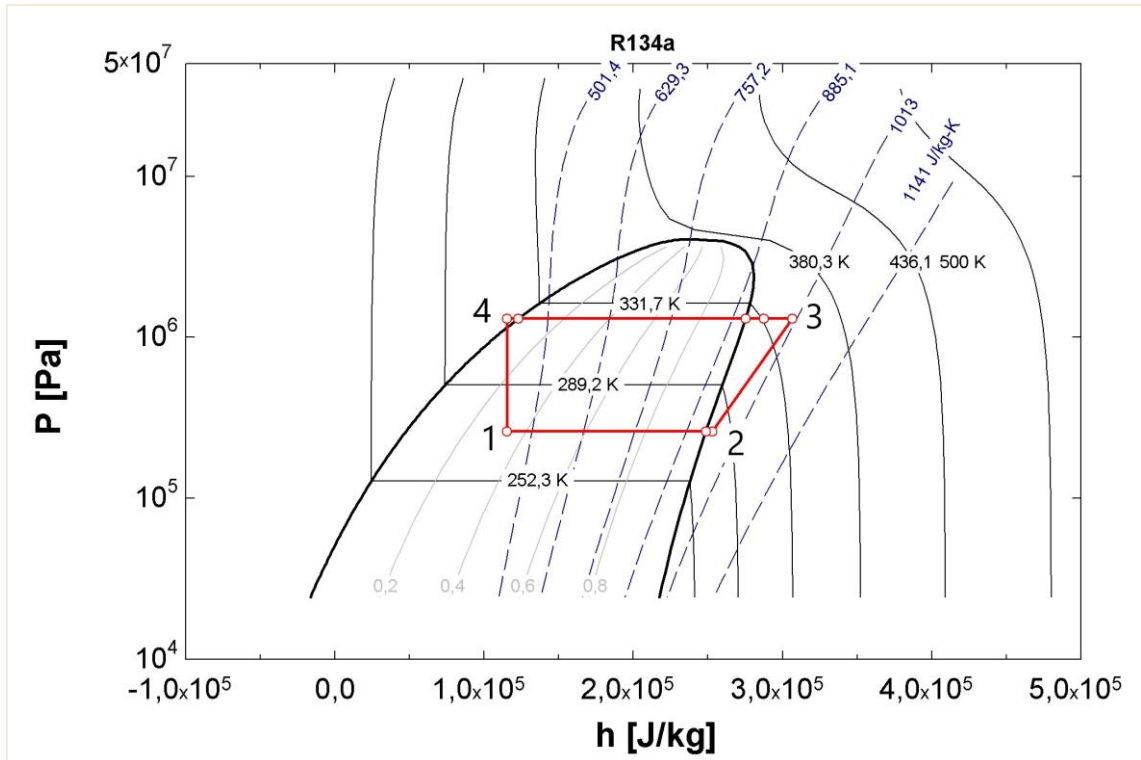
**Figura 5-1:** Funcionamiento de bomba de calor

Realizado por: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

### 1.6.2 *Ciclo de compresión de vapor de la bomba de calor*

Gracias al trabajo que es aportado del exterior, la bomba de calor es capaz de transferir energía, como se observa en la figura 6-1, en el proceso (1-2) al pasar por el foco frío el fluido es evaporado extrayendo calor del alrededor, en el interior de un circuito cerrado circula el refrigerante a una presión y temperatura baja, por lo tanto, se encuentra en estado líquido. Una vez que la bomba es accionada, ésta empieza a absorber aire del exterior que pasa a través del evaporador. Por la segunda ley de la termodinámica, el refrigerante absorbe el calor ocasionado su evaporación y el aire es expulsado a una temperatura menor a la de su ingreso. (Ortiz & Eduardo, 2018), más adelante en el proceso (2-3) el fluido pasa por el compresor, el fluido se encuentra en estado gaseoso a la salida del evaporador, la presión aumenta por acción de compresor ocasionando a su vez un aumento de temperatura, teniendo vapor caliente., posteriormente atraviesa el foco caliente en donde el fluido es condensado y libera calor todo esto ocurre en el proceso de (3-4), por último el proceso de (4-1) el refrigerante pasa por una válvula de expansión ocasionando una caída de presión y temperatura dejando al fluido de trabajo en condiciones iniciales para que se vuelva a generar el ciclo. (N. G. H. Arroyo et al., 2017, p. 16)



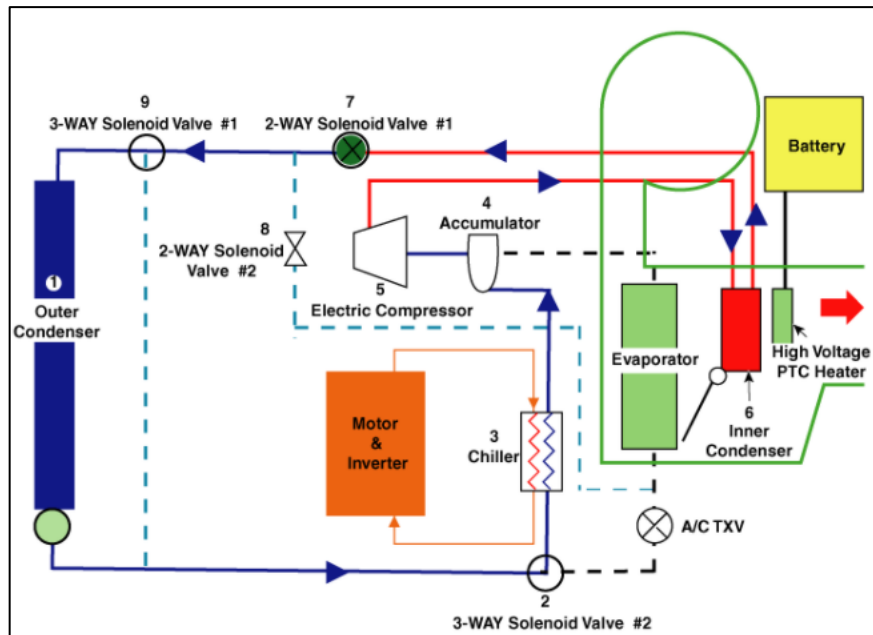


**Figura 6-1:** Ciclo bomba de calor, diagrama de Mollier

Fuente: (N. G. H. Arroyo et al., 2017)

### 1.6.3 Partes de la bomba de calor

En la Figura 7-1 se observa un sistema de calefacción con bomba de calor del vehículo KIA SOUL EV. En el esquema se observa el evaporador, una válvula solenoide de tres vías (2) que cambia la dirección del refrigerante al enfriador, al momento que la bomba de calor se encuentra en funcionamiento, el enfriador (3), un acumulador (4) el encargado de separar el gas/líquido, el compresor eléctrico (5), condensador interno (6), dos válvulas solenoides de 2 vías (7) y (8), encargadas, la una de expandir el refrigerante y la otra de redirigir el refrigerante al evaporador en el modo descongelamiento; si existe acumulación de refrigerante en el evaporador, éste se deriva al enfriador por una válvula solenoide de tres vías (9). (Kia, 2020a)

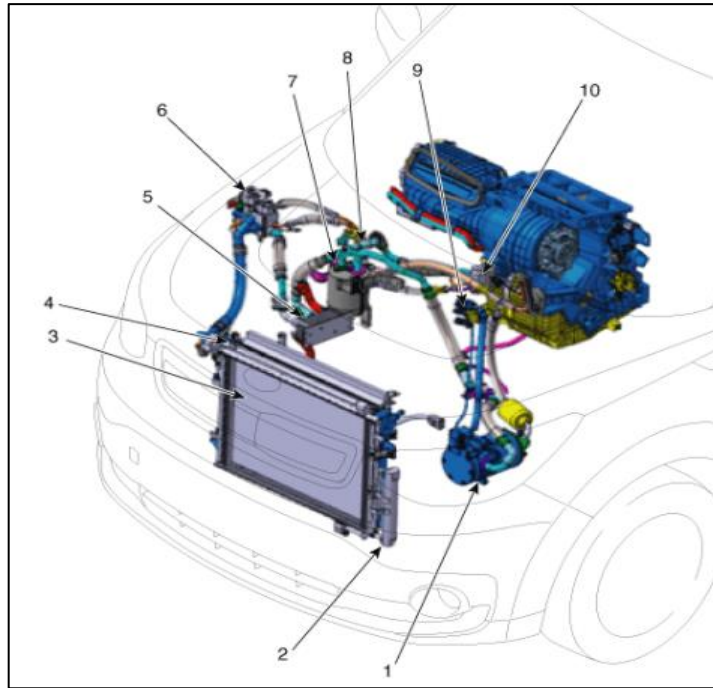


**Figura 7-1:** Sistema de calefacción por bomba de calor vehículo Hyundai y KIA

Fuente: (Antonio Fernandez, 2020)

Para analizar las partes, se considera el sistema de bomba de calor representado en la figura 8-1, correspondiente al sistema de bomba de calor del vehículo KIA SOUL EV, en donde se distinguen los siguientes elementos.

1. Compresor
2. Secador
3. Intercambiador de calor
4. Sensor de temperatura del refrigerante #1
5. Enfriador
6. Válvula de 3 vías
7. Acumulador
8. Válvula de 2 vías
9. Sensor de temperatura del refrigerante #2
10. Válvula de expansión



**Figura 8-1:** Bomba de calor de vehículo KIA SOUL EV

Fuente: (Kia, 2020a)

### 1.6.3.1 Compresor

El compresor es una de las partes más importante de la bomba de calor y tiene como principal objetivo elevar la presión del fluido de trabajo, el cual, se encuentra en estado gaseoso proveniente del evaporador, hasta una presión en donde el refrigerante se comprima elevando su temperatura y presión. Actualmente, en el mercado se puede encontrar varios tipos de compresores los cuales varían según el acople que toman del motor. Es importante mencionar que la temperatura de descarga del sistema no debe de superar los 107 °C ya que si se supera este límite podría ocasionar la carbonización del aceite produciendo daños en el interior del compresor. La potencia absorbida por este componente directamente depende de la relación de compresión la cual tiene una unidad adimensional ( $Rp$ ), entre potencia de aspiración ( $P_{evap.}$ ), y potencia de descarga ( $P_{cond.}$ ), la potencia se puede estar en bares o pascal.

$$Rp = \frac{P_{evap.}}{P_{cond.}} \quad (2)$$

Las presiones de aspiración son también conocidas como de evaporación, mientras que las presiones de descarga son llamadas de condensación, dichas presiones dependen del refrigerante que circula por el sistema y la temperatura que se encuentra en el exterior de los intercambiadores de calor. (Rodríguez, 2013, p. 21)

La fase de compresión del fluido de trabajo necesariamente requiere de energía mecánica, por lo tanto, el consumo de energía eléctrica es necesaria en los vehículos eléctricos.

Los compresores se dividen según su acoplamiento motor-compresor o por su manera de operar en las tablas 5-1 y 6-1 se detallan brevemente cada uno de ellos.

**Tabla 5-1:** Clasificación de compresores según su acoplamiento motor-compresor

<b>Tipo de compresor por acoplamiento</b>	<b>Descripción</b>
Herméticos	Tanto el compresor y el motor comparten el mismo eje y se encuentran juntos en la misma envoltura. Si este tipo de compresores sufren algún daño no es posible realizar un trabajo de reparación.
Semi-herméticos	Tanto el compresor y el motor comparten el mismo eje el fluido refrigerante recupera el calor generado en el motor. En comparación con los compresores abiertos este tipo prestan un mayor rendimiento.
Abiertos	El motor y el compresor son independientes, para su acoplamiento son generalmente utilizadas correas o a su vez directamente acoplados sobre el cigüeñal.

Fuente:(JAVIER & ELOY, 2005)

Realizado por: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

**Tabla 6-1:** Clasificación de compresores según su operación

<b>Compresor según su operación</b>	<b>Tipo</b>	<b>Descripción</b>
Centrífugos	Radial	Generalmente cuentan con varias etapas, por lo que, se obtiene altas presiones. De 580 a 1200 kW son óptimos para las industrias.
	Axial	
Volumétricos	Rotativos	Un cilindro se encuentra en el interior de otro cilindro huevo en donde por la diferencia de volúmenes que ingresa en su interior produce un aumento de presión.
	Tornillo	También conocidos como helicoidales, por lo general utilizan dos tornillos que realizan la compresión, este tipo de compresores proporcionan una mayor relación de compresión.
	Espiral	Cuentan con una pieza fija y una móvil en forma de espiral realizando un movimiento curvilíneo realizan aspiración y descarga al mismo tiempo

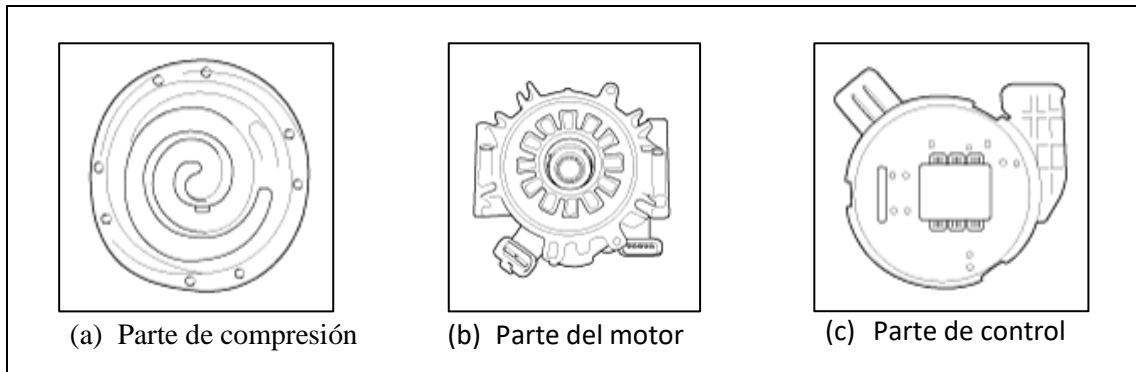
Fuente:(«Bombas de calor, funcionamiento, tipos y relación con eficiencia energética», 2018)

Realizado por: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

La eficiencia del combustible se ve mejorada debido a la utilización de compresores eléctricos y permite el funcionamiento del aire acondicionado aun cuando se encuentra parado el motor.

En el caso de aires acondicionados con bomba de calor de vehículos KIA SOUL EV, se utilizan compresores de tipo scroll o espiral. En este tipo de compresores se puede diferenciar tres partes principales en su funcionamiento, una parte de compresión, figura 9-1 (a), en donde el espiral que se encuentra en movimiento excéntrico atrapa y bombea refrigerante; otra parte del motor,

figura 9-1 (b), la cual es la encargada de transformar la energía eléctrica en trabajo mecánico, por último cuenta con una parte de control, figura 9-1 (c), que es la encargada de cambiar la velocidad del compresor dependiendo de la demanda que se disponga, además, cambia de corriente continua a corriente alterna trifásica. (Kia, 2020a)



**Figura 9-1:** Partes principales de funcionamiento del compresor

Fuente: (Kia, 2020a)

#### 1.6.3.2 Aceites utilizados en compresores de aire acondicionado

- Aceite PAG. - Los aceites PAG son en su totalidad sintéticos, la gran mayoría de los fabricantes hacen uso de este tipo de aceites para compresores en los sistemas de climatización que utilizan como refrigerante al R134a y R1234yf. Es recomendable utilizar el correcto aceite PAG según su viscosidad, la cual viene recomendada por el fabricante del vehículo. El principal inconveniente de este tipo de aceites es su capacidad de absorción de humedad del ambiente, el cual es posteriormente incorporado al aceite.
- Aceite PAO. - Los aceites PAO son utilizados en sistemas de climatización que trabajan con refrigerante tipo R134a, este tipo de aceites presentan una alternativa a los aceites de tipo PAO debido a que no absorben humedad del ambiente. En la actualidad se están realizando estudios en donde se estima la posibilidad de ser utilizados con refrigerante R1234yf.
- Aceite POE. - En los vehículos eléctricos, los compresores de A/C entran en funcionamiento mediante un electromotor que se encuentra en su interior, a su vez, trabaja con alta tensión, en estos tipos de compresores tanto la bobina y otras piezas entran en contacto con la bobina del electromotor, por lo tanto, el aceite debe cumplir con varios aspectos importantes como:
  - El aceite no debe proporcionar efectos negativos en los materiales utilizados del compresor.
  - Debe poseer una capacidad resistible determinada a cortocircuitos.

Los aceites de tipo POE al cumplir con estos aspectos son óptimos para sistemas con compresor eléctrico. Se encuentran diseñados para trabajar con refrigerante de tipo R134a y no está calificado para el R1234yf.

### *1.6.3.3 Intercambiadores de calor*

El intercambiador de calor es un equipo encargado de realizar el intercambio de calor entre dos fluidos, los cuales se mantienen a temperaturas diferentes. Los intercambiadores de calor se utilizan en sistemas domésticos de calefacción, sistemas de aire acondicionado en los vehículos, así como en la industria para la realización de procesos químicos. Los fluidos en los intercambiadores de calor no se mezclan, generando así que la transferencia de calor sea por convección en cada fluido y conducción en las paredes que los separan. (Samoa, 2014)

## **Clasificación de los intercambiadores de calor**

### *a. Intercambiadores de calor según su construcción*

#### *Intercambiadores de calor tubulares*

Por lo general son diseñados con tubos de diferentes geometrías (circulares, elípticos, rectangulares, etc.), obteniendo así una mayor eficiencia al variar la geometría, diámetros, posición y lugar. Generalmente se utilizan en sistemas en donde se trabaja con presiones relativamente altas, en la figura 10-1 se observa un intercambiador de calor tubular. (Labat, 2018, p. 14)



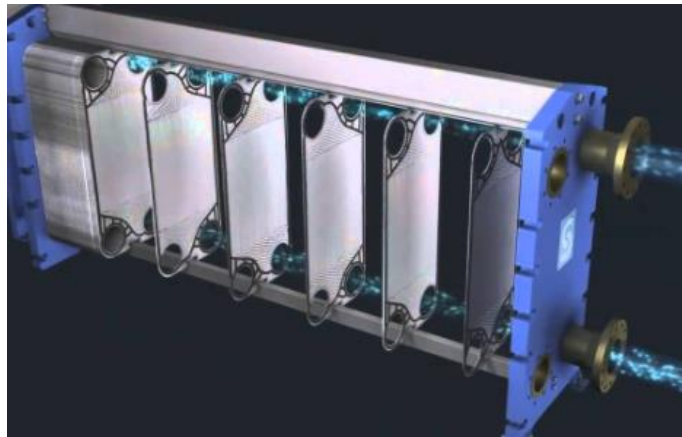
**Figura 10-1:** Intercambiador de calor tubular

Fuente: (Labat, 2018, p. 15)

#### *Intercambiadores de calor de placas*

Se encuentran constituidos por placas metálicas por lo general estas se encuentran corrugadas como se aprecia en la figura 11-1, estas áreas generan el área necesaria para la transferencia de

calor. Este tipo de intercambiadores poseen orificios que dependen de la disposición del flujo y no se pueden ocupar para temperaturas y presiones elevadas. (Labat, 2018, p. 15)

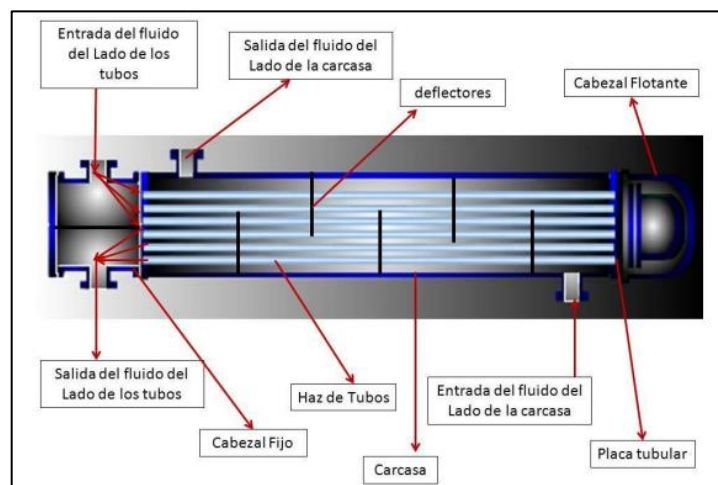


**Figura 11-1:** Intercambiador de calor de placas

Fuente: (Labat, 2018, p. 16)

### *Intercambiadores de calor de carcasa y tubos*

En estos dispositivos la transferencia de calor se da entre dos corrientes de fluidos los cuales no se encuentran en contacto directo entre sí, debido a que se encuentran separadas por una pared de tubo u otro tipo de superficie por la que se genera la transferencia de calor, además, fueron diseñados por su facilidad de limpieza y control de corrosión, en la figura 12-1 se presenta un intercambiador de calor de carcasa y tubos. (Labat, 2018, p. 16)

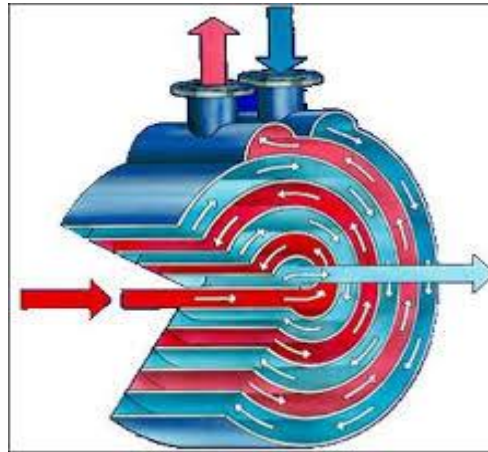


**Figura 12-1:** Intercambiador de calor de carcasa y tubos

Fuente: (Labat, 2018, p. 17)

### *Intercambiadores de calor tipo tubo espiral*

Su estructura fue diseñada de forma de espiral como se ve en la figura 13-1 las cuales van situadas en el interior de un depósito con una o más bobinas. A diferencia del intercambiador de tubos, se obtiene una mayor tasa de transferencia de calor (Labat, 2018, p. 16).



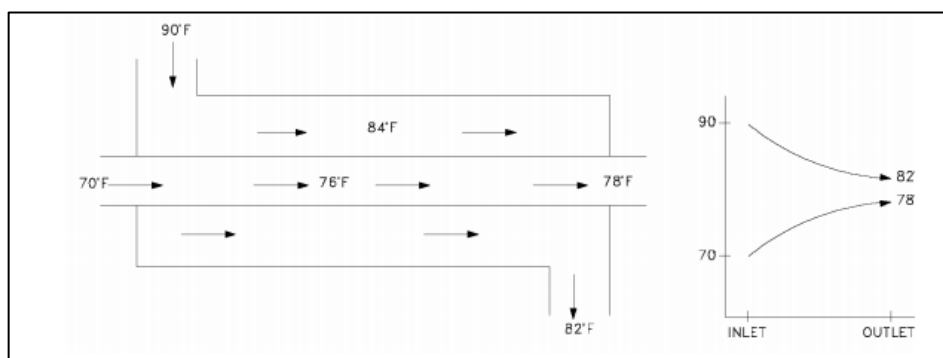
**Figura 13-1:** Intercambiador de calor tipo tubo espiral

Fuente: (Labat, 2018, p. 17)

### ***b) Tipos de intercambiadores de calor según su operación***

#### *Flujo paralelo*

El flujo tanto interno como el externo fluyen en la misma dirección como se muestra en la figura 14-1, por lo que los dos fluidos ingresan al intercambiador de calor por el mismo extremo, lo cual significa una importante diferencia de temperaturas, las temperaturas de los fluidos se asemejan el uno al otro intentando alcanzar el equilibrio térmico entre ellos. (Marino, 2018)



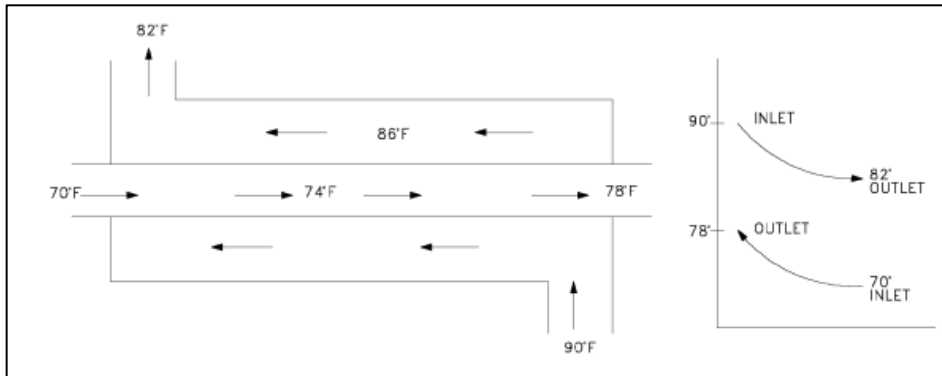
**Figura 14-1:** Intercambiador de calor tipo flujo paralelo

Fuente: (Marino, 2018)



### Contraflujo

El ingreso y salida del fluido se realizan por diferentes extremos, obteniendo que el fluido que ingresa con mayor temperatura a su salida disminuya, los dos fluidos circulan en la misma dirección, pero sentidos contrarios, a diferencia del otro fluido que ingresa con menor temperatura a su salida aumenta su temperatura como se observa en la figura 15-1, obteniendo así una mejor eficiencia que el intercambiador de calor de flujo paralelo. (Mejía, 2018)

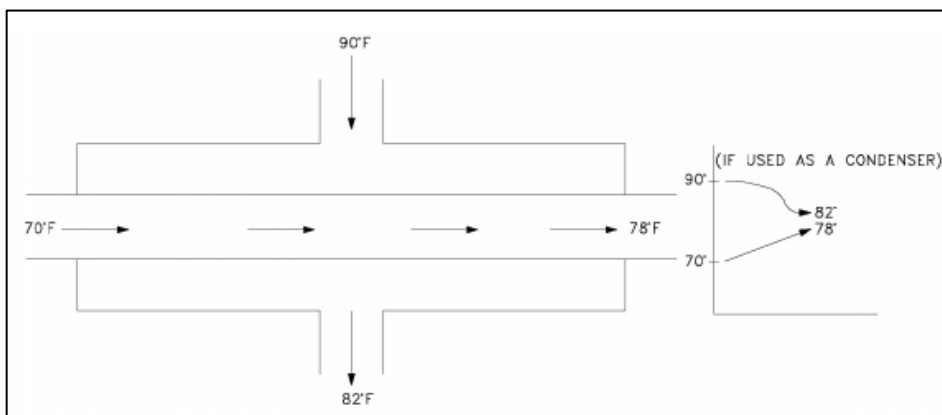


**Figura 15-1:** Intercambiador de calor tipo Contraflujo

Fuente: (Marino, 2018)

### Flujo cruzado

En un intercambiador de calor de flujo cruzado, los fluidos fluyen de manera perpendicular con relación al otro fluido. Uno de los fluidos pasa a través de tubos y el otro fluido circula alrededor de dichos tubos. Por lo general, este tipo de intercambiadores de calor se utilizan cuando uno de los fluidos presenta cambio de fase, con lo que se obtiene un fluido circulando en dos fases o bifásico, como se ve en la figura 16-1. (Jaramillo, 2007, p. 5)

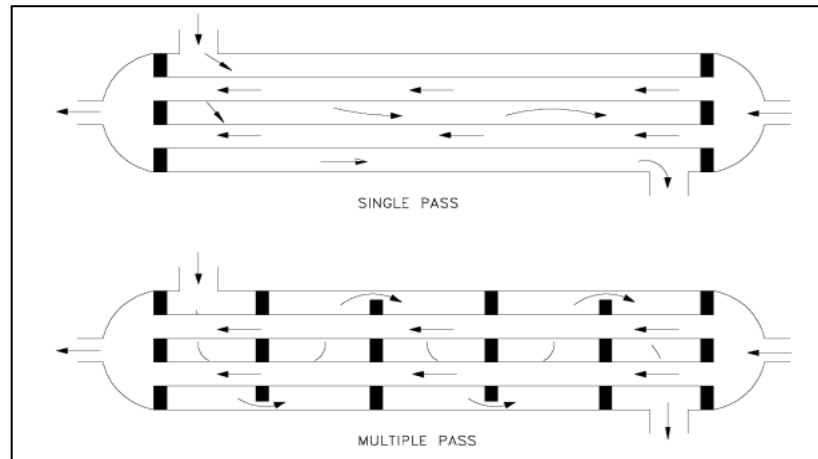


**Figura 16-1:** Intercambiador de calor tipo flujo cruzado

Fuente: (Marino, 2018)

### *Intercambiadores de un solo paso y de múltiples pasos*

La mejor manera de combinar las características de dos o varios intercambiadores de calor es pasar los dos fluidos varias veces dentro del intercambiador de paso simple, si el fluido solo realiza un intercambio calor por una vez se lo denomina de paso simple, sí el intercambio de calor se da más de una vez se lo denomina de múltiples pasos, en la figura 17-1 se aprecia cada uno de los casos. (Jaramillo, 2007a: p. 6)



**Figura 17-1:** Intercambiadores de un solo paso y de múltiples pasos

Fuente: (Marino, 2018)

### *c) Intercambiadores regenerativos y no-regenerativos*

#### *Intercambiador de calor regenerativo*

Solo se utiliza un fluido el cual se encuentra caliente y al salir del sistema va cediendo su calor a un regenerador y posteriormente retorna al sistema. El calor del fluido que abandona el sistema se ocupa para recalentar el fluido al regresar, con ello se evita expulsar ese calor al medio exterior con lo que se mejora la eficiencia del intercambiador. (Jaramillo, 2007b: p. 7)

#### *Intercambiador de calor no regenerativo*

En este tipo de intercambiadores de calor, el fluido de mayor temperatura es enfriado por un sistema externo, con lo que la energía removida ya no retorna al sistema.

A continuación, se describen los intercambiadores de calor utilizados en el sistema de bomba de calor, como son el evaporador y el condensador.

### ***Condensador***

El condensador es un intercambiador de calor el cual tiene como objetivo recibir el refrigerante que se encuentra a alta temperatura en estado de vapor sobrecalentado para posteriormente ser enfriando hasta llegar a una temperatura de saturación, condensación y subenfriamiento. El calor rechazado en este proceso es evacuado directamente al habitáculo del vehículo para su utilización. (Porras, 2019)

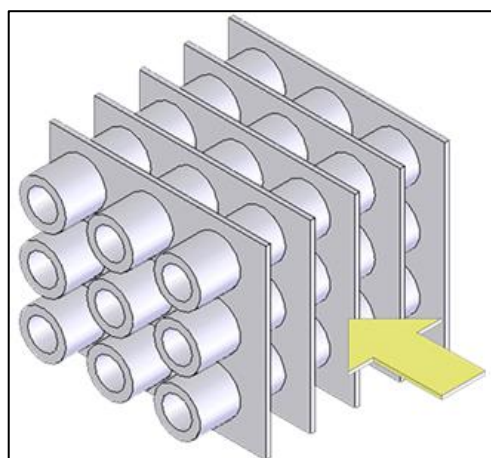
En los casos en que el calor es cedido al aire, los equipos intercambiadores pueden ser de dos tipos: de convección libre o forzada respectivamente, en cualquiera de los dos casos la utilización de tubos aleados es común, acotando que, mientras menor o mayor sea la distancia entre las aletas dependerá el rendimiento del condensador.

### ***Evaporador***

El evaporador es el encargado de realizar el intercambio del calor con el medio de baja temperatura, es decir, absorbe la energía térmica del exterior para seguidamente evaporar la combinación bifásica del fluido de trabajo, garantizando el ingreso de refrigerante en estado gaseoso al compresor. (Porras, 2019)

Para asegurar que en el compresor ingrese solo vapor, los evaporadores denominados de expiación directa recalientan el refrigerante a su salida.

Según la literatura encontrada, los intercambiadores de calor más utilizados en sistemas de bombas de calor para vehículo eléctricos corresponden a intercambiadores de tubos y aletas representados en la figura 18-1 y de micro canales presentados en la figura 19-1.



**Figura 18-1:** Intercambiador de calor de tubos y aletas.

**Fuente:** (Mendoza, 2009)

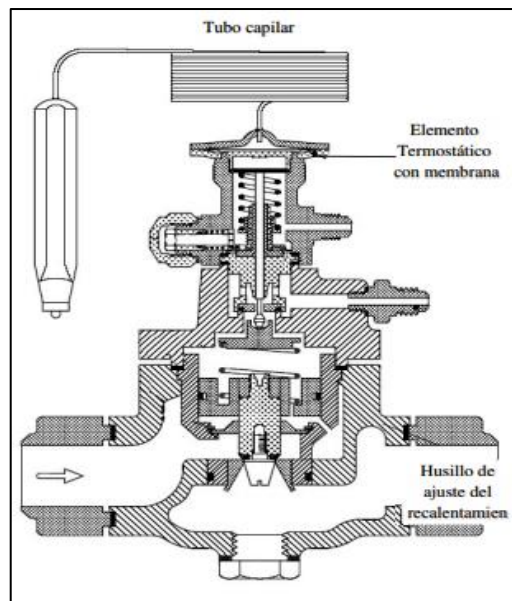


**Figura 19-1:** Intercambiador de calor de micro canal.

Fuente: (Marino, 2018)

### ***Válvula de expansión***

Es un componente importante del sistema de calefacción, su principal tarea es producir la caída de presión entre el condensador y evaporador. En algunos sistemas cumple dos funciones, una de controlador de caudal del refrigerante que se dirige al evaporador y otra de sostén de sobrecalentamiento del evaporador. Mediante un bulbo sensor de temperatura abre o cierra la válvula que controla el ingreso del refrigerante al evaporador. La válvula de expansión al tener la capacidad de regular el flujo másico en función de la carga térmica del fluido de trabajo permite obtener un sistema más eficiente, el refrigerante que sale de este dispositivo hacia el evaporador se encuentra en un estado bifásico de líquido y vapor debido a la caída brusca de presión al salir de la válvula a esto se conoce como expansión directa, en la figura 20-1 se muestra una válvula de expansión termostática.



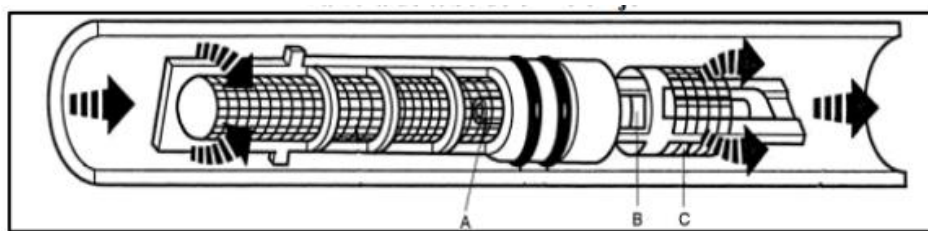
**Figura 20-1:** Válvula de expansión termostática

Fuente: (Porras, 2019)

Es importante tener en cuenta al momento de instalar una válvula de expansión termostática que en el interior de su bulbo se encuentre el mismo refrigerante que está circulando por el sistema con ello se evita que llegue refrigerante en estado líquido al compresor.

### ***Válvula de tubo de orificio fijo***

Se encuentra localizado en la línea de líquido y su función es dosificar el refrigerante. El tamaño del orificio del sistema de tubo influye en la cantidad de refrigerante que va a ingresar al evaporador, por lo general, el tamaño de los tubos se maneja en un rango de 1,2 a 1,8 mm, dependiendo de su aplicación, se lo puede identificar en la figura 21-1.



**Figura 21-1:** Válvula de tubo de orificio fijo

**Fuente:** (Tapia Santiago, 2014, p. 46)

Según la literatura encontrada, las válvulas de expansión más utilizados en sistemas de bombas de calor para vehículo eléctricos corresponden a válvulas de expansión termostática y de tubo de orificio fijo.

#### ***1.6.3.4 Accesorios de la bomba de calor***

Como se mencionó anteriormente el sistema de bomba de calor cuenta con dos zonas las cuales constan de los siguientes accesorios respectivamente.

**Amortiguador de ruido de descarga:** silencia el ruido producido por el compresor, se encuentra a la salida de éste.

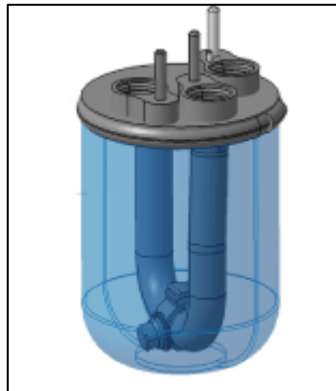
**Deshidratador:** filtra la humedad producto de una falta de estanquidad del sistema de refrigeración, esto se puede dar por utilizar aceites mal deshidratados, componentes que no hayan almacenado de una manera óptima en la figura 22-1 se aprecia cada uno de los filtros que consta el componente.



**Figura 22-1:** Filtro deshidratador

Fuente: (Alejandro & Miguel, 2012, p. 45)

**Acumulador de líquido:** como se observa en la figura 23-1 recipiente encargado de alojar el fluido refrigerante, facilita el mantenimiento del sistema y trabaja como pulmón para alimentar la válvula de expansión.



**Figura 23-1:** Acumulador de líquido

Fuente: (Alejandro & Miguel, 2012, p. 46)

**Purgador:** encargado de condensar el aire del fluido de trabajo. El sistema cuenta con gases que no son condensables que necesariamente deben ser eliminados. Estos gases se forman debido a un vacío incorrecto o a la reacción de los refrigerantes de tipo halógenos con el agua.

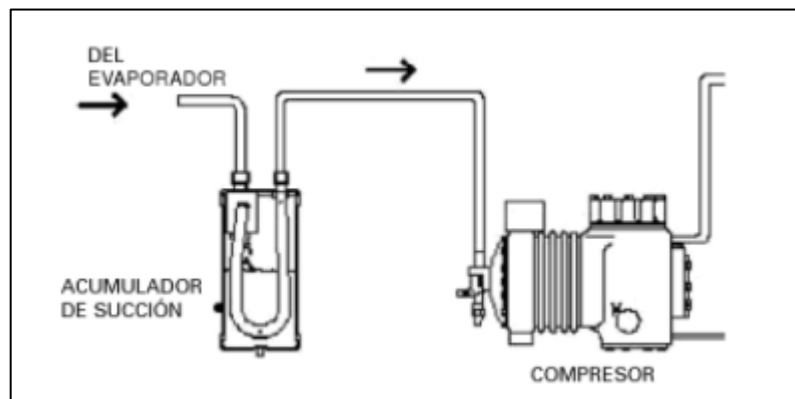
**Filtro de aceite:** es posible que al momento que el aceite se dirija hacia la línea de refrigerante y ésta se devuelva al cárter lleve impurezas, para que las mismas sean eliminadas es necesario la utilización de este filtro que se observa en la figura 24-1.



**Figura 24-1:** Filtro de aceite

Fuente: (Alejandro & Miguel, 2012, p. 139)

**Acumulador de succión:** este dispositivo está situado en la línea de baja presión justo después del evaporador. Tiene como principal tarea mitigar que el líquido golpee al compresor, cuenta con una hendidura para que el líquido y aceite retornen al compresor de una manera adecuada, en la figura 25-1 se observa un adulador de succión.



**Figura 25-1:** Acumulador de succión

Fuente: (JAVIER & ELOY, 2005)

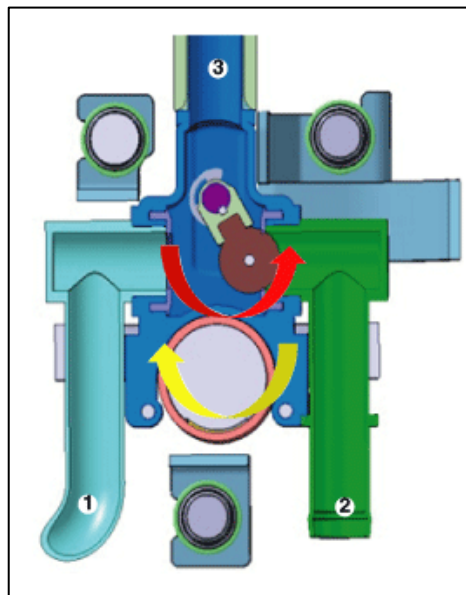
**Válvula solenoide:** su función se basa en un campo magnético inducido por corriente eléctrica que provoca el movimiento del embolo situado en su interior abriendo o cerrando un orificio para regular el paso del refrigerante, es decir, regula el paso del fluido que se dirige hacia el evaporador, se lo puede apreciar en la figura 26-1.



**Figura 26-1: Válvula solenoide**  
Fuente: (Casillas, 2015)

**Válvula de retención:** permite el paso del refrigerante en un solo sentido. Este dispositivo puede ir instalado en la línea de baja o en la de alta presión, su funcionamiento se basa en un muelle que por su acción cambia de posición un anillo alojado en el asiento de la válvula.

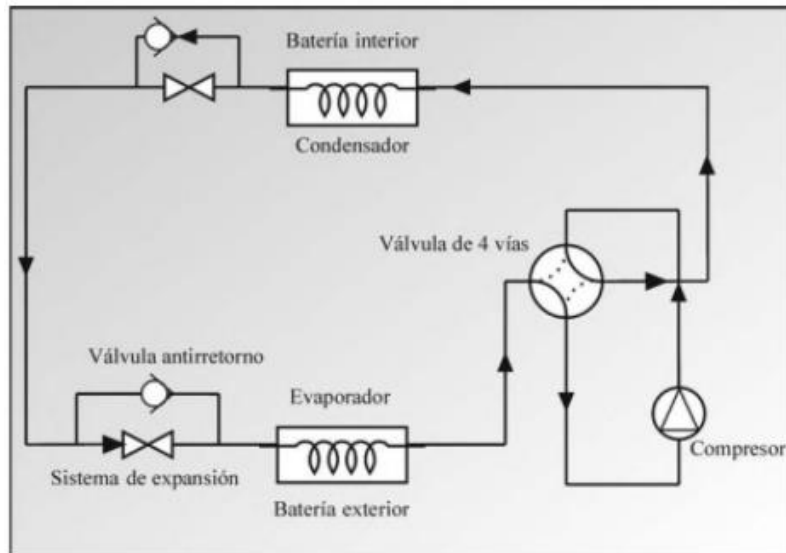
**Válvula de tres vías de refrigerante:** mediante incitación eléctrica cambia la dirección del refrigerante, al momento de activar la bomba de calor el refrigerante es dirigido hacia el enfriador, en condiciones normales el refrigerante es dirigido hacia el radiador. En la figura 27-1, se aprecia el ingreso del refrigerante en el numeral 3, en 1 la salida hacia el radiador, mientras que en el 2 la salida hacia el enfriador.



**Figura 27-1: Válvula de tres vías**  
Fuente: (Kia, 2020b)

**Válvula de cuatro vías:** se utiliza en las bombas de calor reversibles, se encarga de regular el refrigerante invirtiendo el ciclo como se observa en la figura 28-1.

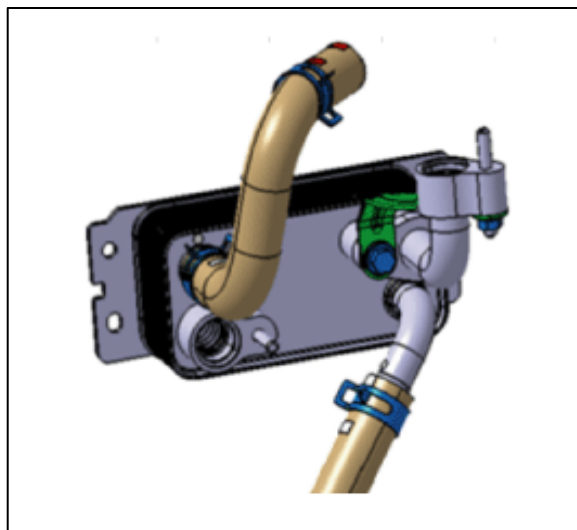




**Figura 28-1:** Bomba de calor con válvula de 4 vías sistema de calefacción

**Fuente:** (N. G. H. Arroyo et al., 2017)

**Enfriador:** Es el encargado de reciclar el calor eléctrico producido por el motor eléctrico e intercambiar calor con el refrigerante que se encuentra a baja temperatura en la figura 29-1 se presenta un enfriador correspondiente al vehículo KIA SOUL EV.



**Figura 29-1:** Enfriador sistema de calefacción

**Fuente:** (Kia, 2020a)

#### 1.6.4 *Coficiente de eficiencia energética EER de la bomba de calor*

Se denomina a la relación existente entre la capacidad de enfriamiento y el consumo de energía eléctrica a condiciones específicas. Dichos valores deben estar unidades de Btu/h y Watts respectivamente. (C. C. G. Arroyo, 2019, p. 9)

### 1.6.5 Coeficiente de rendimiento (COP) de la bomba de calor

Se denomina a la relación que existe entre el calor que es entregado ( $Q_{cd}$ ) y el trabajo que es requerido a condiciones específicas ( $W_{cp}$ ). Este coeficiente también es conocido en sus siglas anglosajonas como COP y se encuentra representada por la ecuación (3).

$$COP = \frac{Q_{cd}}{W_{cp}} = \frac{Q_{cd}}{Q_{cd} - Q_{ev}} \quad (3)$$

Al aplicar la segunda ley de la termodinámica a un ciclo reversible, ecuación (4), se obtiene la eficiencia energética para un ciclo reversible, ecuación (5), en donde,  $T_{cd}$  corresponde a temperatura de condensación y  $T_{ev}$  a la temperatura de evaporación.

$$\frac{Q_{ev}}{T_{ev}} - \frac{Q_{cd}}{T_{cd}} = 0 \quad (4)$$

$$COP_{rv} = \frac{T_{cd}}{T_{cd} - T_{ev}} \quad (5)$$

El rendimiento será mayor mientras menor es la diferencia entre las temperaturas de condensación y evaporación.

En la vida real, al momento que las máquinas se encuentran operativas, la descripción de su ciclo no es ideal. Cuando el refrigerante se comprime, éste experimenta un rendimiento isentrópico de compresión. A la salida del evaporador el refrigerante se recalienta evitando el ingreso de líquido al compresor, de igual manera para mitigar el ingreso de vapor en el evaporador el fluido de trabajo de subenfria a la salida del condensador. El sistema, al estar compuesto de equipos que se encuentran bajo fricción, tiene rendimiento mecánico, mientras que, el total del consumo eléctrico, al no poder convertirse en trabajo mecánico, también consta de un rendimiento eléctrico. Estos valores de rendimientos, así como los parámetros de diseño difieren de acuerdo con el fabricante. (Rodríguez, 2013, p. 18)

En un ciclo ideal se evalúa la eficiencia, así como los parámetros de funcionamiento, de igual manera para que los modelos teóricos se ajusten al funcionamiento de las bombas de calor estos deben estar asociados al ciclo real.

Un sistema de bomba de calor posee un coeficiente de rendimiento COP superior a 1.0, aportando una solución razonable a la disminución de autonomía en vehículos eléctricos. Su funcionamiento principalmente tiene que ver con el sistema de aire acondicionado, ya que, al invertir este sistema introduce calor al habitáculo a diferencia de absorberlo; esto se da mediante la utilización de válvulas las cuales tienen la tarea de alterar el sentido del refrigerante. (Mangu, 2011).

### 1.6.6 Rendimiento medio estacional (SPF)

La UNE EN 16147:2011 establece métodos que son útiles para la determinación y cálculos de eficiencia energética para la determinación del rendimiento medio estacional, la cual, menciona que se debe tomar el COP nominal del sistema, plantea un procedimiento para la determinación del SPF llamado “Bin hours” el cual tiene relación con la frecuencia de repetición de temperaturas durante el año, siendo este un cociente de energías como se presenta en la ecuación (6). (Martínez Galvan, 2008, p. 62)

$$SPF = \frac{\text{Energía tér. producida [kWh]}}{\text{Energía tér. consumida [kWh]}} \quad (6)$$

### 1.6.7 Refrigerantes

El refrigerante más utilizado en el Ecuador para sistemas de bombas de calor es el R134a, el cual es un gas HFC (hidrofluorcarbonos), siendo un sustituto al refrigerante R-12. Estos refrigerantes permiten realizar trabajos a bajas presiones, siendo un producto eficiente energéticamente en temperaturas medias y positivas. Sin embargo, Lee (2015) menciona que la bomba de calor con refrigerante R134a se ve limitada en climas fríos ya que no puede suministrar calor suficiente al interior de la cabina, teniendo problemas en temperaturas de -20 °C, es por ello que se han venido realizando varios estudios referentes a fluidos de trabajo en bombas de calor que puedan aportar una solución a este problema.

(Zhang et al. 2016) proponen una solución basada en inyección de vapor de alta eficiencia para una bomba de calor con R134a. Con este sistema se alcanza un 57.7% de mejora en su capacidad de calefacción debajo de los -20 °C y un COP de 1.17. El refrigerante R134a, al tener en su estructura presencia de flúor, ha sido considerado gas de efecto invernadero, provocando la imposición de una serie de medidas y regulaciones para este tipo de gases (Gildaro Yañez, 2020). El parlamento europeo prohíbe los gases con composición de flúor y potencial de calentamiento global superior a 150 en todos los automóviles, mientras que está previsto para finales del 2024 se congele el uso de este refrigerante en Asia. En el estudio realizado por Bullard et al. (2000) se considera como solución el uso del CO<sub>2</sub>, debido a las propiedades ecológicas que este presenta así como las características excelentes en cuanto a rendimiento térmico y su buen funcionamiento a temperaturas bajas.

(Wang et al. 2018) realizaron un estudio en un vehículo eléctrico en donde los autores evalúan el rendimiento en una bomba de calor que funciona con CO<sub>2</sub>. Los resultados obtenidos fueron de 3.6 kW en capacidad de calefacción, con un COP correspondiente a 3.1 a una temperatura de -

20 °C, sin embargo, se ha hallado problemas con el COP en temperaturas ambiente superiores a 30 °C, siendo menor a dichas temperaturas y un alto coste económico y ambiental para su producción. (Liu et al. 2018) argumentan una solución con el uso del propano como fluido de trabajo en bombas de calor para vehículo eléctrico. En comparación con el refrigerante R134a suele ser una buena opción en lo que tiene que ver con actuaciones y costos, pero, existe un cierto grado de complejidad ya que el propano es inflamable, lo que conlleva a inseguridad para los ocupantes del vehículo.

Desde el 2018 los fabricantes de automóviles deben usar de forma obligatoria el refrigerante R1234yf en los sistemas de climatización, siendo este el sustituto para el R134a, aportando un bajo potencial para el calentamiento global y un excelente rendimiento en el sistema. Para su utilización es necesario el requerimiento de medidas de seguridad ya que es inflamable y no se puede sustituir en sistemas diseñados para el refrigerante R134a (Infotaller, 2018)

## **1.7 Clima de la región sierra ecuatoriana**

La región interandina o sierra del Ecuador, de norte a sur se encuentra atravesada por la cordillera de los Andes, la misma que se encuentra dividida por dos cordilleras: oriental y occidental. Se encuentra una llanura entre las dos cordilleras que está dividida en valles y nudos donde su altitud varía de los 1200 hasta los 6000 metros, encontrando temperaturas que varían de 7 a 21 grados centígrados. En un mismo día se tiene como principal peculiaridad la existencia de temperaturas extremas, logrando una variabilidad en el transcurso del día, es decir, se puede encontrar con una mañana fría, en la tarde un aumento de su temperatura y en la noche lluvia esto debido a la cordillera de los Andes. (Enríquez, 2014).

Para el estudio que se va a realizar se toman las condiciones y temperaturas de la ciudad de Quito. Una vez realizada la revisión bibliográfica es necesario mencionar que no se han encontrado estudios relacionados a rendimiento de bombas de calor en el Ecuador, especialmente en climas de la región sierra.

## CAPÍTULO II

### 2 MARCO METODOLÓGICO

Para cumplir con los objetivos del presente trabajo, se implementará un modelo de la bomba de calor que considera las transformaciones termodinámicas dentro del ciclo de compresión de vapor. Cada uno de los componentes del sistema se modelará considerando el tamaño, eficiencia y capacidad. Además, se establecerá como parámetro el refrigerante utilizado en la bomba de calor.

#### 2.1 Obtención de datos mediante fuentes bibliográficas

El trabajo investigativo que se realiza es en base a modelado y simulación es necesario la obtención de datos experimentales tanto del dimensionamiento de bombas de calor como del funcionamiento para poder validar el modelo que se implementa, para la obtención de datos se considerarán artículos científicos en revistas de corriente principal de bases de datos como Scopus y WOS, así como artículos de revistas regionales indexadas en bases de datos como Latindex y Scielo.

##### 2.1.1 Condiciones ambientales para la simulación de la bomba de calor

Para simular el funcionamiento de la bomba de calor se toma en cuenta las condiciones de temperatura de la ciudad de Quito, en el estudio con nombre “ANÁLISIS ESTADÍSTICO DE DATOS METEOROLÓGICOS MENSUALES Y DIARIOS PARA LA DETERMINACIÓN DE VARIABILIDAD CLIMÁTICA Y CAMBIO CLIMÁTICO EN EL DISTRITO METROPOLITANO DE QUITO” los autores presentan como resultado de acuerdo a la variación de temperatura en la ciudad de Quito los datos que se encuentra en la tabla 1-2, los datos que se obtienen de este estudio no son necesarios, por lo tanto, los datos para la temperatura ambiente de Quito se obtiene de la base de datos de Trnsys denominada Meteoronom. (*Meteoronom*, 2019)

**Tabla 1-2:** Variación de temperatura ciudad de Quito

Temperatura	Valor [°C]
Máxima	20.6
Mínima	8.1
Media de la temperatura promedio	11.7

Fuente: (*Clima Quito: Temperatura, Climograma y Tabla climática para Quito - Climate-Data.org*, 2020)

Realizado por: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

### 2.1.2 Información de los componentes de la bomba de calor

Existen muchos estudios relacionados con modelación de bombas de calor en vehículos eléctricos, sin embargo, los autores han sido reservados en cuanto a la presentación de datos iniciales para la modelación. Por esta razón, se ha optado por buscar datos de los componentes de la bomba de calor que guarden una relación de magnitud con la potencia de la máquina para aplicaciones automotrices.

Los datos tanto del evaporador y condensador presentes en la tabla 4-2 y 5-2 respectivamente, se han tomado del trabajo denominado “*Experimental study of reversible AC/HP system for electric vehicles*” desarrollado por (Feng, 2015) . Sin embargo, los datos recabados no se encuentran completos en lo que concierne al compresor.

Para el modelado del compresor se han tomado los datos del estudio (Cuevas y Lemort 2016a). Esta información se escogió porque los autores presentan las gráficas de eficiencia isentrópica y volumétrica versus la relación de presión del compresor, las cuales fueron polarizadas para hallar una ecuación representativa de las gráficas, los datos correspondiente al compresor se aprecian en a tabla 2-2, mientras que las especificaciones del refrigerante se encuentran en la tabla 3-2.

**Tabla 2-2:** Especificaciones del compresor

Compresor	
Tipo	placa oscilante de desplazamiento variable
Cilindrada [cm <sup>3</sup> ]	161.3
Número de cilindros	siete pistones
Aceite cantidad [cm <sup>3</sup> ]	135
Tipo de aceite	Polialquileno aceite de glicol
Pérdidas ambientales [W/K <sup>-1</sup> ]	4.4

Fuente:(Cuevas & Lemort, 2016a)

Realizado por: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

**Tabla 3-2:** Especificaciones del refrigerante

Refrigerante	Tipo	R-134a
	Capacidad	900 ± 25 g (31.7 ± 0.88 onzas)

Fuente: (Kia, 2020c)

Realizado por: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

**Tabla 4-2:** Especificaciones del evaporador

<b>Especificación</b>	<b>Medida</b>
Ancho sin placas laterales [mm]	311.50
Altura con encabezados [mm]	625.48
Altura sin encabezados [mm]	587.38
Profundidad [mm]	22.39
Diámetro exterior del tubo [mm]	10.20
Espesor de la pared del tubo [mm]	0.90
Número de filas	23.00
Número de columnas	2.00
Diámetro tubo de entrada [mm]	12.70
Diámetro tubo salida [mm]	12.70
Separación vertical de tubos [mm]	5.01
Separación horizontal de tubos [mm]	50.00
Espesor de la aleta [mm]	0.0005
Tipo	Flujo cruzado tubos y aletas

Fuente: (Feng, 2015, p. 23)

Realizado por: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

**Tabla 5-2:** Especificaciones del condensador

<b>Especificación</b>	<b>Medida</b>
Ancho sin placas laterales [mm]	188.9
Altura con encabezados [mm]	166.8
Altura sin encabezados [mm]	157.16
Profundidad [mm]	34.07
Diámetro exterior del tubo[mm]	10.2
Espesor de la pared del tubo [mm]	0.90
Numero de filas	6.00
Numero de columnas	2.00
Diámetro tubo de entrada [mm]	11.68
Diámetro tubo salida [mm]	12.19
Separación vertical de tubos [mm]	25.4
Separación horizontal de tubos [mm]	22.00
Espesor de la aleta [mm]	0.33
Tipo	Flujo cruzado tubos y aletas

Fuente: (Feng, 2015, p. 20)

Realizado por: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

## 2.2 Modelo termodinámico de la bomba de calor

Se realiza el modelo termodinámico del ciclo de compresión de vapor de la bomba de calor modelando cada componente independientemente para posteriormente integrar los modelos en

uno solo del sistema, por medio del balance energético se tiene en cuenta la transferencia de calor, esta puede darse mediante conducción radiación y convección, al determinar la respectiva distribución de temperaturas y potencia de forma calorífica que es transferida del aire hacia el evaporador, la misma, que posteriormente es transportada mediante el refrigerante hacia el condensador para que finalmente como calor útil esta sea cedida al interior del vehículo en forma de calefacción. (Rodríguez, 2013, p. 44)

## **2.2.1 Herramientas tecnológicas utilizadas**

### **2.2.1.1 EES solver**

“Engineering Equation Solver” es un programa matemático desarrollado principalmente para solucionar sistemas de ecuaciones ya sean estas diferenciales, lineales, no lineales, siendo este útil para optimizar sistemas, la principal diferencia con otros programas ligados a la resolución de ecuaciones se da debido a que posee una gran variedad de propiedades termo físicas ya que posee una base de datos amplia, bibliotecas y librerías útiles para el desarrollo del modelo de bomba de calor, es por ello que es un programa extensamente utilizado en ingeniería principalmente en problemas relacionados con la termo física y transferencia de calor. (Fraile Valdés, 2017, p. 20)

### **2.2.1.2 Funciones del EES utilizadas**

*Call CHX\_h\_finned\_tube.* Se aplica principalmente para hallar el coeficiente de transferencia de calor externo, teniendo como datos de ingreso: tipo de intercambiador de calor, espesores de la placa y pasajes, flujo másico, área frontal, temperatura y presión.(Nellis, 2009), de ser el caso y no se utilice las funciones es necesario aplicar correlaciones las cuales vienen dadas por tablas si el modelador opta por este proceso es necesario hacer uso la correlación de Churchill y Berstein presentes en el anexo E.

*eta\_fin\_annular\_rect.* Se aplica para calcular la eficiencia existente en una aleta de tipo anular teniendo como datos de entrada las dimensiones de la aleta, así como el coeficiente de calor y la conductividad del material del cual está diseñada la aleta (Alvarado, 2017), al no aplicar esta función es necesario aplicar las fórmulas de eficiencia presentes en el anexo F.

*PipeFlow.* Es utilizada para determinar el coeficiente de transferencia de calor interna, mediante el ingreso de los datos correspondiente a: fluido, temperatura promedio, presión, caudal másico, diámetro del tubo, longitud del tubo y la relación entre las dispersiones tanto de la pared del tubo



y el diámetro del mismo, arroja como resultado el coeficiente de transferencia en el límite superior e inferior asumiendo un flujo constante de calor en la pared del tubo, el número de Nusselt, Reynolds, el factor de fricción y la diferencia de presiones tanto en la entrada como salida del tubo (Alvarado, 2017), de la misma manera, si el modelador no requiere de este tipo de funciones se aplicará la correlación de Dittus-Boelter presente en el Anexo G.

*Cond\_HorizontalTube\_avg*. Útil para calcular el coeficiente de transferencia de calor en la zona de condensación los datos necesarios son: fluido, caudal másico, temperatura en el punto de saturación de vapor, calidad tanto de entrada y salida, así como el diámetro interior (Alvarado, 2017).

*Epsilon*. Es utilizada para hallar la efectividad en un intercambiador de calor como dato de entrada tenemos en número de unidades de transferencia. (Alvarado, 2017),

Cabe recalcar que las entradas no se pueden variar mientras que las salidas son posibles dependiendo de los requerimientos del modelador.

## **2.2.2 Modelo termodinámico de los intercambiadores de calor**

### **2.2.2.1 Método efectividad-NTU y LMTD**

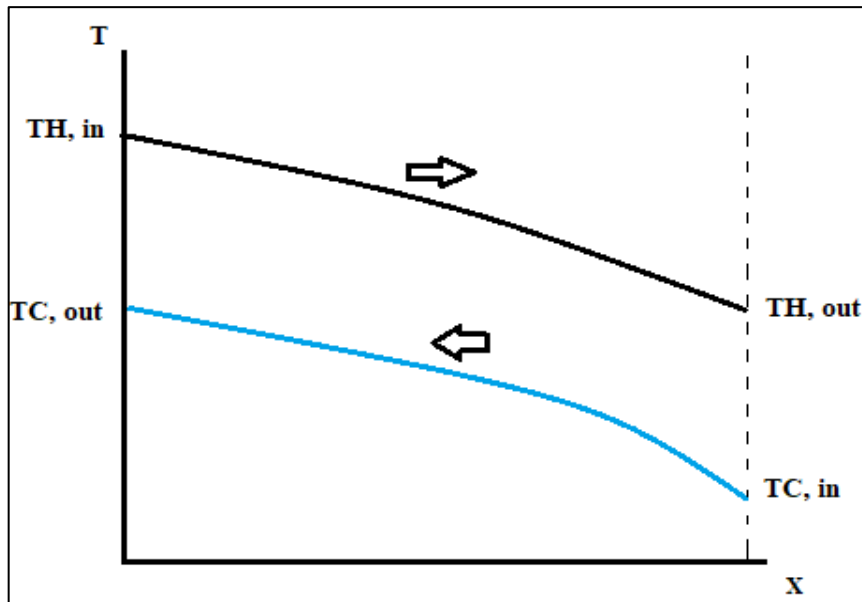
Los dos métodos se utilizan para modelar intercambiadores de calor y son algebraicamente equivalentes. El método de la efectividad presenta mayor facilidad y flexibilidad y proporciona una formulación adecuada para una extensa variedad de problemas de intercambiador de calor. Por otro lado, el método LMTD es difícil de aplicar en problemas de simulación, ya que requiere resolver un conjunto de ecuaciones no lineales iterativamente.

#### *Tasa de transferencia de calor*

Mediante el método LMTD ecuación (7), se calcula la conductancia y la diferencia de temperatura de conducción efectiva, mientras que el método NTU, lo expresa en términos de la tasa de transferencia de calor máxima y la efectividad ecuación (8).

$$\dot{q} = UA * \Delta T_{lm} \quad (7)$$

$$\dot{q} = \epsilon * \dot{q}_{max} \quad (8)$$



**Figura 1-2:** Distribución de temperatura en un intercambiador de calor a contraflujo

Fuente: Acosta, B.; Toapanta, H. 2021

La distribución de temperaturas tanto del fluido frío como del caliente, en su recorrido por el intercambiador, se presentan en la figura 1-2, en donde la tasa de capacitancia del fluido a mayor temperatura es ligeramente superior a la del fluido frío. La temperatura de salida del fluido de mayor temperatura se acerca a la entrada del de menor temperatura, mientras que la temperatura de salida se acerca a la del ingreso a mayor temperatura, sin embargo, estas temperaturas no pueden cruzarse ya que se estaría incumpliendo con la segunda ley de la termodinámica, es decir, la transferencia de calor debe ser de un fluido caliente a un frío. Las temperaturas de salida guardan relación mediante un balance energético tal y como se expresa en las ecuaciones (9) y (10) respectivamente.

$$\dot{q} = \dot{C}_H * (T_{H,in} - T_{H,out}) \quad (9)$$

$$\dot{q} = \dot{C}_C * (T_{C,out} - T_{C,in}) \quad (10)$$

En el intercambiador de calor a medida que la conductancia UA aumenta, la diferencia de temperatura existente entre los dos fluidos en cada extremo disminuye y la transferencia de calor aumenta. El fluido que experimentará la mayor temperatura de cambio será el que tiene la menos tasa de capacitancia, entonces, la mayor transferencia de calor en función a la tasa de capacitancia mínima se puede escribir según la ecuación (11):

$$\dot{q}_{max} = \dot{C}_{min} * (T_{H,in} - T_{C,in}) \quad (11)$$

La efectividad-NTU conduce a una relación entre la efectividad y dos parámetros conocidos como: número de unidades de transferencia (NTU) y la relación de capacidad (c).

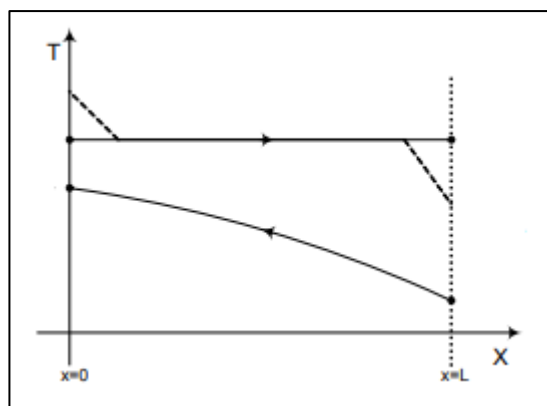
El número de unidades de transferencia presenta el tamaño adimensional del intercambiador, el intercambiador será físicamente más grande si la conductancia aumenta. Si la tasa de capacitancia tiende a disminuir el intercambiador debe procesar menos fluido, esto se ve reflejado en la ecuación (12).

$$NTU = \frac{UA}{\dot{C}_{min}} \quad (12)$$

Las correlaciones de la efectividad-NTU para un intercambiador de calor de tipo contracorriente y otras configuraciones que relaciona los parámetros fundamentales como: efectividad, número de unidades de transferencia, y la relación de la capacidad útil para la simulación y diseño, se encuentran en los anexos A y B.

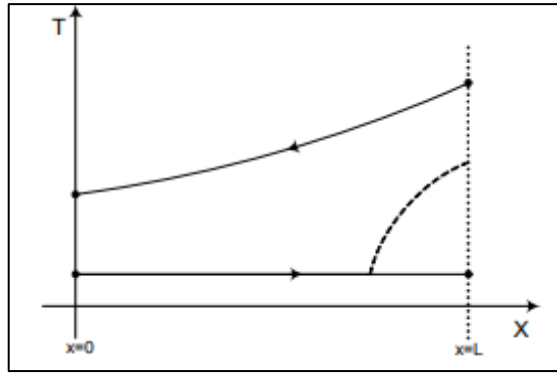
### 2.2.2.2 Perfil de temperatura en el condensador y evaporador

Un método detallado para dar solución al modelado del condensador y evaporador se trata en dividir al intercambiador de calor en zonas, en donde se define el coeficiente global de transferencia de calor para cada una de estas, mediante hipótesis de propiedades constantes, teniendo dos zonas en el caso del evaporador como se evidencia en la figura 3-2, en donde, se tiene una zona de sobrecalentamiento y una zona para evaporación, en el caso del condensador según la figura 2-2 se distingue tres zonas correspondientes a desrecalentamiento condensación y subenfriamiento respectivamente. La distribución de las zonas se realizó considerando el cambio de estado monofásico y bifásico del refrigerante. (Martínez Galvan, 2008, p. 114)



**Figura 2-2:** Perfil de temperaturas del condensador

Fuente: (Martínez Galvan, 2008, p. 112)



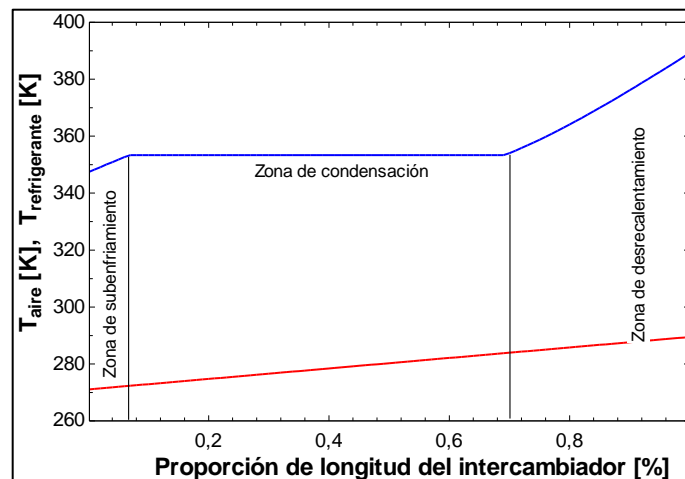
**Figura 3-2:** Perfil de temperatura del evaporador

Fuente: (Martinez Galvan, 2008, p. 112)

A pesar de que los dos métodos proporcionan exactamente los mismos resultados, en el presente estudio se realiza el análisis de los intercambiadores de calor mediante el método de la eficiencia-NTU.

### 2.2.3 Modelado del condensador

Para modelar el condensador fue necesario dividirlo en 3 zonas como se aprecia en la figura 4-2, una sección para desrecalentamiento, otra para condensación, y si es el caso una sección de subenfriamiento, si en la salida el estado se encuentra en una región subenfriada. Cada una de las zonas se trató como un intercambiador de calor de flujo cruzado con los fluidos sin mezclar.



**Figura 4-2:** Perfil de temperatura del condensador modelado

Fuente: Acosta, B.; Toapanta, H. 2021

Como punto de partida, se ingresa la información conocida del intercambiador en EES, así como varios parámetros de operación, como flujo másico del refrigerante, caudal volumétrico del aire, presiones.

Una vez ingresado los datos de partida se procede a determinar la resistencia térmica total por lado del aire. Esta resistencia adelante será asignada para las subdivisiones de intercambiadores

de calor que dependerán cada una de ellas de su tamaño. La resistencia se ha evaluado bajo condiciones de operación que se han expuesto en los datos de entrada para el condensador, utilizando el siguiente enfoque: longitud total de tubo, ecuación (13), área total de intercambiador con aletas, ecuación (14), área total del intercambiador sin aletas, ecuación (15), superficie del lado del aire ecuación (16).

$$L_{tube} = N_{t,row} * N_{t,col} * W \quad (13)$$

$$A_{s,fin,tot} = 2 * \frac{W}{P_{fin}} * (H * L - N_{t,row} * N_{t,col} * \frac{\pi * D_{out}^2}{4}) \quad (14)$$

$$A_{s,unfin} = \pi * D_{out} * L_{tube} * \left(1 - \frac{th_{fin}}{P_{fin}}\right) \quad (15)$$

$$A_{tot} = A_{s,fin,tot} + A_{s,unfin} \quad (16)$$

La temperatura media se calcula mediante la ecuación (17)

$$T = \frac{T_{R,in} + T_{air,in}}{2} \quad (17)$$

Mediante la utilización de las propiedades internas del EES se calcula la densidad del aire, se calcula el flujo másico del aire con la ecuación (18).

$$\dot{m}_{air} = \rho_{air} * \dot{V}_{air} \quad (18)$$

El programa EES proporciona una biblioteca de intercambiador de calor compacto lo cual es necesario para la calcular el coeficiente de transferencia de calor exterior es decir del lado del aire. Para ingresar a la función en el programa EES se ingresa en opciones, información de función, intercambiadores de calor, tubos circulares con aletas.

La modelación de las aletas se las tomo como aletas anulares individuales con un radio efectivo y se calcula mediante la ecuación (19).

$$A_{s,fin,tot} = 2 * \frac{L_{tube}}{P_{fin}} * \pi * \left[ r_{fin,eff}^2 - \left(\frac{D_{out}}{2}\right)^2 \right] \quad (19)$$

Con las propiedades internas del EES se calculó la conductividad de la aleta, es decir, la del aluminio. La eficiencia de la aleta se obtuvo de igual manera mediante funciones del programa, para posteriormente con la ecuación (20) calcular la eficiencia total de superficie y la resistencia térmica total del lado del aire mediante la ecuación (21)

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_{s,fin,tot}}{A_{tot}} * (1 - \eta_{fin}) \quad (20)$$

$$R_{out} = \frac{1}{\eta_0 * \bar{h}_{out} * A_{tot}} \quad (21)$$

Se procede a calcular el área del intercambiador de calor o la porción de la longitud del tubo necesaria en desrecalentamiento mediante la ecuación (22). Para realizar el cambio de estado desde desrecalentado hacia vapor saturado a una determinada presión de entrada, se asume

inicialmente una fracción de la longitud del tubo requerida para la sección de recalentamiento, el valor  $F_{sh} = 0.2$  más adelante se ajustará para completar esta parte del modelado.

$$F_{sh} = \frac{L_{sh}}{L_{tube}} \quad (22)$$

La resistencia exterior, es decir, del aire requerido para el recalentamiento se calcula mediante la ecuación (23).

$$R_{out,sh} = \frac{R_{out}}{F_{sh}} \quad (23)$$

Para la obtención de la resistencia por lado del refrigerante se evalúa el coeficiente de transferencia de calor, el cual tiene relación con el flujo interno en una sola fase de vapor de refrigerante. Con la ecuación (24) se calcula la temperatura promedio en recalentamiento, en donde la temperatura en vapor saturado del refrigerante se calcula con las funciones termodinámicas el EES con una calidad de vapor de 1.

$$T_{R,sh} = \frac{T_{R,sat} + T_{R,in}}{2} \quad (24)$$

Se calcula en diámetro interno del tubo con la ecuación (25).

$$D_{in} = D_{out} - 2 \, th \quad (25)$$

Una de las facilidades que brinda el programa EES son sus bibliotecas que incorpora. El procedimiento PipeFlow se utiliza para determinar el coeficiente de transferencia de calor en la zona de recalentamiento. Una vez calculado el coeficiente de transferencia de calor con la función anterior, se aplica la ecuación (26) para calcular la resistencia en la sección de sobrecalentamiento del refrigerante.

$$R_{R,sh} = \frac{1}{\bar{h}_{R,sh} * \pi * D_{in} * L_{sh}} \quad (26)$$

La suma de las resistencias por lado del aire y refrigerante proporciona como resultado la resistencia total en esta región del intercambiador de calor.

$$R_{sh} = R_{R,sh} + R_{out,sh} \quad (27)$$

La conductancia en esta región se define con la ecuación (28), la misma debe coincidir con la conductancia necesaria para el desrecalentamiento, la cual es útil para determinar el valor real del valor asumido anteriormente de la sección de tubo en desrecalentamiento. Con las bibliotecas de termodinámica del EES se halla la capacidad calorífica del refrigerante la cual es útil para evaluar la capacitancia del refrigerante sobrecalentado en vapor con la ecuación (29).

$$UA_{sh} = \frac{1}{R_{sh}} \quad (28)$$

$$\dot{C}_{R,sh} = \dot{m}_R * C_{R,sh} \quad (29)$$

De la misma forma, con el programa se calcula el calor específico en el lado del aire a la temperatura promedio, la cual es necesaria para calcular la capacitancia mediante la ecuación (30). Cabe mencionar que la cantidad de flujo que atraviesa a través de la sección de desrecalentamiento es proporcional a la fracción del tubo requerida para el desrecalentamiento.

$$\dot{C}_{air,sh} = \dot{m}_{air} * C_{air} * F_{sh} \quad (30)$$

Una vez calculado la tasa de capacitancia en la zona de desrecalentamiento, tanto en el lado del aire y refrigerante, se procede a calcular la capacitancia mínima mediante la función MIN proporcionada por el programa EES. Aplicando la ecuación de balance de energía, ecuación (31), en donde intervienen las entalpías específicas a la entrada del condensador y en el punto de saturación de vapor, se obtiene la tasa real de transferencia de calor requerida para esta región del intercambiador de calor.

$$\dot{q}_{sh} = \dot{m}_R * (i_{r,in} - i_{R,v,sat}) \quad (31)$$

Esta región se puede calcular con un simple flujo cruzado de calor, por lo tanto, se puede tratar utilizando las relaciones de eficiencia NTU. La efectividad de la sección de desrecalentamiento se expresa mediante la ecuación (32), en donde la máxima transferencia de calor se calcula con la ecuación (33).

$$\epsilon_{sh} = \frac{\dot{q}_{sh}}{\dot{q}_{max,sh}} \quad (32)$$

$$\dot{q}_{max,sh} = \dot{C}_{min,sh} * (T_{R,in} - T_{air,in}) \quad (33)$$

Con la función HX del EES es posible obtener el número de unidades de transferencia en la zona de desrecalentamiento, con este dato y con la ecuación (34), es posible calcular la conductancia requerida. Antes de ingresar esta ecuación es necesario actualizar los valores asumidos inicialmente y comentar el valor  $F_{sh} = 0.2$  al código EES.

$$UA_{sh} = \dot{C}_{min,sh} * NTU_{sh} \quad (34)$$

Una vez realizado el procedimiento anterior, el código soluciona el problema en la zona de desrecalentamiento. Dado que el  $F_{sh}$  es menor a uno, la longitud restante del tubo se encuentra disponible para realizar la condensación y el proceso de subenfriamiento, por ello es necesario repetir el cálculo para la sección de condensación.

Al igual que el procedimiento en recalentamiento, en la zona de condensación, se asume un valor  $F_{sat} = 0.7$ , con ello las conductancias en condensación y la requerida deben coincidir. Con la ecuación (35) se calcula la cantidad de la tubería requerida para la sección de condensación.

$$F_{sat} = \frac{L_{sat}}{L_{tube}} \quad (35)$$

La resistencia exterior del aire, requerida para la condensación se calcula mediante la ecuación (36).

$$R_{out,sat} = \frac{R_{out}}{F_{sat}} \quad (36)$$

Suponiendo una condensación completa, el coeficiente de transferencia de calor para esta zona se obtiene utilizando la biblioteca de ebullición y condensación con el procedimiento *Cold\_HorizontalTube\_avg*, con calidades de entrada y salida de 1.0 y 0.0, respectivamente. Si la condensación no es completa, entonces es necesario ajustar la calidad de salida. Con la ecuación (37), es posible calcular la resistencia del refrigerante en la zona de condensación.

$$R_{R,sat} = \frac{1}{\bar{h}_{R,sat} * \pi * D_{in} * L_{sat}} \quad (37)$$

La resistencia total en la región de condensación se encuentra definida por la ecuación (38):

$$R_{sat} = R_{R,sat} + R_{out,sat} \quad (38)$$

Se calcula la conductancia en la región de condensación mediante.

$$UA_{sat} = \frac{1}{R_{sat}} \quad (39)$$

Aplicando la ecuación de balance de energía con la ecuación (40), en donde intervienen las entalpías específicas en el punto de saturación de vapor y la del líquido saturado, se obtiene la tasa real de transferencia de calor requerida para esta zona.

$$\dot{q}_{sat} = \dot{m}_R * (i_{R,v,sat} - i_{R,l,sat}) \quad (40)$$

En la sección de condensación la tasa de capacitancia se define según la ecuación (41):

$$\dot{C}_{air,sat} = \dot{m}_{air} * C_{air} * F_{sat} \quad (41)$$

La tasa de capacitancia mínima en la sección de condensación viene dada por la tasa de capacitancia del aire, debido a que la tasa de capacitancia del refrigerante es efectivamente infinita, entonces, la tasa máxima de transferencia de calor está definida por la ecuación (42)

$$\dot{q}_{max,sat} = \dot{C}_{air,sat} * (T_{R,sat} - T_{air,in}) \quad (42)$$

En la zona de condensación la efectividad está dada por la ecuación (43):

$$\epsilon_{sat} = \frac{\dot{q}_{sat}}{\dot{q}_{max,sat}} \quad (43)$$

Para cualquier configuración de flujo, el número de unidades de transferencia de calor se define con la ecuación (44).

$$NTU_{sat} = -\ln(1 - \epsilon_{sat}) \quad (44)$$

Los valores asumidos inicialmente se actualizan en EES, posteriormente, se comenta el valor asumido por  $F_{sat} = 0.7$  y se introduce la ecuación (45), correspondiente a la conductancia en la región de condensación. Al obtener que la suma de los valores supuestos no supera la unidad, es decir, que existe tubería adicional para realizar subenfriamiento, con ello, la fracción del intercambiador que queda para esta etapa viene definida por la ecuación (46).

$$UA_{sat} = \dot{C}_{air,sat} * NTU_{sat} \quad (45)$$



$$F_{sc} = 1 - F_{sat} - F_{sh} \quad (46)$$

Por lo tanto, la resistencia en la zona de subenfriamiento está dado por:

$$R_{out,sc} = \frac{R_{out}}{F_{sc}} \quad (47)$$

Para obtener el coeficiente de transferencia de calor para la zona de líquido saturado es necesario llamar al procedimiento PipeFlow, esto se da utilizando la temperatura promedio del líquido subenfriado calculado con la ecuación (48).

$$\bar{T}_{R,sc} = \frac{T_{R,sat} + T_{air,in}}{2} \quad (48)$$

En la zona de subenfriamiento la resistencia interna o del lado del refrigerante se calcula mediante la ecuación (49), la longitud del tubo en la región de subenfriamiento se calcula con la ecuación (50).

$$R_{R,sc} = \frac{1}{\bar{h}_{R,sc} * \pi * D_{in} * L_{sc}} \quad (49)$$

$$L_{sc} = F_{sc} * L_{tube} \quad (50)$$

La resistencia total en esta zona se calcula con la ecuación (51), mientras que la conductancia se calcula con la ecuación (52).

$$R_{sc} = R_{R,sc} + R_{air,sc} \quad (51)$$

$$UA_{sc} = \frac{1}{R_{sc}} \quad (52)$$

Se calcula la tasa de capacitancia en la región de subenfriamiento con la ecuación (53), calculando primero la capacidad calorífica específica del refrigerante.

$$\dot{C}_{R,sc} = \dot{m}_R * C_{R,sc} \quad (53)$$

En la zona de subenfriamiento la tasa de capacitancia es:

$$\dot{C}_{air,sc} = \dot{m}_{air} * C_{air} * F_{sc} \quad (54)$$

Se calcula en número de unidades de transferencia de calor con la ecuación (55), previamente calculando la tasa de capacitancia mínima en la sección de subenfriamiento.

$$NTU_{sc} = \frac{UA_{sc}}{\dot{C}_{min,sc}} \quad (55)$$

La eficacia se calcula con la función HX del programa EES, mientras que la tasa de transferencia de calor se define según la ecuación (56).

$$\dot{q}_{sc,max} = \dot{C}_{min,sc} * (T_{R,sat} - T_{air,in}) \quad (56)$$

La transferencia de calor real en la zona subenfriada es:

$$\dot{q}_{sc} = \epsilon_{sc} * \dot{q}_{sc,max} \quad (57)$$

La entalpia a la salida del condensador es definida mediante la ecuación (58):

$$i_{R,out} = i_{R,l,sat} - \frac{\dot{q}_{R,sc}}{\dot{m}_R} \quad (58)$$

La capacidad total del condensador se define con la suma de las capacidades en cada zona que se ha analizado anteriormente.

$$\dot{q} = \dot{q}_{sh} + \dot{q}_{sat} + \dot{q}_{sc} \quad (59)$$

Se utiliza una aproximación (app) con el objetivo de simplificar el análisis, es decir, la tasa de transferencia se calcula asumiendo que la totalidad del proceso de intercambio de calor se da en la zona de condensación, por lo tanto, con la ecuación (60) define la conductancia.

$$UA_{app} = \frac{1}{R_{out} + \frac{1}{L_{tube} * \pi * D_{in} * \bar{h}_{R,sat}}} \quad (60)$$

El número de unidades de transferencia se halla con la ecuación (61), debido a que la capacitancia del refrigerante en la zona de condensación tiende a infinito.

$$NTU_{app} = \frac{UA_{app}}{\dot{m}_{air} * C_{air}} \quad \text{Ecuación (61)}$$

Finalmente, se calcula la efectividad con la ecuación (62), la tasa de transferencia de calor posible proporcionada por la ecuación (63) y la real representada por la ecuación (64).

$$\varepsilon_{app} = 1 - \exp(-NTU_{app}) \quad (62)$$

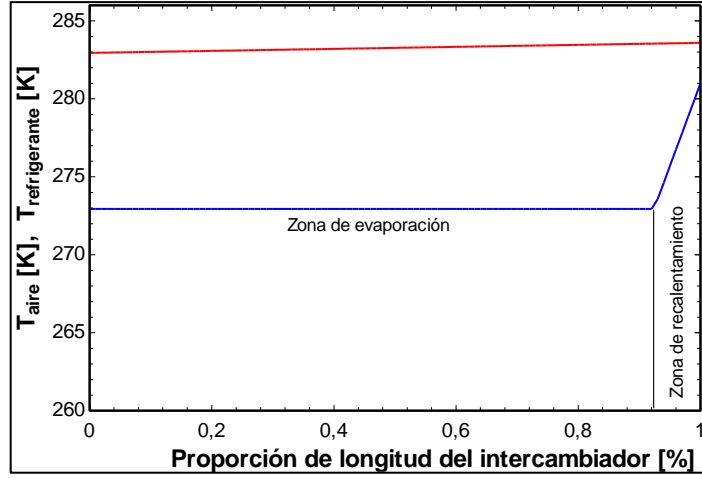
$$\dot{q}_{max,app} = \dot{m}_{air} * C_{air} * (T_{R,sat} - T_{air,in}) \quad (63)$$

$$\dot{q}_{app} = \varepsilon_{app} * \dot{q}_{max,app} \quad (64)$$

#### 2.2.4 Modelado del evaporador

Para modelar el evaporador se toma la misma metodología del condensador, es decir, dividir el evaporador en regiones según el cambio de fase del refrigerante como se observa en la figura 5-2. En este caso se divide en dos partes, una para recalentamiento y una para evaporación. Cada uno de los tramos se trató como si se tratase de un intercambiador de calor de flujo cruzado con los fluidos sin mezclar.

Como punto de partida se ingresa la información conocida del evaporador en el programa EES, así como varios parámetros de operación como flujo másico del refrigerante, caudal volumétrico del aire, presiones.



**Figura 5-2:** Perfil de temperatura del evaporador modelado

Fuente: Acosta, B.; Toapanta, H. 2021

Con los datos ya ingresados se procede a determinar la resistencia térmica total por lado del aire, esta resistencia adelante será asignada para las subdivisiones de intercambiadores de calor que dependerán cada una de ellas de su tamaño. La resistencia se ha evaluado bajo condiciones de operación que se han expuesto en los datos de entrada para el evaporador utilizando el siguiente enfoque:

Longitud total de tubo representada por la ecuación (65):

$$L_{tube\_e} = N_{t,row\_e} * N_{t,col\_e} * W_e \quad (65)$$

El Área total de intercambiador con aletas es posible calcular con la ecuación (66):

$$A_{s,fin,tot\_e} = 2 * \frac{W_e}{P_{fin\_e}} * (H\_e * L\_e - N_{t,row\_e} * N_{t,col\_e} * \frac{\pi * D_{out\_e}^2}{4}) \quad (66)$$

Área total del intercambiador sin aletas:

$$A_{s,unfin\_e} = \pi * D_{out\_e} * L_{tube\_e} * \left(1 - \frac{th_{fin\_e}}{P_{fin\_e}}\right) \quad (67)$$

Superficie del lado del aire:

$$A_{tot\_e} = A_{s,fin,tot\_e} + A_{s,unfin\_e} \quad (68)$$

La temperatura media, ecuación (69) y el flujo másico del aire, ecuación (70) son:

$$T\_e = \frac{T_{R,in\_e} + T_{air,in\_e}}{2} \quad (69)$$

$$\dot{m}_{air} = \rho_{air} * \dot{V}_{air} \quad (70)$$

Con la biblioteca de intercambiador de calor compacto se calculó el coeficiente de transferencia de calor exterior, es decir, del lado del aire. Se consideraron aletas anulares individuales con un radio efectivo y se calcula mediante la ecuación (71).

$$A_{s,fin,tot\_e} = 2 * \frac{L_{tube\_e}}{P_{fin\_e}} * \pi * \left[ r_{e,fin,eff\_e}^2 - \left(\frac{D_{out\_e}}{2}\right)^2 \right] \quad (71)$$

Se calculó la conductividad de la aleta, es decir, la conductividad del aluminio con la ayuda el EES. La eficiencia de la aleta se obtuvo mediante funciones del programa, para posteriormente calcular la eficiencia total de superficie con la ecuación (72) y la resistencia térmica total del lado del aire proporcionada por la ecuación (73).

$$\eta_{0_e} = 1 - \frac{A_{s,fin,tot_e}}{A_{tot_e}} * (1 - \eta_{fin_e}) \quad (72)$$

$$R_{out_e} = \frac{1}{\eta_{0_e} * \bar{h}_{out_e} * A_{tot_e}} \quad (73)$$

Se procede a calcular el área del intercambiador de calor o la porción de la longitud del tubo necesaria en evaporación, a una determinada presión de entrada. Se asume inicialmente una fracción de la longitud del tubo requerida para la sección de evaporación, el valor  $F_{sat_e} = 0.8$ , más adelante se ajustará para completar esta parte del modelado.

Se calcula la cantidad de la tubería requerida para la sección de evaporación con la ecuación (74).

$$F_{sat_e} = \frac{L_{sat_e}}{L_{tube_e}} \quad (74)$$

Se calcula la resistencia del aire requerida para la evaporación, ecuación (75), y el diámetro interno del tubo, ecuación (76).

$$R_{out,sat_e} = \frac{R_{out_e}}{F_{sat_e}} \quad (75)$$

$$D_{in_e} = D_{out_e} - 2 th_e \quad (76)$$

El coeficiente de transferencia de calor para esta zona se obtiene utilizando la biblioteca de ebullición y condensación con el procedimiento *Flow\_Boiling*, con calidades de entrada y salida de uno y la calidad calculada con la presión y entalpia producto de la salida del condensador respectivamente. La evaporación no es completa, entonces, es necesario ajustar la calidad de salida, es posible calcular la resistencia del refrigerante en la zona de evaporación mediante la ecuación (77).

$$R_{R,sat_e} = \frac{1}{\bar{h}_{R,sat_e} * \pi * D_{in_e} * L_{sat_e}} \quad (77)$$

La resistencia total en la región de evaporación y la conductancia se encuentran definidas por las ecuaciones (78) y (79) respectivamente:

$$R_{sat_e} = R_{R,sat_e} + R_{out,sat_e} \quad (78)$$

$$UA_{sat_e} = \frac{1}{R_{sat_e}} \quad (79)$$

Se aplica la ecuación de equilibrio de energía como se ve en la ecuación (80) y se obtiene la tasa real de transferencia de calor para la zona de evaporación. Se define la tasa de capacitancia del

aire, la cual es la tasa de capacitancia mínima, luego se calcula la máxima transferencia de calor con la ecuación (82).

$$\dot{q}_{sat\_e} = \dot{m}_R * (i_{R,v,sat\_e} - i_{R,l,sat\_e}) \quad (80)$$

$$\dot{C}_{air,sat\_e} = \dot{m}_{air\_e} * C_{air\_e} * F_{sat\_e} \quad (81)$$

$$\dot{q}_{max,sat\_e} = \dot{C}_{air,sat\_e} * (T_{R,sat\_e} - T_{air,in\_e}) \quad (82)$$

En la zona de evaporación la efectividad se calcula mediante la ecuación (83):

$$\epsilon_{sat\_e} = \frac{\dot{q}_{sat\_e}}{\dot{q}_{max,sat\_e}} \quad (83)$$

El número de unidades de transferencia de calor necesarias se define con la ecuación (84).

$$NTU_{sat\_e} = -\ln(1 - \epsilon_{sat\_e}) \quad (84)$$

Los valores asumidos inicialmente se actualizan en EES, posteriormente, se comenta el valor asumido por  $F_{sat\_e} = 0.8$  y se introduce la ecuación correspondiente de la conductancia en la región de evaporación. Al obtener el resultado el valor no es igual a la unidad dando a entender que el total de la tubería no está en evaporación, es decir, existe tubería adicional para realizar sobrecalentamiento, la ecuación (85) indica la longitud de la tubería que se encuentra disponible para sobrecalentamiento, con ello, la fracción del intercambiador que queda para esta etapa viene definida por la ecuación (86).

$$F_{sh\_e} = 1 - F_{sat\_e} \quad (85)$$

$$F_{sh\_e} = \frac{L_{sh\_e}}{L_{tube}} \quad (86)$$

La resistencia exterior del aire requerido para el recalentamiento se calcula mediante la ecuación (87).

$$R_{out,sh\_e} = \frac{R_{out\_e}}{F_{sh\_e}} \quad (87)$$

Para la obtención de la resistencia por lado del refrigerante se da mediante una evaluación del coeficiente de transferencia de calor en cual tiene relación con el flujo interno en una sola fase de vapor de refrigerante, se calcula la temperatura promedio en recalentamiento con la ecuación (88), en donde la temperatura en vapor saturado del refrigerante se calcula con una calidad de uno.

$$T_{R,sh} = \frac{T_{R,sat} + T_{R,in}}{2} \quad (88)$$

Con el procedimiento *PipeFlow*, se determina el coeficiente de transferencia de calor en la zona de recalentamiento. Una vez calculado el coeficiente de transferencia de calor con la función anterior se calcula la resistencia en la sección de sobrecalentamiento del refrigerante con la ecuación (89).

$$R_{R,sh\_e} = \frac{1}{\bar{h}_{R,sh\_e} * \pi * D_{in\_e} * L_{sh\_e}} \quad (89)$$

La resistencia total y la conductancia en esta región se definen con la ecuación (90) y (91) respectivamente:

$$R_{sh_e} = R_{R,sh_e} + R_{out,sh_e} \quad (90)$$

$$UA_{sh_e} = \frac{1}{R_{sh_e}} \quad (91)$$

Con la ayuda de las bibliotecas de termodinámica del EES se halla la capacidad calorífica del refrigerante, la cual es útil para evaluar la capacitancia del refrigerante sobrecalentado en vapor con la ecuación mediante la ecuación (92).

$$\dot{C}_{R,sh_e} = \dot{m}_{R_e} * C_{R,sh_e} \quad (92)$$

Se calcula el calor específico en el lado del aire a la temperatura promedio. La cantidad de flujo que atraviesa la sección de sobrecalentamiento es proporcional a la fracción del tubo requerida para el recalentamiento.

$$\dot{C}_{air,sh_e} = \dot{m}_{air_e} * C_{air_e} * F_{sh_e} \quad (93)$$

Se calcula la tasa de capacitancia mínima en la sección de recalentamiento y el número de unidades de transferencia de calor con la ecuación (94).

$$NTU_{sh_e} = \frac{UA_{sh_e}}{\dot{C}_{min,sh_e}} \quad (94)$$

La eficacia se calcula con la función HX del programa EES, mientras que la tasa de transferencia de calor se define según la ecuación (95).

$$\dot{q}_{sh,max_e} = \dot{C}_{min,sh_e} * (T_{air,in_e} - T_{R,sat_e}) \quad (95)$$

La transferencia de calor real en la zona de recalentamiento viene dada por la ecuación (96).

$$\dot{q}_{sh_e} = \epsilon_{sh_e} * \dot{q}_{sh,max_e} \quad (96)$$

La entalpia del refrigerante a la salida del condensador es:

$$i_{R,out_e} = i_{R,v,sat_e} - \frac{\dot{q}_{sh,max_e}}{\dot{m}_{R_e}} \quad (97)$$

La capacidad total del evaporador se define como la suma de las capacidades en cada zona que se ha analizado anteriormente.

$$\dot{q}_{_e} = \dot{q}_{sh_e} + \dot{q}_{sat_e} \quad (98)$$

Se utiliza una aproximación con el objetivo de simplificar el análisis, la tasa de transferencia se calcula asumiendo que la totalidad del proceso de intercambio de calor se da en la zona de evaporación, por lo tanto, se define la conductancia con la ecuación (99).

$$UA_{pp_e} = \frac{1}{R_{out_e} + \frac{1}{L_{tube_e} * \pi * D_{i_e} * \bar{h}_{R,sat_e}}} \quad (99)$$

El número de unidades de transferencia de calor se calcula con la ecuación (100).

$$NTU_{app_e} = \frac{UA_{pp_e}}{\dot{m}_{air_e} * C_{air_e}} \quad (100)$$

Finalmente, se calcula la efectividad con la ecuación (101), la tasa de transferencia de calor posible mediante la ecuación (102) y real con la ecuación (103).

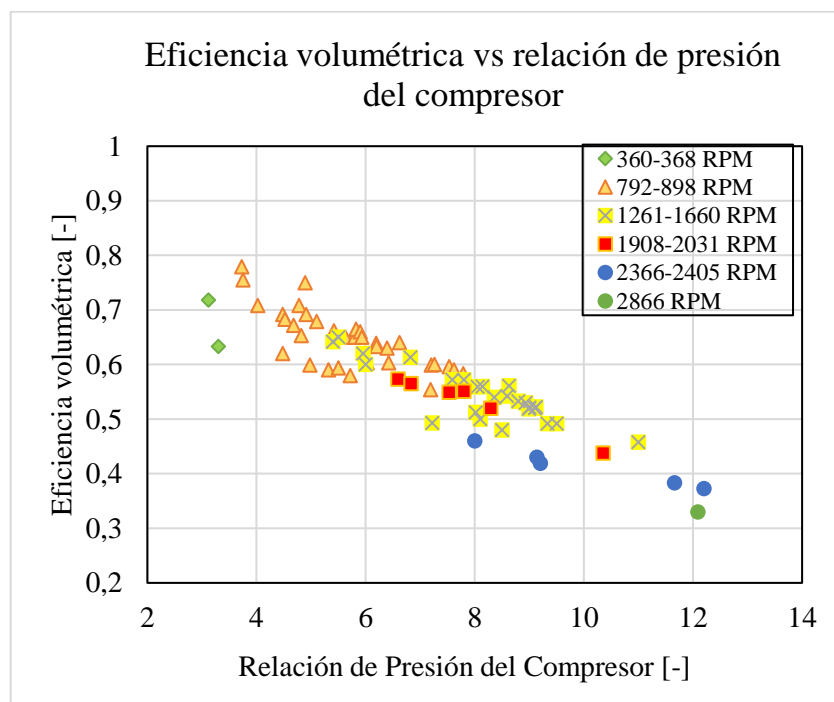
$$\varepsilon_{app_e} = 1 - \exp(-NTU_{app_e}) \quad (101)$$

$$\dot{q}_{max,app_e} = \dot{m}_{air_e} * C_{air_e} * (T_{air,in,e} - T_{R,sat,e}) \quad (102)$$

$$\dot{q}_{app_e} = \varepsilon_{app_e} * \dot{q}_{max,app_e} \quad (103)$$

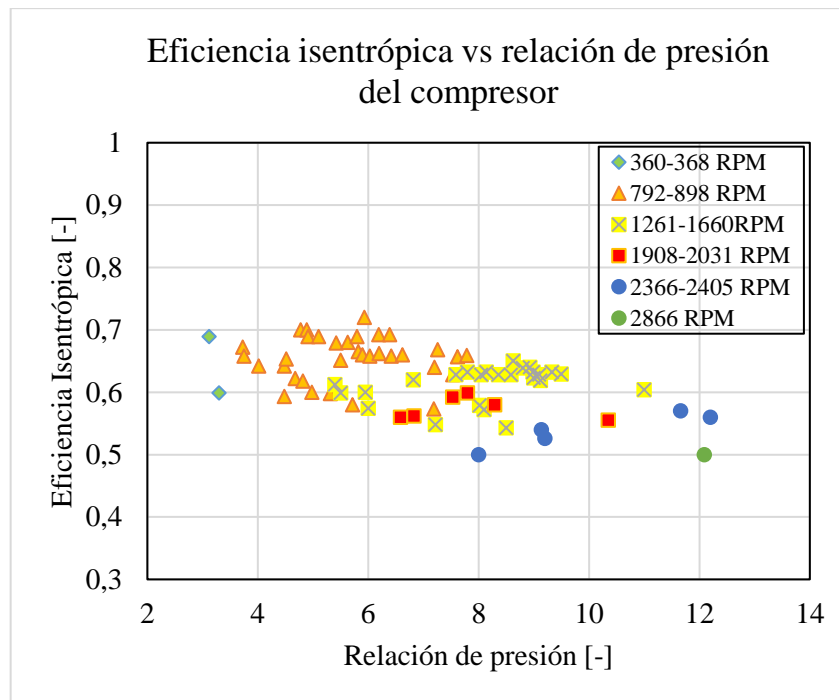
### 2.2.5 Modelado del compresor

En el estudio realizado por Cuevas y Lemort (2016b) presentan datos experimentales de las eficiencias isentrópica y volumétrica de un compresor utilizado en bombas de calor para vehículos eléctricos. Los datos muestran la variación de las eficiencias con la relación de presiones para varias velocidades del compresor como se observa en las figuras 6-2 y 7-2. Para modelar el compresor, se utilizaron los datos de eficiencias en función de las rpm (n), y de la relación de presiones (Rp), para generar correlaciones para la eficiencia volumétrica e isentrópica.



**Gráfico 1-2:** Eficiencia volumétrica vs relación de presión del compresor

**Fuente:** (Cuevas & Lemort, 2016a, p. 6)



**Gráfico 2-1:** Eficiencia isentrópica vs relación de presión del compresor

**Fuente:** (Cuevas & Lemort, 2016a, p. 6)

La eficiencia volumétrica se correlacionó con una ecuación lineal con la relación de presiones, según la Ecuación (104). La regresión lineal se realizó para cada intervalo de velocidades. En la Tabla 6-2, se muestran los coeficientes de la correlación lineal para cada velocidad.

**Tabla 6-2:** Coeficientes de la ecuación lineal

Rpm	A1	B1
792 - 898	-0,036601	0,853267
1261 - 2021	-0,032288	0,805574
1908 - 2031	-0,036255	0,819019
2366 - 2405	-0,019373	0,607510

**Fuente:** Acosta B, Toapanta H, 2021

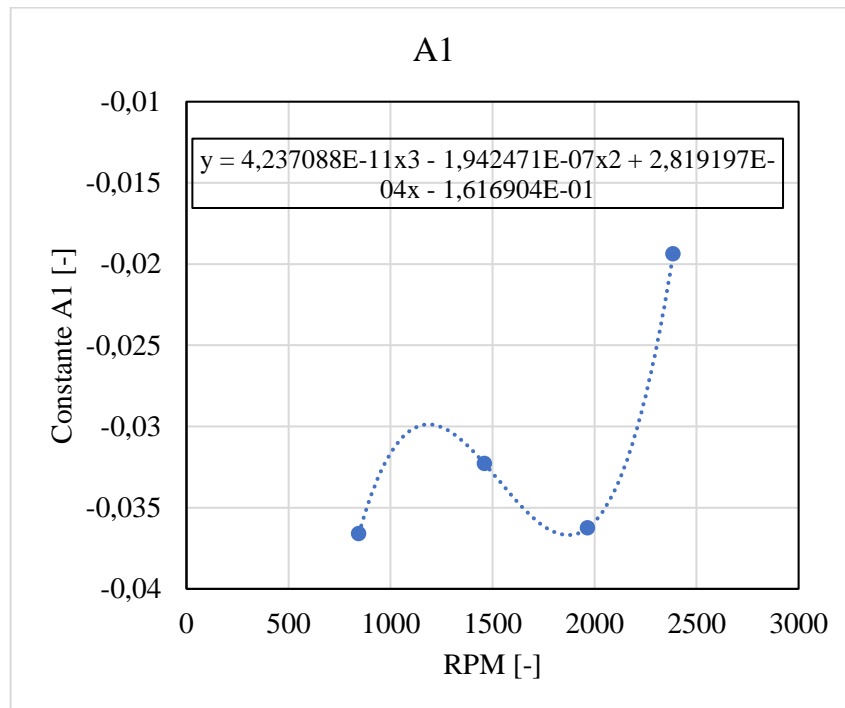
**Realizado por:** Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

$$\eta_v = A1 * Rp + B1 \quad (104)$$

Para generar una correlación que considere la dependencia con las rpm del compresor, se hace uso de los coeficientes de la ecuación lineal de A y B. En este caso, se generó una gráfica en función del coeficiente A1 vs rpm y de la misma forma con el coeficiente B1, obteniendo dos ecuaciones cúbicas, las cuales son las que mejor se ajustan a las gráficas. Posteriormente, estas son sustituidas en la ecuación (104), obteniendo así la correlación para el cálculo de la eficiencia



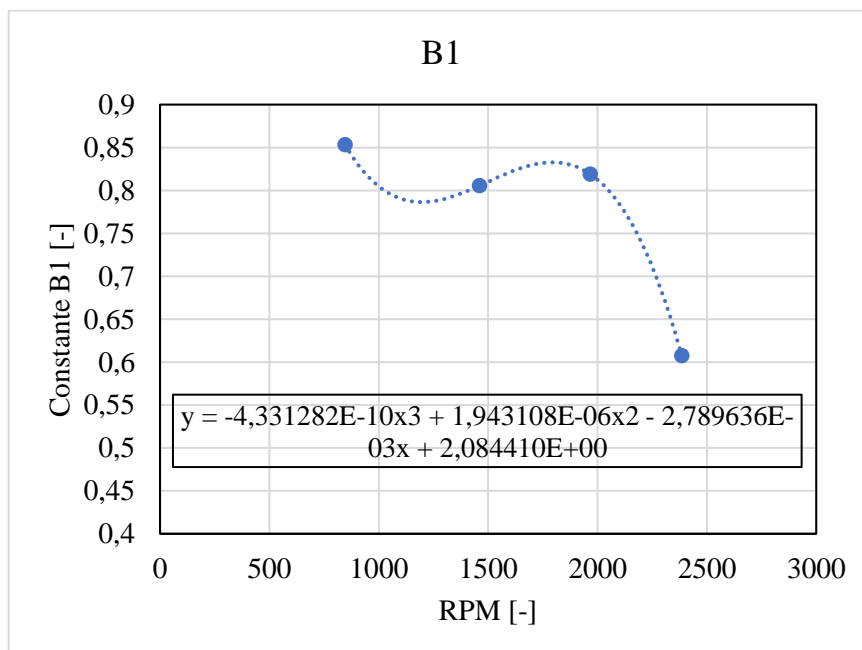
volumétrica. Las correlaciones para A1 y B1 se indican en las ecuaciones (105) y (106), respectivamente.



**Gráfico 3-2:** Coeficiente de corrección eficiencia volumétrica A1

Fuente: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

$$A1 = 4.237088 * 10^{-11}n^3 - 1.942471 * 10^{-07}n^2 + 2.819197 * 10^{-07}n - 1.616904 \quad (105)$$



**Gráfico 4-2:** Coeficiente de corrección eficiencia volumétrica B1

Fuente: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

$$B1 = -4.331282 * 10^{-10}n^3 + 1.943108 * 10^{-06}n^2 - 2.789636 * 10^{-03} + 2.084410 \quad (106)$$

La eficiencia isentrópica se correlacionó con una ecuación logarítmica con la relación de presiones, según la Ecuación (107). La regresión lineal se realizó para cada intervalo de velocidades. En la Tabla 7-2, se muestran los coeficientes de la correlación lineal para cada velocidad.

$$\eta_s = C1 * Ln(Rp) + D1 \quad (107)$$

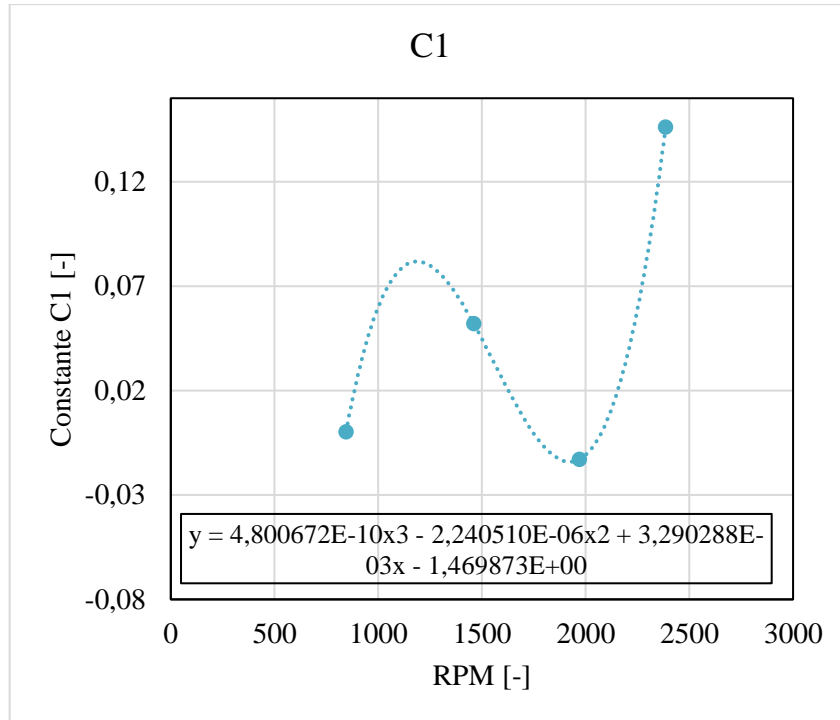
**Tabla 7-2:** Coeficientes de la función logarítmica

Rpm	C1	D1
792 - 898	0,00029	0,653826
1261 - 2921	0,052021	0,504706
1908 - 2031	-0,012932	0,601246
2366 - 2405	0,146131	0,204009

**Fuente:** Acosta B, Toapanta H, 2021

**Realizado por:** Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

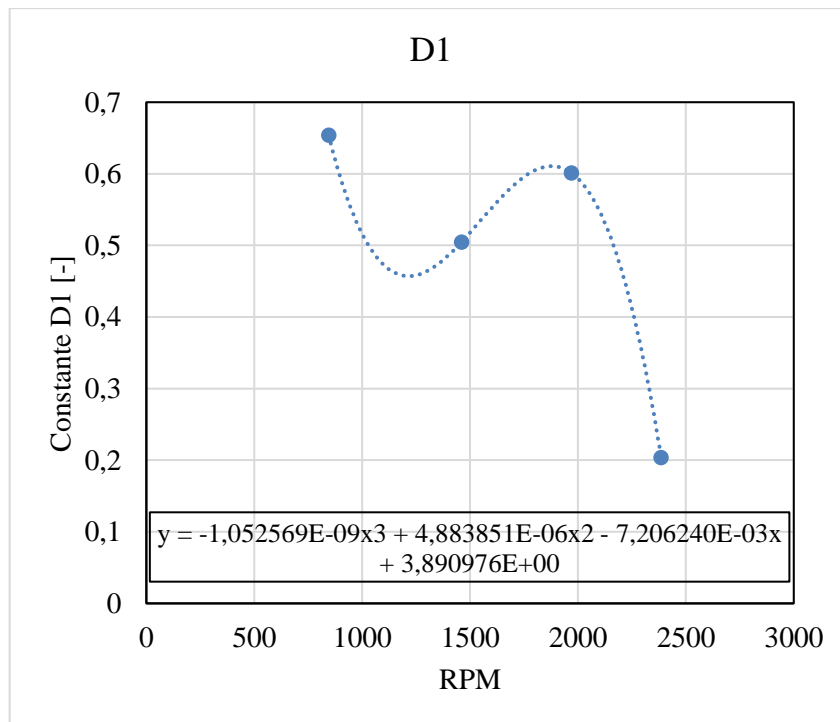
Para generar una correlación que considere la dependencia con las rpm del compresor, se analizan los coeficientes de la ecuación lineal de A y B. En este caso, se generó una gráfica del coeficiente C1 vs rpm y de la misma forma con el coeficiente B1, obteniendo dos ecuaciones cúbicas, las cuales son las que mejor se ajustan a las gráficas. Posteriormente, estas son sustituidas en la ecuación (107), obteniendo así la correlación para el cálculo de la eficiencia isentrópica. Las correlaciones para C1 y D1 se indican en las ecuaciones (108) y (109), respectivamente.



**Gráfico 5-2:** Coeficiente de corrección eficiencia isentrópica C1

Fuente: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

$$C1 = 4.80672 * 10^{-10}n^3 - 2.24051 * 10^{-06}n^2 + 3.29029 * 10^{-03}n - 1.46987 \quad (108)$$



**Gráfico 6-2:** Coeficiente de corrección eficiencia isentrópica D1

Fuente: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

$$D1 = -1.05257 * 10^{-09}n^3 + 4.88385 * 10^{-06}n^2 - 7.20624 * 10^{-03}n + 3.89098 \quad (109)$$

El flujo másico de refrigerante se calcula con la eficiencia volumétrica y la cilindrada del compresor con la ecuación (110). La entalpía a la salida del compresor, considerando un proceso isentrópico, se calcula a partir de la definición de la eficiencia isentrópica, con la ecuación (111). El consumo del compresor se calcula con la ecuación (113) considerando unas pérdidas de energía al ambiente del 5%. El COP de la bomba de calor se calcula dividiendo la capacidad calorífica del condensador para el consumo del compresor, según la ecuación (114).

$$\eta_w = \frac{\dot{m}}{\rho_R * \dot{V} * n} \quad (110)$$

$$\eta_s = \frac{i_{R,is} - i_{R,out,e}}{i_{R,in} - i_{R,out,e}} \quad (111)$$

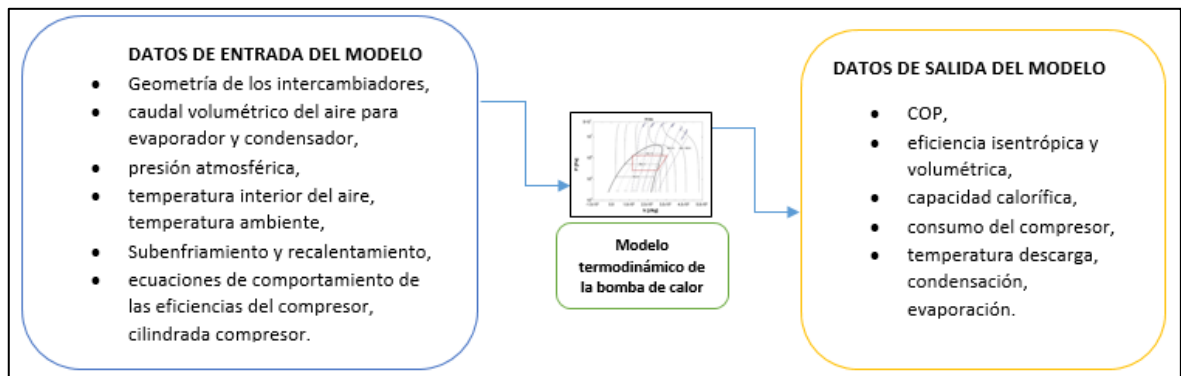
$$\dot{W}_L = \dot{m} * (i_{R,in} - i_{R,out,e}) \quad (112)$$

$$\dot{E}_C = \dot{W}_L / (1 - 0.05) \quad (113)$$

$$COP_{heating} = \dot{q} / \dot{E}_C \quad (114)$$

El proceso de expansión en la válvula se considera como un proceso isoentálpico. Una vez realizado cada uno de los pasos anteriores se concluye con la modelación del condensador evaporador, compresor y válvula de expansión. Con ello, el modelo se encuentra listo para unificar cada uno de sus componentes.

Al final se tienen como variables de entrada y variables de salida las que se muestran en la figura 12-2.



**Figura 6-2:** Esquema del modelo de la bomba de calor

Fuente: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

### 2.3 Validación del modelo de la bomba de calor

El proceso de validación se realizó utilizando los datos experimentales presentados en el trabajo de Cuevas y Lemort (2016a), en donde se reportan temperaturas, caudal volumétrico y

revoluciones del compresor. Es importante mencionar que, al contar con datos de compresor e intercambiadores de calor de distintas fuentes bibliográficas, y considerando que la información para la validación se basa en el estudio de donde se extrajo los datos del compresor, se tiene que ajustar los modelos de los intercambiadores de calor, modificando el área de intercambio de calor hasta que los datos experimentales y modelados sean correspondientes. En la tabla 8-2 se muestran los datos que se utilizan para el proceso de validación.

**Tabla 8-2:** Datos experimentales utilizados en la validación de modelo de la BC.

RPM [-]	T a ext. [°C]	Velocidad aire en el evaporador [m/s]	Ta int. [°C]	$\dot{Q}$ Cond. [kW]	COP [-]
867	-1,30	2,90	2,40	2,30	2,60
878	-7,00	2,90	-0,50	2,01	2,50
882	-9,80	2,90	-2,10	1,91	2,50
1261	-0,90	3,20	2,00	2,98	2,40
804	-11,20	3,20	-6,80	2,22	4,20
804	-12,50	2,00	-6,20	2,03	3,80
805	-12,50	2,00	-6,60	2,07	4,00
1290	-12,80	2,10	-5,90	2,34	2,80
792	-0,60	2,00	0,80	2,56	3,40
801	-1,00	2,00	0,10	2,63	3,50
1594	-0,50	2,00	0,60	3,42	2,40
2400	-0,80	3,20	0,10	4,07	2,10

**Fuente:** (Cuevas & Lemort, 2016a, p. 6)

**Realizado por:** Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

Para el proceso de validación se utilizan 12 puntos, se descartan los puntos en donde las revoluciones superan valores de 2500 rpm, debido al ajuste de curvas que se realizó en el compresor.

Se tomaron varios puntos para realizar la aproximación teniendo una variación y error para cada una de las diferentes pruebas. Se toman tres pruebas diferentes es decir se realiza tres aproximaciones en donde se varía las áreas de los intercambiadores de calor tanto para el evaporador y condensador, el caudal volumétrico de aire para ambos casos y la velocidad del compresor. Los valores de la tabla 8-2 son útiles para cada una de las pruebas, la primera se toma los valores correspondientes a una revolución de 2400 rpm, la segunda prueba se realiza con una revolución de 882 rpm, mientras que, la tercera prueba se realiza con una revolución de 1290 rpm.

## **2.4 Análisis del desempeño del sistema de la bomba de calor en la ciudad de Quito**

Las temperaturas tomadas para el proceso de simulación corresponden a la ciudad de Quito. Al inicio de este capítulo se propuso un esquema general de temperaturas, sin embargo, los datos no son suficientes para llevar un estudio meticuloso del rendimiento de a bomba de calor.

Para el desarrollo de las simulaciones, es necesario contar con las temperaturas ambientales y las temperaturas interiores de un vehículo. Para ello, se utilizó un modelo térmico dinámico de la cabina de un vehículo propuesto por: (Vásquez-Núñez, 2019). En las tablas 9-2 y 10-2 se presentan las variaciones de las temperaturas interiores del vehículo y las temperaturas ambientales para cada hora y para los diferentes meses del año, como se mencionó anteriormente la base de datos de las temperaturas ambiente en la ciudad de Quito se obtuvo de (Meteonorm Version 8).

**Tabla 9-2:** Temperaturas interiores del vehículo [°C], en la ciudad de Quito a lo largo de un año.

<i>H/M</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>	<i>12</i>	<i>Prom.</i>
<i>1</i>	12,00	11,31	11,63	11,45	11,42	11,11	10,95	11,08	10,84	10,60	11,02	11,33	<b>11,23</b>
<i>2</i>	11,33	10,68	11,01	10,82	10,78	10,44	10,23	10,32	10,10	9,91	10,40	10,70	<b>10,56</b>
<i>3</i>	10,69	10,08	10,42	10,21	10,17	9,79	9,54	9,59	9,39	9,25	9,81	10,09	<b>9,92</b>
<i>4</i>	10,07	9,50	9,83	9,63	9,58	9,16	8,88	8,88	8,68	8,61	9,23	9,48	<b>9,29</b>
<i>5</i>	9,48	8,92	9,26	9,05	9,00	8,55	8,23	8,18	7,99	7,97	8,65	8,89	<b>8,68</b>
<i>6</i>	8,88	8,36	8,70	8,48	8,43	7,94	7,59	7,49	7,31	7,33	8,07	8,30	<b>8,07</b>
<i>7</i>	9,01	8,08	8,82	9,10	9,57	8,87	8,29	7,90	8,24	8,54	9,21	9,16	<b>8,73</b>
<i>8</i>	11,04	10,53	11,08	11,62	12,65	12,29	11,78	10,97	11,14	11,35	11,81	11,66	<b>11,49</b>
<i>9</i>	14,05	13,68	14,18	14,90	16,33	16,10	15,67	14,67	14,67	14,82	14,74	14,62	<b>14,87</b>
<i>10</i>	17,03	16,94	17,48	18,06	19,70	19,67	19,25	18,21	18,21	18,11	17,79	17,53	<b>18,16</b>
<i>11</i>	19,64	19,69	20,27	20,74	22,84	22,66	22,48	21,51	21,19	20,87	20,50	19,81	<b>21,02</b>
<i>12</i>	21,62	21,62	22,28	22,94	25,08	25,13	24,90	24,09	23,44	22,90	22,39	21,82	<b>23,18</b>
<i>13</i>	23,02	23,07	23,66	24,54	26,87	26,90	26,75	25,95	25,14	24,36	23,63	23,16	<b>24,75</b>
<i>14</i>	23,81	24,04	24,71	25,67	27,94	27,98	27,97	27,32	26,12	25,27	24,47	23,85	<b>25,76</b>
<i>15</i>	24,16	24,54	25,13	26,07	28,27	28,06	28,55	27,81	26,34	25,48	24,78	24,25	<b>26,12</b>
<i>16</i>	23,85	24,47	24,75	25,60	27,30	27,46	28,05	27,29	25,58	24,79	24,10	24,06	<b>25,61</b>
<i>17</i>	22,77	23,45	23,51	24,07	25,49	25,70	26,30	25,72	23,80	23,12	22,50	22,84	<b>24,11</b>
<i>18</i>	20,31	20,99	20,93	21,13	22,58	22,49	23,13	22,64	20,89	20,18	19,73	20,40	<b>21,28</b>
<i>19</i>	17,81	18,04	18,13	18,08	18,87	18,74	19,27	19,09	17,94	17,43	17,23	17,67	<b>18,19</b>
<i>20</i>	16,12	16,08	16,26	16,08	16,58	16,39	16,81	16,74	15,91	15,54	15,53	15,83	<b>16,16</b>
<i>21</i>	14,90	14,70	14,92	14,69	15,02	14,77	15,11	15,10	14,45	14,17	14,28	14,54	<b>14,72</b>
<i>22</i>	13,94	13,64	13,89	13,64	13,87	13,57	13,81	13,86	13,32	13,09	13,30	13,55	<b>13,62</b>
<i>23</i>	13,14	12,76	13,03	12,78	12,95	12,59	12,76	12,84	12,36	12,17	12,45	12,73	<b>12,71</b>
<i>24</i>	12,43	11,99	12,26	12,03	12,16	11,74	11,85	11,94	11,50	11,34	11,70	12,01	<b>11,91</b>

Fuente: Acosta B, Toapanta H, 2021

Realizado por: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

**Tabla 10-2:** Temperaturas ambiente [°C] de la ciudad de Quito a lo largo de un año

<i>H/M</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>	<i>12</i>	<i>Prom</i>
<b>1</b>	12,51	12,48	12,65	12,45	12,62	12,18	12,15	12,58	12,21	11,66	11,69	12,53	<b>12,31</b>
<b>2</b>	12,16	11,97	12,12	11,93	12,12	11,63	11,57	11,94	11,59	11,08	11,18	11,98	<b>11,77</b>
<b>3</b>	11,60	11,43	11,59	11,39	11,57	11,06	10,97	11,27	10,94	10,49	10,64	11,43	<b>11,20</b>
<b>4</b>	11,03	10,90	11,05	10,85	11,03	10,46	10,36	10,61	10,29	9,89	10,10	10,87	<b>10,62</b>
<b>5</b>	10,47	10,36	10,50	10,32	10,50	9,90	9,76	9,95	9,62	9,29	9,56	10,30	<b>10,04</b>
<b>6</b>	9,91	9,83	9,97	9,77	9,95	9,32	9,15	9,28	8,97	8,69	9,01	9,74	<b>9,47</b>
<b>7</b>	9,34	9,29	9,43	9,24	9,42	8,74	8,55	8,62	8,33	8,10	8,46	9,18	<b>8,89</b>
<b>8</b>	9,57	9,30	9,64	9,73	9,98	9,19	8,89	8,98	9,14	9,17	9,57	9,86	<b>9,42</b>
<b>9</b>	10,81	10,63	10,91	10,99	11,33	10,73	10,49	10,56	10,90	10,82	11,18	11,29	<b>10,89</b>
<b>10</b>	12,39	12,04	12,35	12,42	12,86	12,37	12,29	12,32	12,68	12,60	12,61	12,75	<b>12,48</b>
<b>11</b>	13,86	13,48	13,80	13,71	14,19	13,90	13,82	13,90	14,40	14,14	14,08	14,16	<b>13,95</b>
<b>12</b>	15,09	14,73	15,10	14,78	15,52	15,21	15,28	15,44	15,88	15,51	15,35	15,23	<b>15,26</b>
<b>13</b>	16,08	15,81	16,05	15,73	16,55	16,33	16,46	16,76	17,11	16,67	16,36	16,28	<b>16,35</b>
<b>14</b>	16,83	16,69	16,72	16,47	17,34	17,16	17,35	17,71	17,93	17,51	16,97	17,01	<b>17,14</b>
<b>15</b>	17,21	17,14	17,25	17,05	17,77	17,65	17,86	18,34	18,42	17,93	17,34	17,39	<b>17,61</b>
<b>16</b>	17,39	17,33	17,53	17,27	18,02	17,76	18,17	18,61	18,56	18,00	17,47	17,57	<b>17,81</b>
<b>17</b>	17,29	17,31	17,46	17,19	17,78	17,61	18,08	18,53	18,28	17,64	17,18	17,46	<b>17,65</b>
<b>18</b>	16,83	16,89	17,05	16,68	17,13	16,98	17,45	17,94	17,45	16,86	16,44	16,88	<b>17,05</b>
<b>19</b>	15,96	16,08	16,22	15,79	16,16	15,94	16,37	16,86	16,27	15,68	15,34	15,96	<b>16,05</b>
<b>20</b>	15,40	15,46	15,62	15,21	15,58	15,30	15,69	16,16	15,56	15,01	14,74	15,38	<b>15,43</b>
<b>21</b>	14,84	14,87	15,01	14,65	14,99	14,67	14,98	15,46	14,88	14,35	14,13	14,82	<b>14,80</b>
<b>22</b>	14,28	14,27	14,41	14,08	14,41	14,04	14,29	14,76	14,18	13,68	13,52	14,26	<b>14,18</b>
<b>23</b>	13,71	13,67	13,81	13,52	13,83	13,41	13,58	14,06	13,49	13,00	12,93	13,69	<b>13,56</b>
<b>24</b>	13,15	13,08	13,20	12,95	13,25	12,78	12,88	13,36	12,79	12,33	12,31	13,12	<b>12,93</b>

Fuente: Acosta B, Toapanta H, 2021

Realizado por: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021



Una vez obtenidas las temperaturas promedio a lo largo del año en la ciudad de Quito, se toman las temperaturas correspondientes a las horas en donde el usuario mayormente hace uso del vehículo y en donde es necesario la utilización del sistema de bomba de calor, teniendo como matriz de simulación la tabla 11-2. Se consideró que la bomba de calor se accionará de 5 a 10 am y de 7 a 11 pm. Para las simulaciones se fijaron los caudales volumétricos de aire tanto para condensador y evaporador de 0.3 m<sup>3</sup>/s y 1.73 m<sup>3</sup>/s respectivamente, los cuales son un promedio de valores encontrados de acuerdo a estudios relacionados Choi et al., (2003, p. 6). Cabe mencionar que dichos valores fueron tomados de los valores promedio de las tablas 9-2 y 10-2, desde este punto para las simulaciones que se realizan con estos datos se llaman simulación general, mientras que, las simulaciones para las siguientes horas en adelante se llaman como simulaciones por horas.

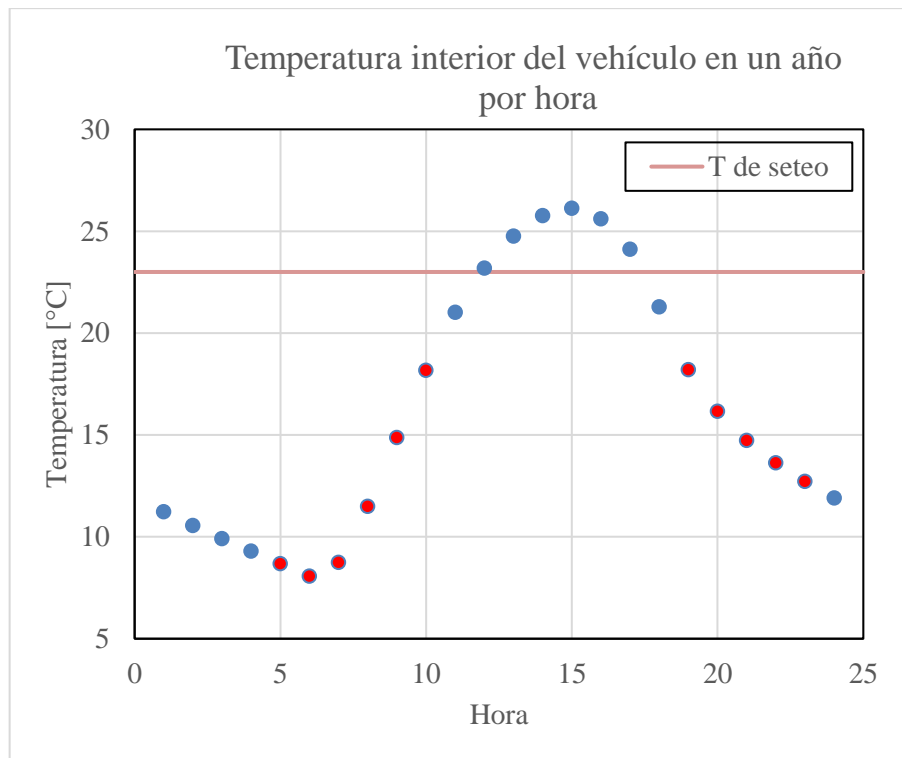
**Tabla 11-2:** Matriz de temperaturas promedio utilizadas en la simulación de la bomba de calor

<b>Hora</b>	<b>T interna vehículo [°C]</b>	<b>T ambiente Quito [°C]</b>
<b>5</b>	8,68	10,04
<b>6</b>	8,07	9,74
<b>7</b>	8,73	8,89
<b>8</b>	11,49	9,42
<b>9</b>	14,87	10,89
<b>10</b>	18,16	12,48
<b>19</b>	18,19	16,05
<b>20</b>	16,16	15,43
<b>21</b>	14,72	14,80
<b>22</b>	13,62	14,18
<b>23</b>	12,71	13,56
<b>Nominal</b>	13,89	12,71

**Fuente:** Acosta B, Toapanta H, 2021

**Realizado por:** Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

En el grafico 7-2 muestra la variación de temperatura interior del vehículo promedias en un año por hora, en donde, las que se encuentran de color rojo son las que han sido tomadas como objeto para la simulación general, la temperatura de consigna (seteo) muestra los 23 °C que han sido tomados para la simulación como la temperatura de confort en el interior del vehículo.



**Gráfico 7-2 :** Temperatura interior del vehículo en un año por hora

**Fuente:** Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

Una de las ventajas de utilizar el programa EES es la posibilidad de realizar simulaciones mediante tablas paramétricas, ahorrando una gran cantidad de tiempo en la simulación.

Con el modelo de la bomba de calor y con los datos de la tabla 11-2, se utiliza el punto promedio, es decir, una temperatura de aire de entrada en el condensador de 13.89 °C y de 12.71 para el evaporador, para realizar una primera simulación y definir los valores iniciales de las variables del modelo, luego se actualiza los valores asumidos inicialmente, Una vez que el modelo converja, se crea una tabla paramétrica en donde los datos de entrada del modelo son las temperaturas interior y ambiental de la tabla 11-2. También se debe definir un calor de consigna para la temperatura de confort dentro del vehículo. Según García (2019), la temperatura de confort varía entre 21 a 23 °C. Para las simulaciones se ha considerado una temperatura de 23 °C. Las variables de salida del modelo son la velocidad del compresor, la capacidad calorífica, el COP, la temperatura de descarga del compresor, entre otras.

Además, se realizan las simulaciones para cada mes. Las matrices de temperaturas para las simulaciones son tomadas de acuerdo con las tablas 12-2 para la temperatura interior y 13-2 para la temperatura ambiente.

**Tabla 12-2:** Matriz de temperatura interior [°C], para la simulación mensual.

H/M	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
5	9,48	8,92	9,26	9,05	9,00	8,55	8,23	8,18	7,99	7,97	8,65	8,89
6	8,88	8,36	8,70	8,48	8,43	7,94	7,59	7,49	7,31	7,33	8,07	8,30
7	9,01	8,08	8,82	9,10	9,57	8,87	8,29	7,90	8,24	8,54	9,21	9,16
8	11,04	10,53	11,08	11,62	12,65	12,29	11,78	10,97	11,14	11,35	11,81	11,66
9	14,05	13,68	14,18	14,90	16,33	16,10	15,67	14,67	14,67	14,82	14,74	14,62
10	17,03	16,94	17,48	18,06	19,70	19,67	19,25	18,21	18,21	18,11	17,79	17,53
19	17,81	18,04	18,13	18,08	18,87	18,74	19,27	19,09	17,94	17,43	17,23	17,67
20	16,12	16,08	16,26	16,08	16,58	16,39	16,81	16,74	15,91	15,54	15,53	15,83
21	14,90	14,70	14,92	14,69	15,02	14,77	15,11	15,10	14,45	14,17	14,28	14,54
22	13,94	13,64	13,89	13,64	13,87	13,57	13,81	13,86	13,32	13,09	13,30	13,55
23	13,14	12,76	13,03	12,78	12,95	12,59	12,76	12,84	12,36	12,17	12,45	12,73

Fuente: Acosta B, Toapanta H, 2021

Realizado por: Acosta B, Toapanta H, 2021

**Tabla 13-2:** Matriz de temperatura ambiente [°C], para la simulación mensual.

H/M	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
5	10,47	10,36	10,50	10,32	10,50	9,90	9,76	9,95	9,62	9,29	9,56	10,30
6	9,91	9,83	9,97	9,77	9,95	9,32	9,15	9,28	8,97	8,69	9,01	9,74
7	9,34	9,29	9,43	9,24	9,42	8,74	8,55	8,62	8,33	8,10	8,46	9,18
8	9,57	9,30	9,64	9,73	9,98	9,19	8,89	8,98	9,14	9,17	9,57	9,86
9	10,81	10,63	10,91	10,99	11,33	10,73	10,49	10,56	10,90	10,82	11,18	11,29
10	12,39	12,04	12,35	12,42	12,86	12,37	12,29	12,32	12,68	12,60	12,61	12,75
19	15,96	16,08	16,22	15,79	16,16	15,94	16,37	16,86	16,27	15,68	15,34	15,96
20	15,40	15,46	15,62	15,21	15,58	15,30	15,69	16,16	15,56	15,01	14,74	15,38
21	14,84	14,87	15,01	14,65	14,99	14,67	14,98	15,46	14,88	14,35	14,13	14,82
22	14,28	14,27	14,41	14,08	14,41	14,04	14,29	14,76	14,18	13,68	13,52	14,26
23	13,71	13,67	13,81	13,52	13,83	13,41	13,58	14,06	13,49	13,00	12,93	13,69

Fuente: Acosta B, Toapanta H, 2021

Realizado por: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

#### 2.4.1 *Determinación del factor de rendimiento estacional (SPF) a partir del método de las “bin hours” en la ciudad de Quito*

Para el cálculo del SPF es necesario determinar el número de horas promedio en el año es decir 8760 horas, en donde se tienen temperaturas del aire exterior dentro de unos intervalos definidos. Estos intervalos se muestran en la tabla 14-2.

**Tabla 14-2:** Número de horas promedio en un año

<b>T [°C]</b>	<b>Horas</b>
0 -10	1297
10 - 12	1436
12 - 14	1976
14 - 16	1905
16 - 25	2146

**Fuente:** Acosta B, Toapanta H, 2021

**Realizado por:** Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

Mediante el cálculo del consumo de la potencia eléctrica consumida por el compresor, así como la capacidad calorífica en el condensador producido para cada temperatura de la tabla 11-2 se aplica la ecuación (115) para el cálculo del SPF. Es necesario mencionar que, según IDAE (2014), si dicho valor supera los 2.5, la bomba de calor se considera como renovable.

$$SPF = \frac{\sum_{T,ext=0C}^{T,ext=25C} P_{térmica\ gerada} * \#horas\ año}{\sum_{T,ext=0C}^{T,ext=25C} P_{eléctrica\ consumida} * \#horas\ año} \quad (115)$$

## 2.5 Optimización del COP de la bomba de calor

La optimización del COP de la bomba de calor se realiza en términos del subenfriamiento a la salida del condensador y del sobrecalentamiento a la salida del evaporador. Mediante tablas paramétricas y la función Min/Max proporcionada por el software EES se realiza un análisis en donde se varía el subenfriamiento, el propósito es hallar el valor del subenfriamiento en donde se alcanza el COP óptimo. Para la determinación de dichos valores se toman como primera simulación el punto promedio de la tabla 11-2. El subenfriamiento se varió entre 0 a 10 °C. Para proporcionar un análisis de mayor profundidad, se hallan los valores para cada punto de la tabla 11-2 con la función Min/Max.

En el caso del sobrecalentamiento se realiza un estudio general, es decir, con el punto promedio de la tabla 11-2. El análisis se realiza mediante tablas paramétricas, para determinar un sobrecalentamiento óptimo para el sistema, se toman valores de variación del SH de 0 a 31°C.

## CAPÍTULO III

### 3 MARCO DE RESULTADOS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

En este capítulo se muestran los resultados de la validación del modelo de la bomba de calor. Posteriormente, se muestran los resultados de las simulaciones del funcionamiento de la bomba de calor considerando condiciones externas correspondientes a la región sierra del Ecuador. Se reporta el consumo energético, el COP del sistema y la capacidad de calefacción de la bomba de calor de forma anual y mensual. Luego se presentan los resultados del SPF y finalmente, se presenta la optimización del COP de la bomba de calor.

#### 3.1 Validación del modelo término de la bomba de calor para vehículo eléctrico.

##### 3.1.1 Análisis del condensador y evaporador

Según el modelo implementado para los intercambiadores de calor, se obtuvo, tanto para el evaporador y condensador, un perfil de temperaturas correspondientes a la figura 1-3 y figura 2-3, respectivamente. En la figura del condensador se tienen las tres zonas características: desrecalentamiento, condensación y subenfriamiento. En el caso del evaporador se tienen las dos zonas correspondientes a evaporación y sobrecalentamiento.

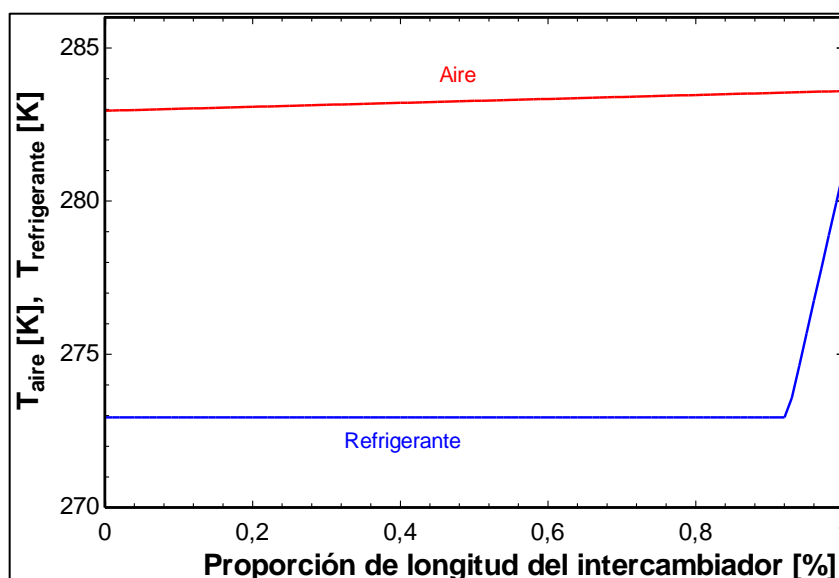
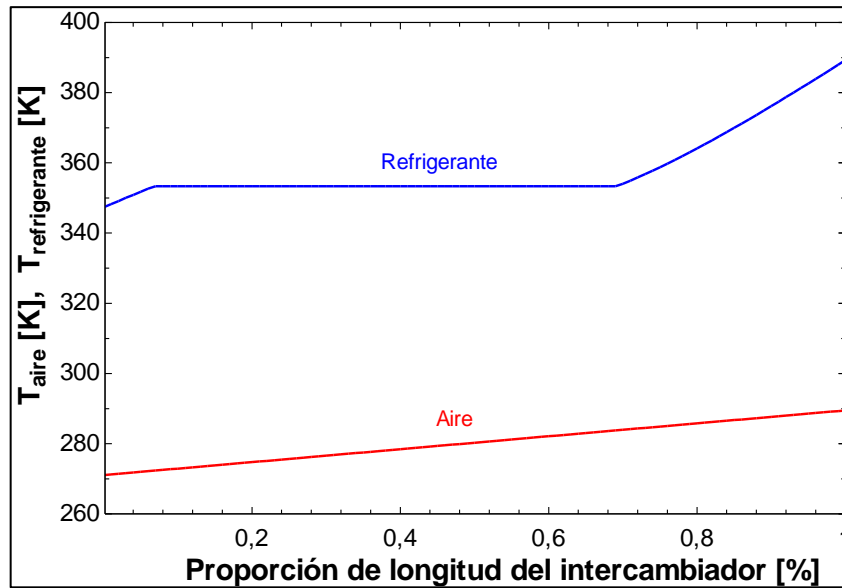


Gráfico 1-3: Perfil de temperaturas del evaporador.

Fuente: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021



**Gráfico 2-3:** Perfil de temperaturas del condensador.

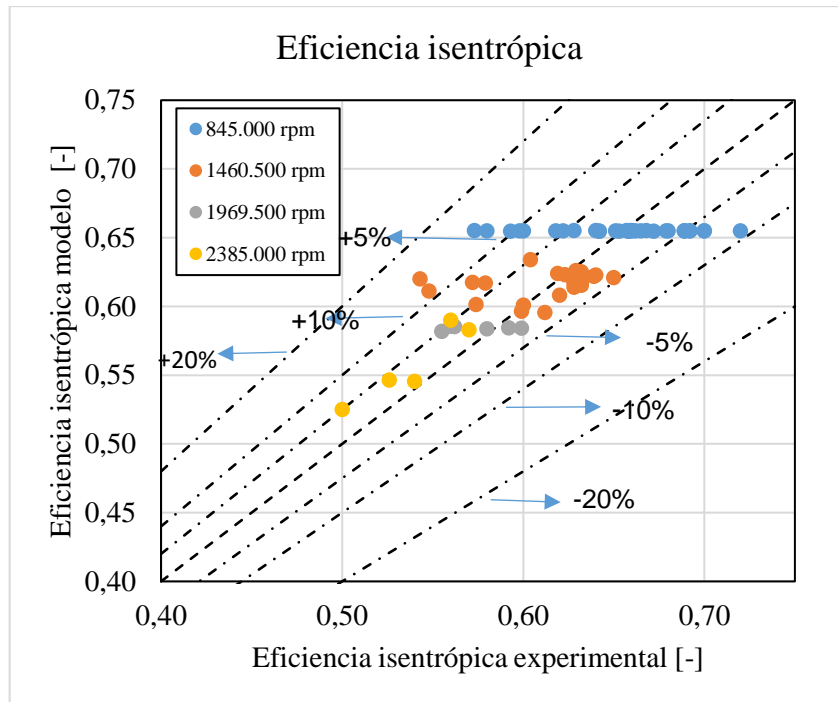
**Fuente:** Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

### 3.1.2 *Análisis del compresor*

Una vez obtenidas las correlaciones para la eficiencia isentrópica y volumétrica del compresor, se obtiene factor de correlación  $R^2$  de 0.767 y 0.791, respectivamente. Es necesario mencionar que, mientras el factor  $R^2$  se aproxime a la unidad, mejor será el ajuste del modelo del compresor a las variables experimentales.

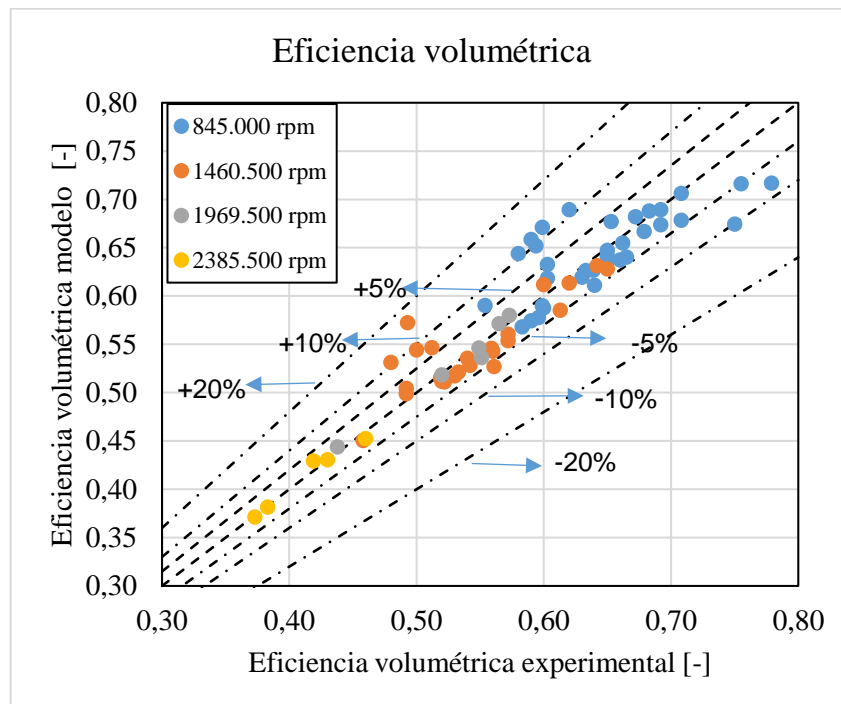
Los valores experimentales de eficiencia isentrópica y volumétrica se presentan en los anexos C y D, respectivamente.

A continuación, se presenta una comparación de las eficiencias experimentales y las calculadas con el modelo del compresor, tanto para la eficiencia isentrópica y volumétrica. En la figura 3-3 y 4-4 se presentan cada una de las eficiencias. Como es evidente la desviación máxima tanto para la eficiencia isentrópica y volumétrica es inferior al 15%.



**Gráfico 3-1:** Eficiencia isentrópica del compresor.

Fuente: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021



**Gráfico 4-3:** Eficiencia volumétrica del compresor.

Fuente: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

### 3.2 Análisis del COP y calor de condensación

Los resultados que se obtuvieron en cada una de las tres pruebas que se mencionaron en capítulo II para la validación del modelo se presentan en las tablas 1-3 y 2-3, en donde se presentan los valores tanto de COP y calor de calefacción. La variabilidad de acuerdo con los valores experimentales se puede observar en las figuras 5-3 y 6-3.

**Tabla 1-3:** Resultados COP de diferentes pruebas para validación

COP experimental. [-]	Prueba 2	Prueba 1	Prueba 3
2,6	2,60	2,58	2,59
2,5	2,53	2,70	2,48
2,5	2,58	2,79	2,55
2,4	2,38	2,68	2,18
4,2	4,25	3,90	3,41
3,8	3,90	3,70	3,22
4,0	4,01	3,68	3,81
2,8	2,81	2,78	2,61
3,4	3,57	3,58	3,45
3,5	3,56	3,63	3,46
2,4	2,41	2,71	2,41
2,1	1,99	2,35	2,03

Fuente: Acosta B, Toapanta H, 2021

Realizado por: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

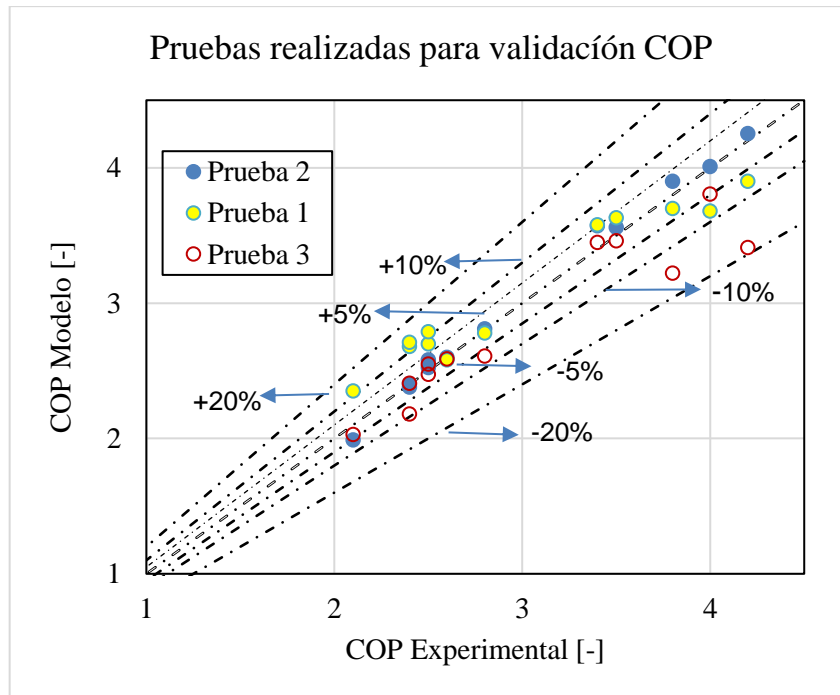
**Tabla 2-3:** Resultados capacidad calorífica para validación

$\dot{Q}$ condensador experimental. [kW]	Prueba 2	Prueba 1	Prueba 3
2,30	2,40	1,84	2,54
2,01	2,00	1,64	2,05
1,91	1,87	1,54	1,92
2,98	3,10	2,23	3,19
2,22	2,16	1,57	2,03
2,03	1,90	1,37	1,85
2,07	1,93	1,38	1,99
2,34	2,38	2,90	2,37
2,56	2,58	3,01	2,67
2,63	2,57	3,00	2,67
3,42	3,60	3,49	4,01
4,07	4,40	4,82	4,79

Fuente: Acosta B, Toapanta H, 2021

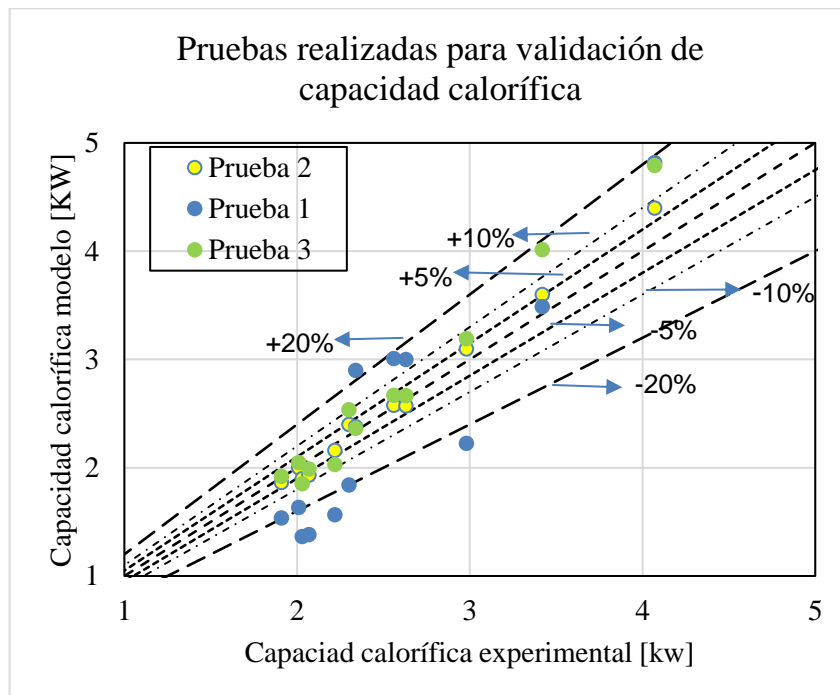
Realizado por: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021





**Gráfico 5-3:** Pruebas realizadas para validación de COP

Fuente: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

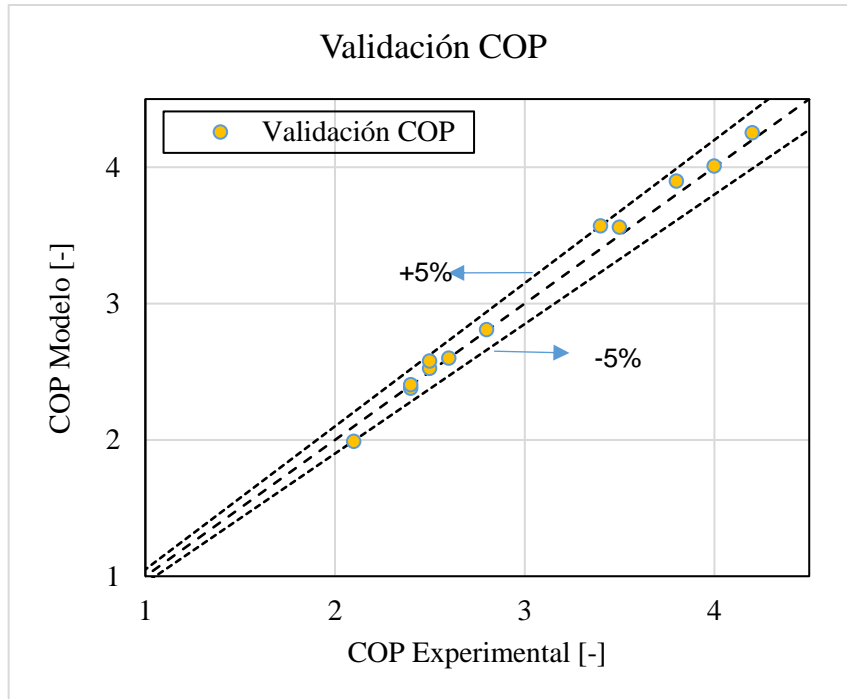


**Gráfico 6-3:** Pruebas realizadas para validación de capacidad calorífica

Fuente: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

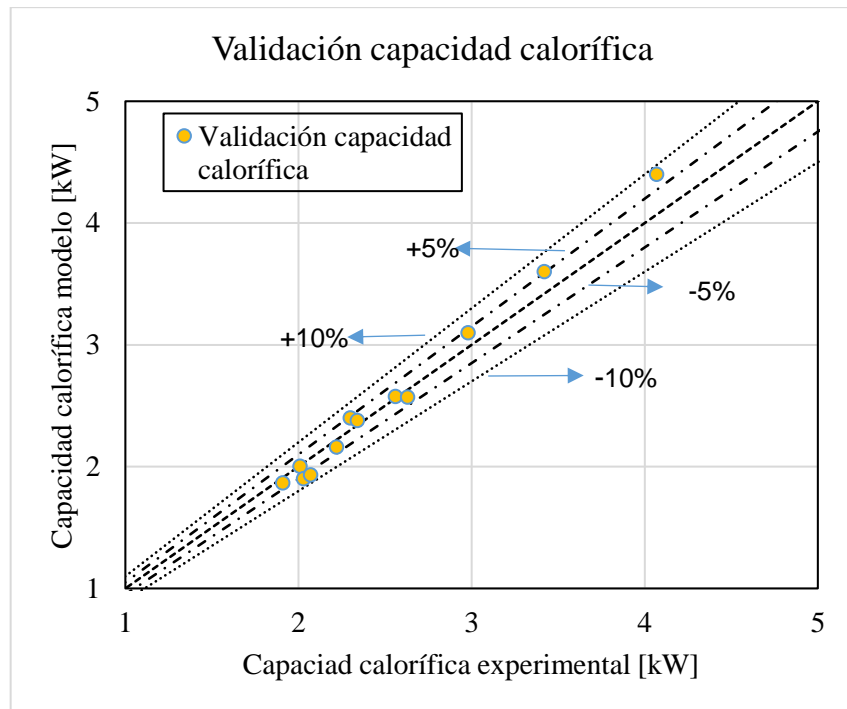
En términos de COP, en las pruebas realizadas se obtuvieron desviaciones de 5.3%, 20% y 18%, respectivamente, como se aprecia en la figura 5-3. Mientras que en valores de capacidad calorífica del condensador se obtuvieron errores de 10.2%, 51%, 20%, como se observa en la figura 6-3,

presentando como mejor estimación la prueba #2, en donde su variabilidad tanto para COP y capacidad calorífica se presentan en los gráficos 7-3 y 8-3 respectivamente.



**Gráfico 7-3:** Validación COP

Fuente: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021



**Gráfico 8-3:** Validación capacidad calorífica

Fuente: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

Debido al cambio que se realizó en el área de los intercambiadores de calor, para su aproximación a los valores experimentales y dar como validado el modelo, los valores de ajuste para la prueba tanto para condensador y evaporador se presentan en la tabla 3-3.

**Tabla 3-3:** Dimensiones del condensador y evaporador ajustadas en el modelo.

<b>Especificación</b>	<b>Condensador</b>	<b>Evaporador</b>
<b>Ancho sin placas laterales [mm]</b>	195.6	423.6
<b>Altura con encabezados [mm]</b>	188	476.2
<b>Altura sin encabezados [mm]</b>	157.16	587.38
<b>Profundidad [mm]</b>	27.00	23.80
<b>Diámetro exterior del tubo [mm]</b>	10.20	10.20
<b>Espesor de la pared del tubo [mm]</b>	0.70	0.90
<b>Número de filas</b>	8.00	23.00
<b>Número de columnas</b>	2.00	2.00
<b>Diámetro de entrada [mm]</b>	11.68	12.70
<b>Diámetro de salida [mm]</b>	12.19	12.70
<b>Separación vertical de tubos [mm]</b>	25.40	5.01
<b>Separación horizontal de tubos [mm]</b>	22.00	50.00
<b>Espesor de la aleta [mm]</b>	0.30	0.0006
<b>Tipo</b>	Flujo cruzado tubos y aletas	Flujo cruzado tubos y aletas

Fuente: Acosta B, 2021

Realizado por: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

### 3.3 Análisis de resultados de simulación en la ciudad de Quito

Mediante la metodología de simulación correspondiente a tablas paramétricas descritas en el capítulo 2, se obtienen los primeros resultados del funcionamiento de la bomba de calor operando en las condiciones de la tabla 11-2. Se realizó en primer lugar una simulación para temperaturas promedio anuales.

**Tabla 4-3:** Resultado simulación con temperaturas promedias anuales.

Variables / Horas [h]	5:00	6:00	7:00	8:00	9:00	10:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00	Promedio
Ta int. [°C]	8,68	8,07	8,73	11,49	14,87	18,16	18,19	16,16	14,72	13,62	12,71	13,89
Ta ext.[°C]	10,04	9,74	8,89	9,42	10,89	12,48	16,05	15,43	14,80	14,18	13,56	12,71
COP [-]	2,45	2,36	2,41	2,76	3,89	9,48	11,70	6,36	4,44	3,64	3,23	3,59
$\eta_s$ [-]	0,603	0,591	0,598	0,615	0,756	1,497	1,686	1,111	0,834	0,710	0,651	0,705
$\eta_v$ [-]	0,537	0,515	0,525	0,584	0,736	1,193	1,282	0,977	0,799	0,705	0,652	0,699
$\dot{E}c$ [W]	1969,00	2121,00	1989,00	1414,00	729,50	185,00	149,30	384,00	654,90	893,70	1094,00	878,20
n [rpm]	1722,00	1889,00	1796,00	1211,00	637,60	221,90	186,70	375,40	559,90	717,50	859,30	722,30
$\dot{Q}$ [W]	4816	5003	4792	3908	2835	1753	1747	2444	2908	3251	3533	3156
Rp [-]	8,188	8,565	8,435	6,778	4,956	3,361	3,001	3,847	4,484	4,982	5,431	5,086
SC [K]	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00
SH [K]	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00
T cond. [°C]	60,13	61,23	59,96	54,55	47,62	39,35	39,16	44,43	47,96	50,37	52,22	49,76
T desc. [°C]	97,68	100,80	98,66	88,62	67,98	40,65	39,17	51,32	63,58	73,13	79,99	73,12
T evap. [°C]	-9,32	-9,81	-10,18	-7,92	-4,25	0,41	3,45	0,401	-1,32	-2,53	-3,60	-3,49
T set [°C]	23,00	23,00	23,00	23,00	23,00	23,00	23,00	23,00	23,00	23,00	23,00	23,00
Va cond. [cm <sup>3</sup> /s]	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
Va evap. [cm <sup>3</sup> /s]	1,73	1,73	1,73	1,73	1,73	1,73	1,73	1,73	1,73	1,73	1,73	1,73
Vc. [m <sup>3</sup> ]	0,0001613											

Fuente: Acosta B, 2021

Realizado por: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

La tabla 4-3 muestra que en las horas correspondientes desde las 10 am a 20 pm, tanto en eficiencia volumétrica e isentrópica superan la unidad. Por tal motivo, se realizaron varias simulaciones en donde se varió la cilindrada del compresor, dando el mismo comportamiento. Una explicación de este comportamiento es que las ecuaciones del compresor, al ser modeladas desde un intervalo de revoluciones de 845 rpm a 2385 rpm y las temperaturas interiores del vehículo en dichas horas no son pronunciadas o se encuentran más cercanas a la temperatura de confort, el compresor debe trabajar a menos revoluciones para suplir la demanda requerida. Puesto que el modelo de eficiencias del compresor no contempla revoluciones bajas, la solución que se adoptó fue ajustar ecuaciones de eficiencias del compresor de manera independiente de las revoluciones, obteniendo una ecuación polinómica de segundo grado para la eficiencia isentrópica y una ecuación lineal para la eficiencia volumétrica en función de la relación de presiones. Esta estrategia es válida toda vez que la variación de las eficiencias con las rpm del compresor no es significativa. Las ecuaciones (116) y (117) muestran las correlaciones utilizadas para las eficiencias isentrópica y volumétrica del compresor, respectivamente.

$$\eta_s = -0.0009 * Rp^2 + 0.0014 * Rp + 0.6611 \quad (116)$$

$$\eta_v = -0.0405 * Rp + 0.8657 \quad (117)$$

Una vez insertadas las ecuaciones en el modelo, se realiza nuevamente la simulación mediante tablas paramétricas, con los datos de la tabla 11-2, obteniendo como resultado los valores de la tabla 5-3.

**Tabla 5-3:** Resultados de la simulación con temperaturas promedios

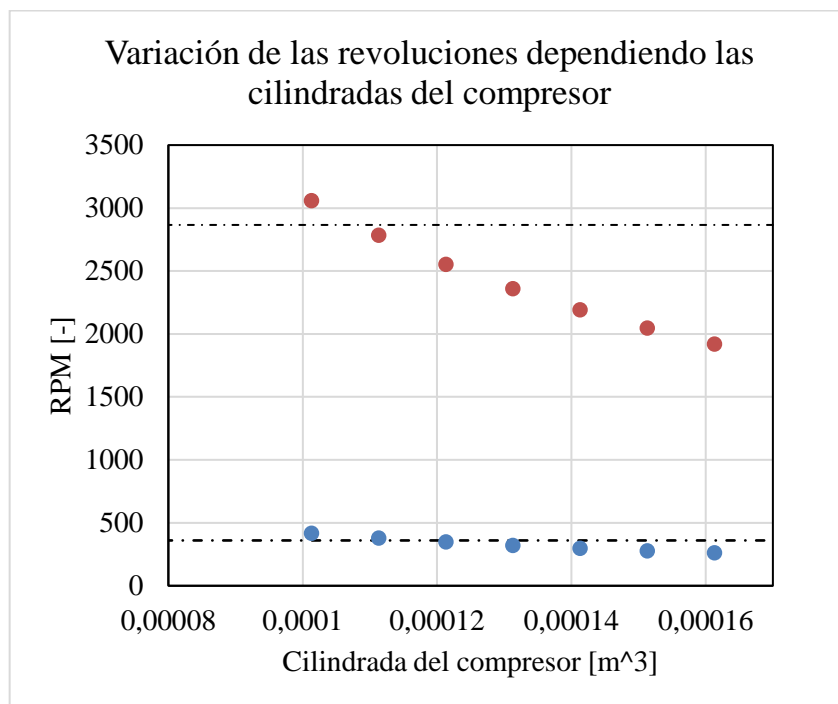
Variables / Horas [h]	5:00	6:00	7:00	8:00	9:00	10:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00	Promedio
<b>Ta int. [°C]</b>	8,68	8,07	8,73	11,49	14,87	18,16	18,19	16,16	14,72	13,62	12,71	13,89
<b>Ta ext. [°C]</b>	10,04	9,74	8,89	9,42	10,89	12,48	16,05	15,43	14,80	14,18	13,56	12,71
<b>COP [-]</b>	2,46	2,39	2,43	2,80	3,51	4,77	5,26	4,25	3,74	3,43	3,21	3,40
<b><math>\eta_s</math> [-]</b>	0,612	0,606	0,608	0,629	0,647	0,656	0,660	0,654	0,650	0,646	0,642	0,646
<b><math>\eta_v</math> [-]</b>	0,533	0,516	0,522	0,590	0,670	0,733	0,750	0,716	0,690	0,667	0,646	0,663
<b><math>\dot{E}_c</math> [W]</b>	1959,0	2101,0	1977,0	1400,0	799,70	355,70	321,00	560,50	765,30	942,00	1102,0	923,00
<b>n [rpm]</b>	1754,0	1921,0	1828,0	1215,0	654,10	297,20	262,00	433,10	585,90	725,80	860,80	730,50
<b><math>\dot{Q}</math> [W]</b>	4822	5014	4799	3915	2806	1696	1691	2382	2866	3231	3530	3137
<b>Rp [-]</b>	8,227	8,644	8,484	6,817	4,843	3,268	2,900	3,688	4,339	4,902	5,416	5,008
<b>SC [K]</b>	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00
<b>SH [K]</b>	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00
<b>T cond. [°C]</b>	60,19	61,34	60,02	54,61	47,53	40,10	40,00	44,70	47,90	50,28	52,20	49,68
<b>T desc. [°C]</b>	96,90	99,31	97,69	87,47	74,53	61,42	59,50	67,42	72,90	77,09	80,59	76,97
<b>T evap. [°C]</b>	-9,41	-9,98	-10,30	-8,03	-3,69	1,75	5,04	1,77	-0,46	-2,15	-3,54	-3,13
<b>T set [°C]</b>	23,00	23,00	23,00	23,00	23,00	23,00	23,00	23,00	23,00	23,00	23,00	23,00
<b>Va cond. [cm<sup>3</sup>/s]</b>	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
<b>Va evap. [cm<sup>3</sup>/s]</b>	1,73	1,73	1,73	1,73	1,73	1,73	1,73	1,73	1,73	1,73	1,73	1,73
<b>Vc. [m<sup>3</sup>]</b>	0,0001613											

Fuente: Acosta B, Toapanta H, 2021

Realizado por: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

Las nuevas ecuaciones para el modelo del compresor toman como límites tanto superior e inferior revoluciones de 360 rpm y 2866 rpm respectivamente, por lo tanto, es necesario iterar variando la cilindrada del compresor hasta hallar la cilindrada ideal de funcionamiento.

Se realizaron simulaciones con los datos de la tabla 11-2 en donde se escoge el valor máximo y mínimo de revoluciones que alcanza con cada una de las cilindradas. En la figura 9-3 se tiene los límites máximos representadas por puntos de color rojo y los límites mínimos representados por los puntos de color azul para cada simulación; se representan con las líneas entrecortadas los límites tanto superior e inferior de las revoluciones del compresor. Se observa que el valor que mejor se ajusta corresponde a 0.0001113 m<sup>3</sup>. En la tabla 6-3 se presenta los resultados para dicha iteración.



**Gráfico 9-3:** Cilindrada óptima

**Fuente:** Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

**Tabla 6-3:** Resultado simulación con temperaturas promedios anuales,  $V_c=0.000113 \text{ m}^3$

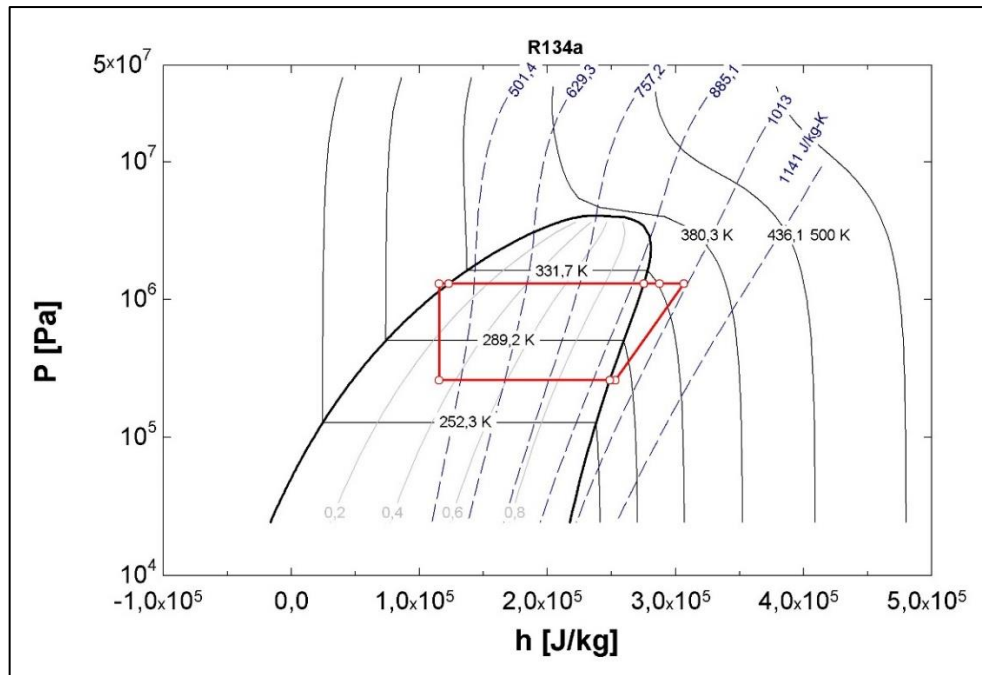
Variables / Horas [h]	5:00	6:00	7:00	8:00	9:00	10:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00	Promedio
Ta int. [°C]	8,68	8,07	8,73	11,49	14,87	18,16	18,19	16,16	14,72	13,62	12,71	13,89
Ta ext.[°C]	10,04	9,74	8,89	9,42	10,89	12,48	16,1	15,43	14,8	14,18	13,56	12,71
COP [-]	2,462	2,386	2,428	2,796	3,509	4,769	5,260	4,250	3,744	3,430	3,204	3,399
$\eta_s$ [-]	0,612	0,606	0,608	0,629	0,647	0,656	0,660	0,654	0,650	0,646	0,642	0,646
$\eta_v$ [-]	0,533	0,516	0,522	0,590	0,670	0,733	0,750	0,716	0,690	0,667	0,646	0,6629
$\dot{E}c$ [W]	1959,0	2101,0	1977,0	1400,0	799,7	355,7	321,0	560,5	765,30	942,0	1102,0	923,00
n [rpm]	2542,0	2784,0	2650,0	1761,0	948,0	430,7	380,0	627,7	849,10	1052,0	1247,0	1059,00
$\dot{Q}$ [W]	4822	5014	4799	3915	2806	1696	1691	2382	2866	3231	3530	3137
Rp [-]	8,227	8,644	8,484	6,817	4,843	3,268	2,900	3,688	4,339	4,902	5,416	5,008
SC [K]	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00
SH [K]	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00
T cond. [°C]	60,19	61,34	60,02	54,61	47,53	40,10	40,00	44,70	47,90	50,28	52,20	49,68
T desc. [°C]	96,90	99,31	97,69	87,47	74,53	61,42	59,50	67,42	72,90	77,09	80,59	76,97
T evap. [°C]	-9,41	-9,98	-10,30	-8,03	-3,69	1,75	5,04	1,77	-0,46	-2,15	-3,54	-3,13
T set [°C]	23,00	23,00	23,00	23,00	23,00	23,00	23,00	23,00	23,00	23,00	23,00	23,00
Va cond. [cm <sup>3</sup> /s]	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
Va evap. [cm <sup>3</sup> /s]	1,73	1,73	1,73	1,73	1,73	1,73	1,73	1,73	1,73	1,73	1,73	1,73
Vc. [m <sup>3</sup> ]	0,0001113											

Fuente: Acosta B, Toapanta H, 2021

Realizado por: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021



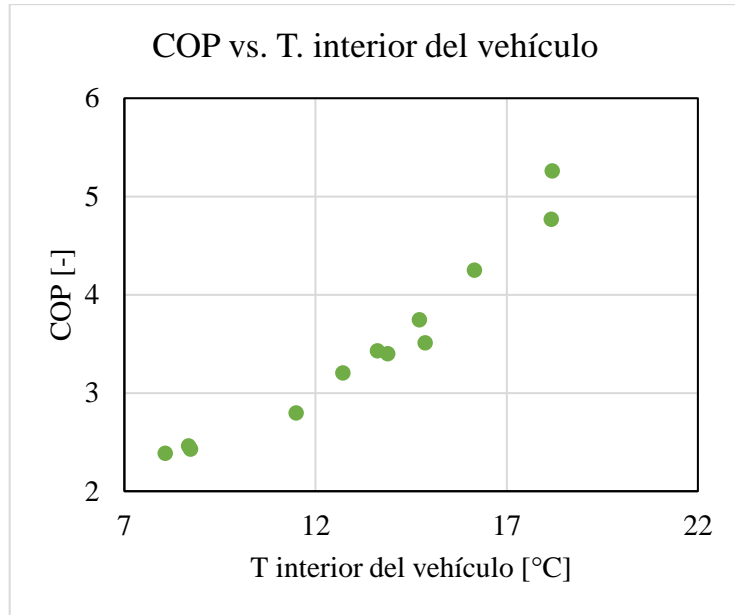
La gráfica del diagrama presión-entalpía del ciclo de compresión de vapor se muestra en el gráfico 10-3, en donde se destacan los diferentes puntos del ciclo. La gráfica muestra los resultados de la simulación correspondiente al punto nominal de funcionamiento (temperatura interior del vehículo 13.89 °C, temperatura ambiente 12,71 °C, temperatura de consigna 23 °C, caudales volumétricos de aire tanto para condensador y evaporador de 0.3 m<sup>3</sup>/s y 1.73 m<sup>3</sup>/s respectivamente).



**Gráfico 10-3:** Diagrama P-h del ciclo de compresión de vapor en una BC punto nominal

**Fuente:** Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

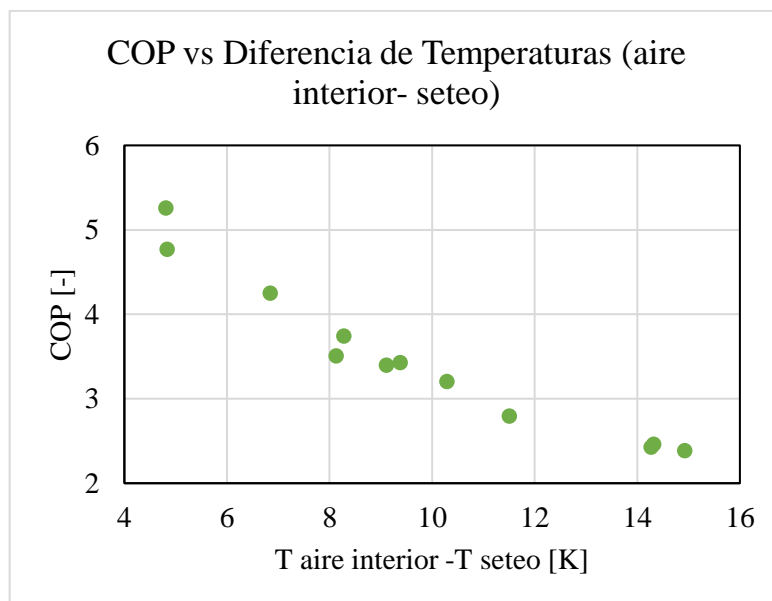
Una vez realizada la simulación se puede observar que mientras la temperatura al interior del vehículo se acerca a la temperatura de confort, mayor es el COP, debido a que en este punto se tiene la menor demanda de energía, entonces, menor es la potencia consumida por el compresor y menor es la potencia térmica generada de la bomba de calor. En la figura 11-3 se observa que conforme la temperatura interior aumenta, la relación de potencia del condensador y compresor aumenta, teniendo como valor máximo a las 19:00 horas, en donde se obtiene un COP=5.26, con un consumo energético del compresor de 0.321 kW y 1.691 kW de potencia entregada por el condensador, en este mismo punto se tiene la relación de presión más baja con un valor de 2.9 y las eficiencias del compresor son altas.



**Gráfico 11-2:** COP vs. temperatura interior del vehículo

Fuente: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

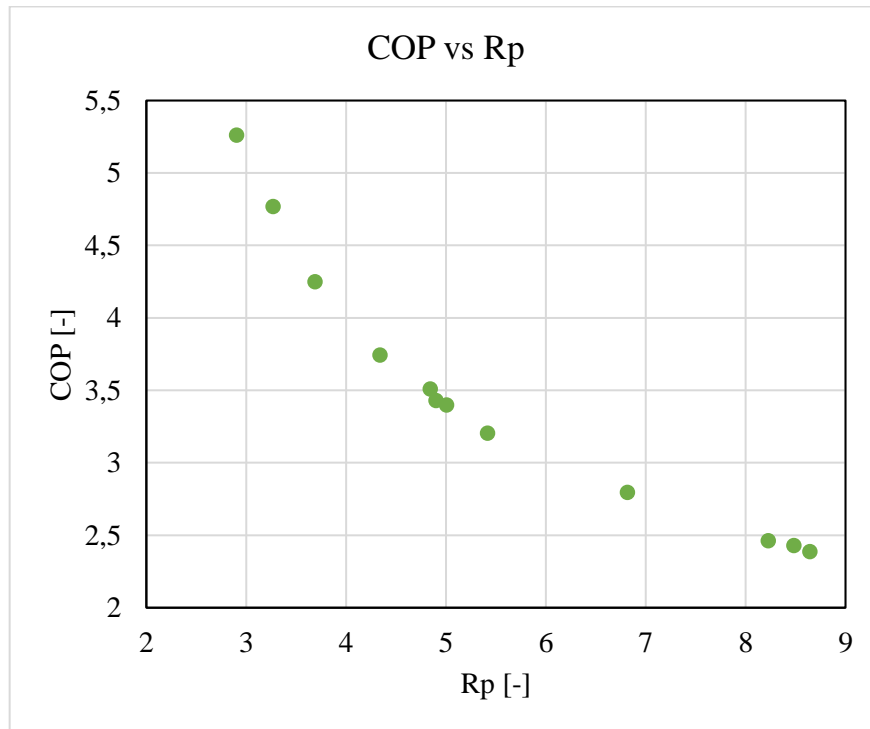
Otra manera de interpretar el fenómeno anterior es mediante la diferencia que existe entre la temperatura interior y la temperatura de confort, mientras mayor sea la diferencia, menor será el valor del COP, es decir, mayor es la demanda energética, el compresor consume menos y el condensador entrega menos calor. Por otro lado, a las 6:00, se tiene un valor de COP=2.386, con las potencias del compresor y condensador de 2.101 kW y 5.014 kW, respectivamente. En la figura 12-3 se observa COP en función de la diferencia de temperaturas entre el aire interior y la temperatura de consigna, en cada punto de simulación.



**Gráfico 12-3:** COP vs diferencia de temperatura (aire interior-seteo)

Fuente: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

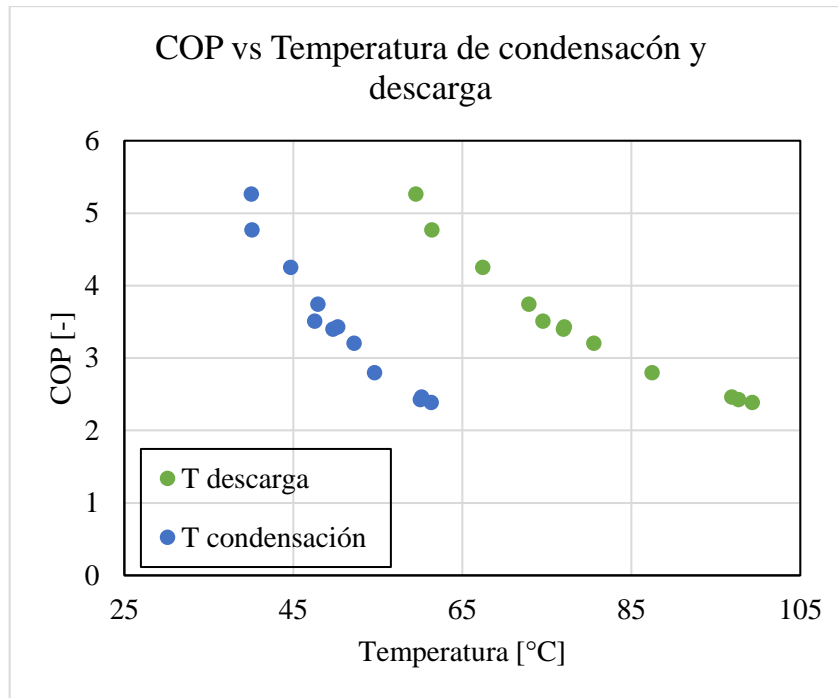
Las eficiencias tanto volumétricas e isentrópicas son más altas cuando se trabaja con relaciones de presiones bajas. Consecuentemente, el COP también es mayor cuando las relaciones de presiones son bajas. Este comportamiento se ilustra en el grafico 13-3. El valor máximo correspondiente a las 19:00H tiene una  $R_p=2.9$  y eficiencia volumétrica e isentrópica de 0.75 y 0.66, respectivamente (ver Tabla 6-3).



**Gráfico 13-3:** Rp vs COP

Fuente: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

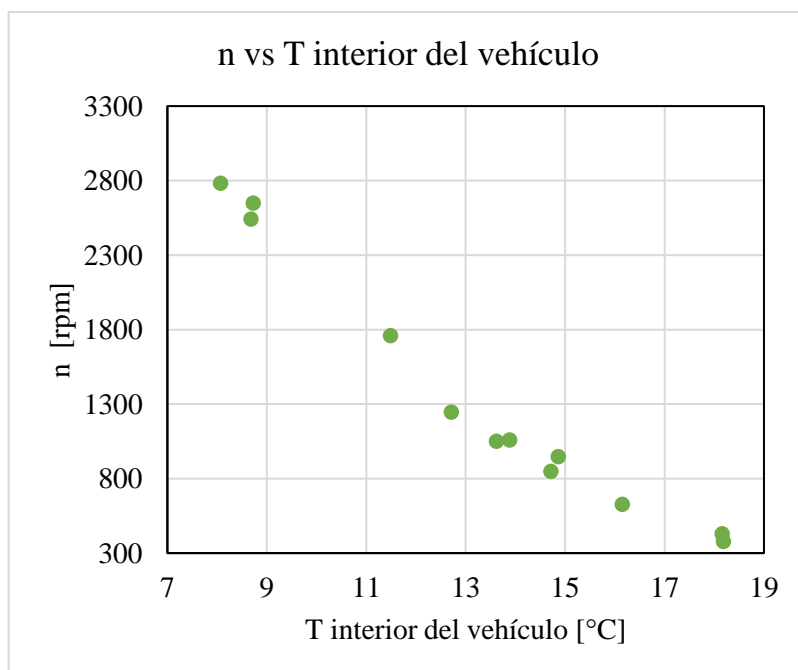
De la misma manera, se observa el mismo comportamiento tanto con las temperaturas de condensación y descarga. En la figura 14-3 se observa que el valor de COP mínimo corresponde al de las 6:00 de la mañana, con una temperatura de condensación igual a 61.34 °C, mientras una temperatura de descarga de 99,31 °C. Cabe mencionar que la temperatura de descarga no puede superar los 107 °C, por temas de seguridad del compresor.



**Gráfico 14-3:** COP vs temperatura de condensación y descarga

Fuente: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

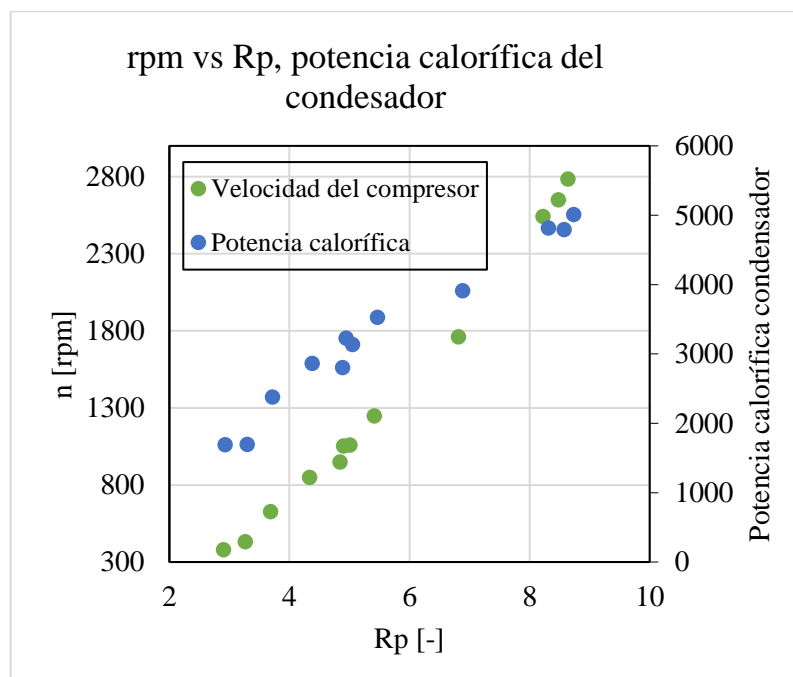
La dependencia de la velocidad del compresor con la temperatura interior del vehículo se muestra en el gráfico 15-3. Se puede observar que mientras la temperatura al interior del vehículo se acerca a la temperatura de confort, menor es la velocidad del compresor, debido a que en este punto se tiene la menor demanda de energía calorífica.



**Gráfico 15-3:** Velocidad del compresor vs. temperatura interior del vehículo

Fuente: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

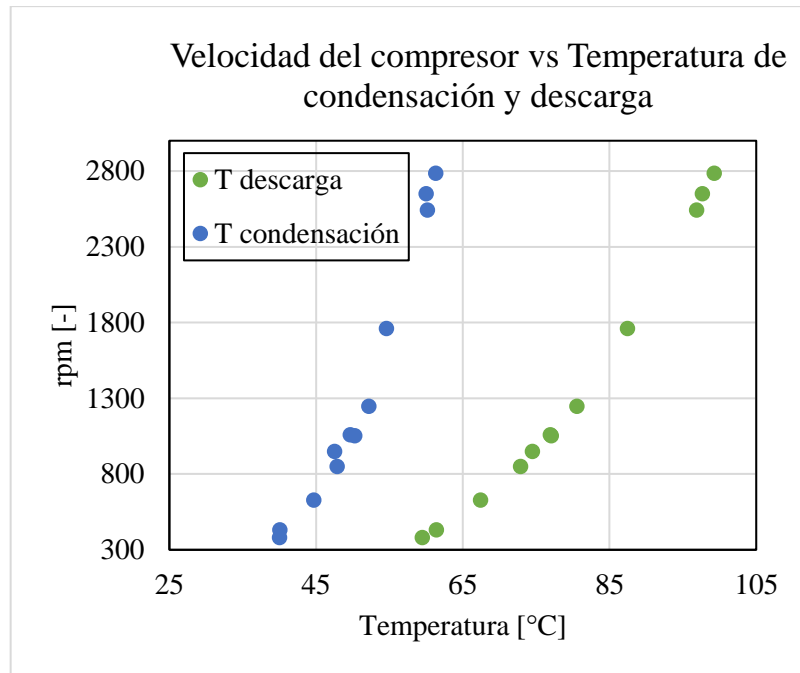
En el gráfico 15-3 también se observa que conforme la temperatura interior aumenta, la velocidad del compresor disminuye, teniendo como valor mínimo a las 19:00 horas, en donde se tiene una velocidad del compresor de 380 rpm, con un consumo energético del compresor de 0.321 kW. Por otro lado, mientras la temperatura interior se aleja a la temperatura de confort sucede lo contrario, teniendo como valor máximo a las 06:00 de la mañana, en donde se tiene una velocidad del compresor de 2784 rpm, con un consumo energético del compresor de 2,101 kW. Este fenómeno se puede representar mediante la figura 16-3, Las rpm del compresor son más altas a mayores  $R_p$ , ya que, la demanda calorífica es mayor, entonces el compresor debe girar más rápido para ajustarse a la demanda.



**Gráfico 16-3:** Velocidad del compresor vs  $R_p$ ,  $\dot{Q}$

Fuente: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

En el gráfico 17-3 se observa el comportamiento tanto con las temperaturas de condensación y descarga con la velocidad del compresor. La velocidad del compresor máxima corresponde al de las 06:00 de la mañana, con una temperatura de condensación igual a 61.34 °C, mientras una temperatura de descarga de 99.31 °C.



**Gráfico 17-3:** Rpm vs Temperatura de condensación y descarga

Fuente: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

Una vez realizadas las simulaciones con las temperaturas promedio anuales correspondientes a la tabla 11-2, se procede a realizar un estudio para cada uno de los meses, presentando como resultado los datos de la tabla 7-3. Las condiciones en las cuales se modela corresponden a una temperatura de confort de 23 °C,  $V_c=0.0001113 \text{ m}^3$ , caudales volumétricos tanto para el condensador y evaporador de  $0.3 \text{ m}^3/\text{s}$  y  $1.73 \text{ m}^3/\text{s}$  respectivamente, un sobrecalentamiento y subenfriamiento de 5 K.

**Tabla 7-3:** Resultado simulación con temperaturas promedios mensuales

	H/M	En.	Febr.	Mzo.	Abr.	May.	Jun.	Jul.	Ago.	Sep.	Oct.	Nov.	Dic.	
<b>Ta int. [°C]</b>	<b>5:00H</b>	9,48	8,92	9,26	9,05	9,00	8,55	8,23	8,18	7,99	7,97	8,65	8,89	
<b>T a ext. [°C]</b>		10,47	10,36	10,50	10,32	10,50	9,90	9,76	9,95	9,62	9,29	9,56	10,30	
<b>COP [-]</b>		2,57	2,50	2,55	2,51	2,52	2,44	2,40	2,41	2,37	2,36	2,44	2,50	
<b><math>\eta_s</math> [-]</b>		0,62	0,62	0,62	0,62	0,62	0,61	0,61	0,61	0,61	0,61	0,60	0,61	0,61
<b><math>\eta_v</math> [-]</b>		0,56	0,54	0,55	0,54	0,54	0,53	0,52	0,52	0,51	0,51	0,51	0,53	0,54
<b><math>\dot{E}c</math> [W]</b>		1777	1899	1823	1872	1878	1991	2065	2071	2123	2136	2136	1977	1907
<b>n [-]</b>		2247	2431	2311	2394	2392	2601	2726	2722	2827	2874	2874	2603	2447
<b><math>\dot{Q}</math> [W]</b>		4569	4748	4640	4706	4723	4863	4963	4981	5039	5043	5043	4829	4757
<b>Rp [-]</b>		7,68	8,02	7,80	7,95	7,94	8,33	8,55	8,53	8,72	8,82	8,82	8,36	8,05
<b>T cond. [°C]</b>		58,65	59,74	59,09	59,49	59,59	60,43	61,03	61,14	61,48	61,50	61,50	60,22	59,80
<b>T desc. [°C]</b>		93,75	95,79	94,49	95,37	95,40	97,47	98,72	98,74	99,70	100,10	100,10	97,40	95,95
<b>T evap. [°C]</b>		-8,59	-9,02	-8,70	-8,97	-8,86	-9,59	-9,88	-9,76	-10,11	-10,11	-10,40	-9,81	-9,08
<b>Ta int. [°C]</b>	<b>6:00H</b>	8,88	8,36	8,70	8,48	8,43	7,94	7,59	7,49	7,31	7,33	8,07	8,30	
<b>T a ext. [°C]</b>		9,91	9,83	9,97	9,77	9,95	9,32	9,15	9,28	8,97	8,69	9,01	9,74	
<b>COP [-]</b>		2,48	2,42	2,46	2,43	2,43	2,36	2,32	2,31	2,29	2,28	2,36	2,41	
<b><math>\eta_s</math> [-]</b>		0,61	0,61	0,61	0,61	0,61	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,61
<b><math>\eta_v</math> [-]</b>		0,54	0,52	0,53	0,53	0,53	0,51	0,50	0,50	0,49	0,49	0,49	0,51	0,52
<b><math>\dot{E}c</math> [W]</b>		1919	2034	1956	2009	2016	2142	2226	2246	2296	2299	2299	2121	2050
<b>n [-]</b>		2490	2673	2543	2638	2636	2881	3033	3054	3165	3196	3196	2872	2704
<b><math>\dot{Q}</math> [W]</b>		4758	4923	4815	4884	4901	5052	5162	5194	5248	5240	5240	5009	4941
<b>Rp [-]</b>		8,15	8,46	8,23	8,41	8,39	8,83	9,07	9,09	9,28	9,34	9,34	8,83	8,51
<b>T cond. [°C]</b>		59,79	60,79	60,14	60,56	60,66	61,56	62,21	62,40	62,72	62,66	62,66	61,29	60,90
<b>T desc. [°C]</b>		96,30	98,20	96,88	97,83	97,85	100,10	101,50	101,80	102,70	102,90	102,90	99,95	98,49

<b>T evap. [°C]</b>		-9,40	-9,75	-9,45	-9,73	-9,62	-10,37	-10,70	-10,60	-10,94	-11,20	-10,60	-9,86
<b>Ta int. [°C]</b>	<b>7:00H</b>	9,01	8,08	8,82	9,10	9,57	8,87	8,29	7,90	8,24	8,54	9,21	9,16
<b>T a ext. [°C]</b>		9,34	9,29	9,43	9,24	9,42	8,74	8,55	8,62	8,33	8,10	8,46	9,18
<b>COP [-]</b>		2,47	2,37	2,46	2,48	2,54	2,44	2,37	2,33	2,36	2,38	2,47	2,49
<b>ηs [-]</b>		0,61	0,60	0,61	0,61	0,62	0,61	0,60	0,60	0,60	0,60	0,61	0,61
<b>ηv [-]</b>		0,53	0,51	0,53	0,53	0,55	0,52	0,51	0,50	0,51	0,51	0,53	0,54
<b>Ėc [W]</b>		1905	2111	1944	1888	1784	1950	2083	2170	2100	2039	1883	1876
<b>n [-]</b>		2506	2834	2560	2486	2316	2618	2847	2984	2893	2810	2531	2473
<b>Q̇ [W]</b>		4713	5008	4774	4684	4534	4754	4937	5060	4951	4854	4644	4664
<b>Rp [-]</b>		8,21	8,75	8,30	8,19	7,88	8,44	8,82	9,03	8,91	8,80	8,32	8,17
<b>T cond. [°C]</b>		59,51	61,29	59,88	59,33	58,43	59,75	60,84	61,58	60,92	60,34	59,08	59,21
<b>T desc. [°C]</b>		96,31	99,66	96,91	96,07	94,25	97,31	99,57	100,90	99,95	99,07	96,33	95,90
<b>T evap. [°C]</b>		-9,77	-10,32	-9,81	-9,80	-9,37	-10,33	-10,80	-10,90	-10,99	-11,00	-10,40	-9,81
<b>Ta int. [°C]</b>		<b>8:00H</b>	11,04	10,53	11,08	11,62	12,65	12,29	11,78	10,97	11,14	11,35	11,81
<b>T a ext. [°C]</b>	9,57		9,30	9,64	9,73	9,98	9,19	8,89	8,98	9,14	9,17	9,57	9,86
<b>COP [-]</b>	2,74		2,66	2,75	2,83	3,01	2,91	2,82	2,70	2,73	2,77	2,85	2,84
<b>ηs [-]</b>	0,63		0,62	0,63	0,63	0,64	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63
<b>ηv [-]</b>	0,58		0,57	0,58	0,60	0,62	0,61	0,59	0,57	0,58	0,58	0,60	0,60
<b>Ėc [W]</b>	1483		1590	1474	1369	1177	1256	1356	1510	1473	1432	1337	1359
<b>n [-]</b>	1871		2036	1855	1705	1439	1571	1721	1935	1875	1816	1667	1687
<b>Q̇ [W]</b>	4062		4225	4049	3874	3538	3653	3818	4082	4027	3959	3811	3861
<b>Rp [-]</b>	7,03		7,37	6,99	6,68	6,09	6,44	6,77	7,20	7,07	6,95	6,61	6,63
<b>T cond. [°C]</b>	55,52		56,53	55,44	54,35	52,25	52,97	54,00	55,64	55,30	54,88	53,96	54,28
<b>T desc. [°C]</b>	88,95		90,95	88,75	86,79	83,00	84,80	86,82	89,63	88,91	88,14	86,23	86,56
<b>T evap. [°C]</b>	-8,25		-8,83	-8,16	-7,67	-6,61	-7,58	-8,24	-8,78	-8,53	-8,34	-7,66	-7,53
<b>Ta int. [°C]</b>	<b>9:00H</b>		14,05	13,68	14,18	14,90	16,33	16,10	15,67	14,67	14,67	14,82	14,74



<b>T a ext. [°C]</b>		10,81	10,63	10,91	10,99	11,33	10,73	10,49	10,56	10,90	10,82	11,18	11,29
<b>COP [-]</b>		3,32	3,23	3,35	3,52	3,94	3,82	3,69	3,44	3,46	3,49	3,50	3,48
<b>ηs [-]</b>		0,64	0,64	0,64	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65
<b>ηv [-]</b>		0,65	0,65	0,66	0,67	0,70	0,69	0,68	0,66	0,67	0,67	0,67	0,67
<b>Ēc [W]</b>		927,9	990,6	905,7	793,8	587,7	625,8	688,6	834,8	829,8	808,2	815,1	831,6
<b>n [-]</b>		1103,0	1184,0	1074,0	939,3	696,5	747,1	823,3	995,8	983,5	959,3	961,1	978,7
<b>Q̇ [W]</b>		3079	3201	3036	2796	2317	2393	2537	2872	2873	2822	2850	2890
<b>Rp [-]</b>		5,24	5,45	5,16	4,81	4,13	4,31	4,54	4,99	4,93	4,88	4,86	4,90
<b>T cond. [°C]</b>		49,31	50,10	49,03	47,47	44,30	44,81	45,77	47,96	47,97	47,64	47,82	48,08
<b>T desc. [°C]</b>		77,51	78,94	76,99	74,36	68,95	70,13	71,85	75,44	75,24	74,75	74,83	75,19
<b>T evap. [°C]</b>		-4,61	-5,12	-4,39	-3,57	-1,66	-2,46	-3,17	-4,19	-3,90	-3,81	-3,58	-3,61
<b>Ta int. [°C]</b>		17,03	16,94	17,48	18,06	19,70	19,67	19,25	18,21	18,21	18,11	17,79	17,53
<b>T a ext. [°C]</b>		12,39	12,04	12,35	12,42	12,86	12,37	12,29	12,32	12,68	12,60	12,61	12,75
<b>COP [-]</b>		4,28	4,21	4,45	4,71	5,75	5,64	5,35	4,77	4,82	4,76	4,61	4,52
<b>ηs [-]</b>		0,65	0,65	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66
<b>ηv [-]</b>		0,72	0,71	0,72	0,73	0,76	0,76	0,75	0,73	0,74	0,73	0,73	0,73
<b>Ēc [W]</b>		486,6	501,4	433,3	367,1	202,7	208,3	247,1	351,7	348,6	360,0	395,3	423,5
<b>n [-]</b>	<b>10:00H</b>	574,1	593,3	516,1	443,4	261,2	268,4	312,0	427,1	422,0	434,9	473,1	502,9
<b>Q̇ [W]</b>		2082	2112	1928	1730	1165	1175	1321	1679	1679	1713	1823	1912
<b>Rp [-]</b>		3,71	3,79	3,54	3,31	2,69	2,74	2,90	3,27	3,23	3,27	3,39	3,47
<b>T cond. [°C]</b>		42,72	42,92	41,68	40,33	36,38	36,45	37,49	39,98	39,98	40,21	40,96	41,57
<b>T desc. [°C]</b>		65,78	66,30	64,10	61,84	55,06	55,44	57,20	61,31	61,12	61,55	62,78	63,70
<b>T evap. [°C]</b>		0,16	-0,27	0,71	1,56	4,41	3,91	3,18	1,68	2,01	1,79	1,36	1,14
<b>Ta int. [°C]</b>		17,81	18,04	18,13	18,08	18,87	18,74	19,27	19,09	17,94	17,43	17,23	17,67
<b>T a ext. [°C]</b>	<b>19:00H</b>	15,96	16,08	16,22	15,79	16,16	15,94	16,37	16,86	16,27	15,68	15,34	15,96
<b>COP [-]</b>		5,04	5,18	5,25	5,16	5,72	5,59	6,07	6,02	5,15	4,81	4,67	4,96

$\eta_s$ [-]		0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	
$\eta_v$ [-]		0,74	0,75	0,75	0,75	0,76	0,76	0,76	0,76	0,75	0,74	0,73	0,74
$\dot{E}c$ [W]		361,7	336,5	326,0	334,9	254,6	268,4	217,3	229,6	345,1	405,8	431,9	376,7
$n$ [-]		421,4	395,3	384,1	394,7	311,0	325,8	271,7	283,8	403,4	467,7	496,2	436,7
$\dot{Q}$ [W]		1821	1742	1711	1728	1456	1501	1318	1381	1777	1951	2018	1869
$R_p$ [-]		3,04	2,95	2,91	2,97	2,67	2,74	2,53	2,55	2,97	3,20	3,30	3,09
$T_{cond.}$ [°C]		40,91	40,37	40,16	40,28	38,39	38,71	37,42	37,85	40,61	41,80	42,26	41,24
$T_{desc.}$ [°C]		61,02	60,08	59,67	60,07	56,80	57,42	55,10	55,59	60,37	62,60	63,52	61,55
$T_{evap.}$ [°C]		4,42	4,85	5,11	4,65	6,16	5,76	6,97	7,14	4,88	3,64	3,06	4,22
$T_{a\ int.}$ [°C]		16,12	16,08	16,26	16,08	16,58	16,39	16,81	16,74	15,91	15,54	15,53	15,83
$T_{a\ ext.}$ [°C]		15,40	15,46	15,62	15,21	15,58	15,30	15,69	16,16	15,56	15,01	14,74	15,38
$COP$ [-]		4,23	4,22	4,31	4,20	4,42	4,32	4,53	4,55	4,17	4,00	3,98	4,13
$\eta_s$ [-]		0,65	0,65	0,65	0,65	0,66	0,65	0,66	0,66	0,65	0,65	0,65	0,65
$\eta_v$ [-]		0,72	0,72	0,72	0,71	0,72	0,72	0,73	0,73	0,71	0,71	0,70	0,71
$\dot{E}c$ [W]		566,0	570,4	545,5	573,4	506,3	533,0	477,3	480,4	591,1	647,3	652,2	603,8
$n$ [-]		633,5	637,6	610,7	642,9	570,9	600,4	540,5	540,6	658,0	721,8	729,8	672,8
$\dot{Q}$ [W]		2396	2409	2349	2409	2240	2304	2162	2187	2467	2591	2593	2494
$R_p$ [-]		3,71	3,72	3,63	3,74	3,51	3,62	3,42	3,39	3,77	3,98	4,02	3,82
$T_{cond.}$ [°C]		44,79	44,88	44,48	44,88	43,75	44,18	43,23	43,39	45,27	46,09	46,11	45,44
$T_{desc.}$ [°C]		67,58	67,70	66,96	67,82	65,81	66,65	64,91	64,93	68,26	69,88	70,05	68,64
$T_{evap.}$ [°C]		1,69	1,70	2,06	1,48	2,43	1,94	2,82	3,15	1,58	0,65	0,40	1,32
$T_{a\ int.}$ [°C]		14,90	14,70	14,92	14,69	15,02	14,77	15,11	15,10	14,45	14,17	14,28	14,54
$T_{a\ ext.}$ [°C]		14,84	14,87	15,01	14,65	14,99	14,67	14,98	15,46	14,88	14,35	14,13	14,82
$COP$ [-]		3,80	3,74	3,82	3,73	3,84	3,75	3,87	3,90	3,68	3,57	3,58	3,70
$\eta_s$ [-]		0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65
$\eta_v$ [-]		0,69	0,69	0,69	0,69	0,70	0,69	0,70	0,70	0,69	0,68	0,68	0,69

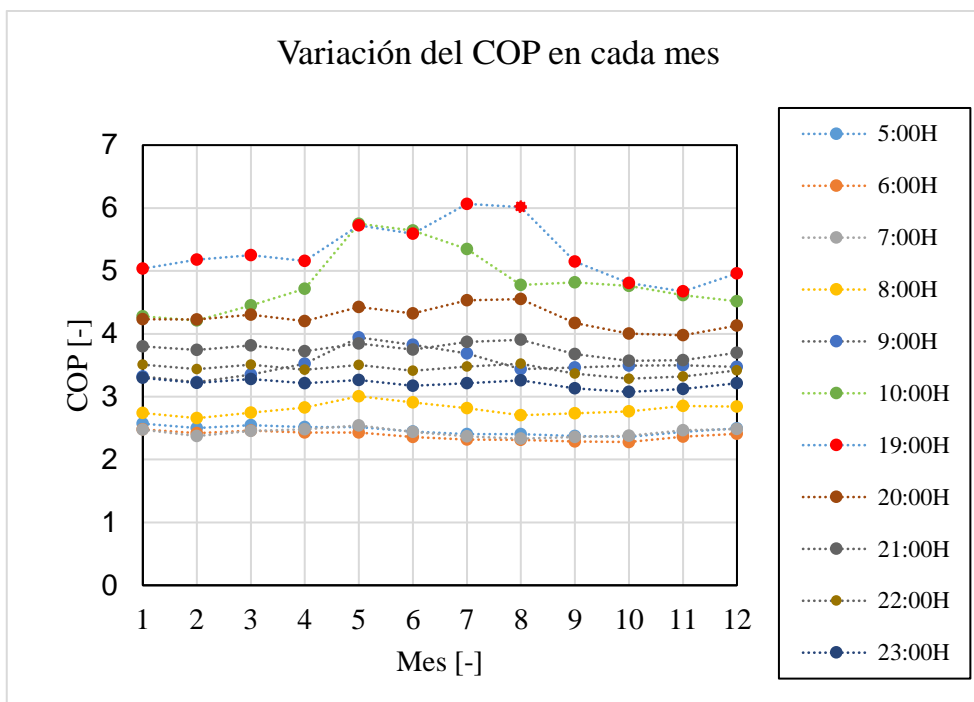
<b><math>\dot{E}c</math> [W]</b>		738,8	767,2	733,5	771,8	719,6	759,9	707,0	701,8	803,7	853,8	840,5	791,3
<b>n [-]</b>		820,3	850,1	812,5	858,1	798,0	845,1	784,9	773,6	889,0	951,5	940,5	876,6
<b><math>\dot{Q}</math> [W]</b>		2805	2872	2799	2875	2765	2849	2735	2740	2956	3048	3011	2926
<b>Rp [-]</b>		4,26	4,34	4,23	4,37	4,19	4,34	4,16	4,10	4,44	4,64	4,62	4,41
<b>T cond. [°C]</b>		47,51	47,94	47,46	47,96	47,24	47,79	47,04	47,07	48,49	49,10	48,85	48,29
<b>T desc. [°C]</b>		72,25	72,94	72,09	73,09	71,74	72,80	71,43	71,22	73,81	75,08	74,81	73,53
<b>T evap. [°C]</b>		-0,23	-0,42	-0,06	-0,62	0,04	-0,52	0,13	0,54	-0,68	-1,44	-1,51	-0,64
<b>Ta int. [°C]</b>		13,94	13,64	13,89	13,64	13,87	13,57	13,81	13,86	13,32	13,09	13,30	13,55
<b>T a ext. [°C]</b>		14,28	14,27	14,41	14,08	14,41	14,04	14,29	14,76	14,18	13,68	13,52	14,26
<b>COP [-]</b>		3,51	3,44	3,51	3,43	3,50	3,41	3,48	3,52	3,36	3,29	3,32	3,42
<b><math>\eta_s</math> [-]</b>		0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,64	0,64	0,65
<b><math>\eta_v</math> [-]</b>		0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,68	0,66	0,65	0,66	0,67
<b><math>\dot{E}c</math> [W]</b>	<b>22:00H</b>	890,2	937,3	895,9	940,4	899,0	952,2	910,3	895,0	990,0	1036,0	1004,0	951,8
<b>n [-]</b>		992,7	1045,0	996,7	1052,0	1000,0	1066,0	1015,0	989,6	1106,0	1169,0	1136,0	1061,0
<b><math>\dot{Q}</math> [W]</b>		3125	3224	3142	3224	3148,00	3247	3168	3153	3330	3405	3335	3254
<b>Rp [-]</b>		4,75	4,88	4,75	4,91	4,76	4,95	4,80	4,71	5,04	5,22	5,15	4,92
<b>T cond. [°C]</b>		49,59	50,24	49,70	50,24	49,75	50,39	49,87	49,77	50,92	51,40	50,96	50,43
<b>T desc. [°C]</b>		75,92	76,97	76,03	77,08	76,10	77,35	76,37	75,94	78,14	79,21	78,58	77,29
<b>T evap. [°C]</b>		-1,74	-2,05	-1,68	-2,21	-1,70	-2,31	-1,86	-1,41	-2,44	-3,09	-3,02	-2,15
<b>Ta int. [°C]</b>		13,14	12,76	13,03	12,78	12,95	12,59	12,76	12,84	12,36	12,17	12,45	12,73
<b>T a ext. [°C]</b>		13,71	13,67	13,81	13,52	13,83	13,41	13,58	14,06	13,49	13,00	12,93	13,69
<b>COP [-]</b>		3,30	3,22	3,28	3,22	3,27	3,17	3,22	3,26	3,13	3,08	3,12	3,22
<b><math>\eta_s</math> [-]</b>	<b>23:00H</b>	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64
<b><math>\eta_v</math> [-]</b>		0,66	0,65	0,65	0,65	0,65	0,64	0,65	0,65	0,64	0,63	0,64	0,65
<b><math>\dot{E}c</math> [W]</b>		1027	1091	1044	1091	1057	1125	1093	1071	1163	1205	1158	1096
<b>n [-]</b>		1158	1233	1175	1235	1189	1278	1237	1200	1321	1385	1330	1238

<b>Q̇ [W]</b>	3389	3514	3425	3507	3452	3569	3514	3489	3645	3706	3614	3524
<b>Rp [-]</b>	5,19	5,37	5,23	5,39	5,26	5,50	5,39	5,27	5,59	5,77	5,65	5,39
<b>T cond. [°C]</b>	51,30	52,10	51,53	52,05	51,70	52,45	52,10	51,94	52,93	53,31	52,73	52,16
<b>T desc. [°C]</b>	79,02	80,35	79,34	80,37	79,61	81,08	80,40	79,85	81,82	82,77	81,85	80,44
<b>T evap. [°C]</b>	-3,01	-3,40	-3,03	-3,51	-3,09	-3,78	-3,48	-3,00	-3,92	-4,50	-4,31	-3,42

Fuente: Acosta B, Toapanta H, 2021

Realizado por: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

Una vez realizadas las simulaciones para cada uno de los meses del año, se observa que durante el mes de julio se alcanza el COP máximo, específicamente a las 19:00H. Sin embargo, como se observa en la figura 18-3, el comportamiento no es el mismo para las diferentes horas que han sido tomadas; por lo que, en la tabla 8-3 y 9-3 se presentan los valores máximos y mínimos para cada una de las horas y los diferentes meses en donde se alcanza dichos picos.



**Gráfico 18-3:** Variación del coeficiente de rendimiento por mes

Fuente: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

**Tabla 8-3:** COP máximo en diferentes horas según mes

Hora	COP Max.	Mes
5:00H	2,571	Enero
6:00H	2,480	Enero
7:00H	2,542	Mayo
8:00H	3,006	Mayo
9:00H	3,942	Mayo
10:00H	5,750	Mayo
19:00H	6,066	Julio
20:00H	4,551	Agosto
21:00H	3,904	Agosto
22:00H	3,523	Agosto
23:00H	3,298	Enero

Fuente: Acosta B, Toapanta H, 2021

Realizado por: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

Como se analizó anteriormente en los resultados de las simulaciones anuales, el COP máximo se alcanzó a las 19:00H. Mediante simulaciones mensuales se establece que en el mes de julio se alcanza un COP máximo de 6.066, mientras que, a las 6:00H se alcanza un COP de 2.48 en el mes de enero.

**Tabla 9-3:** COP mínimo en diferentes horas según mes

<b>Hora</b>	<b>COP Min.</b>	<b>Mes</b>
<b>5:00H</b>	2,361	Oct.
<b>6:00H</b>	2,279	Oct.
<b>7:00H</b>	2,332	Ago.
<b>8:00H</b>	2,658	Febr.
<b>9:00H</b>	3,231	Febr.
<b>10:00H</b>	5,750	Febr.
<b>19:00H</b>	4,673	Nov.
<b>20:00H</b>	3,976	Nov.
<b>21:00H</b>	3,570	Oct.
<b>22:00H</b>	3,286	Oct.
<b>23:00H</b>	3,075	Oct.

**Fuente:** Acosta B, Toapanta H, 2021

**Realizado por:** Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

Según la tabla 9-3, el COP mínimo que el sistema experimenta en la ciudad de Quito, tal y como se había visto en la simulación por año, se da a las 6:00H, específicamente, en el mes de octubre es en donde se encuentra con un valor de 2.279.

La temperatura máxima de descarga que se alcanza según las simulaciones corresponde al mes de octubre a las 6:00H con un valor de 102.9 °C. Cabe mencionar, que si esta temperatura alcanza los 135 °C el sistema dejaría de funcionar por seguridad, si alcanza los 120 °C, el sistema se encuentra en peligro, mientras que, si la temperatura alcanza los 105 °C o menor se asegura la integridad del aceite lubricante del compresor.

### **3.3.1 *Análisis del rendimiento medio estacional para la ciudad de Quito***

Una vez realizado las simulaciones correspondientes con las temperaturas promedio en la ciudad de Quito, se toman los valores máximos de COP, dentro de las temperaturas establecidas en la tabla 11-2, dando como resultado un rendimiento medio estacional para la ciudad de Quito de 3.80.

**Tabla 10-3:** Rendimiento medio estacional para la ciudad de Quito

T [°C]	Horas	$\dot{E}c$ [kW]	$\dot{Q}$ [kW]	SC [K]	COP [-]	Q anual [kWh]	Ec anual [kWh]
0 - 10	1297	1,400	3,915	5,000	2,796	5077,755	1815,800
10 - 12	1436	0,799	2,806	5,000	3,509	4029,416	1148,369
12 - 14	1976	0,356	1,696	5,000	4,769	3351,296	702,8632
14 - 16	1905	0,561	2,382	5,000	4,250	4537,710	1067,753
16 - 25	2146	0,321	1,691	5,000	5,261	3628,886	689,724
						<b>SPF</b>	3,802

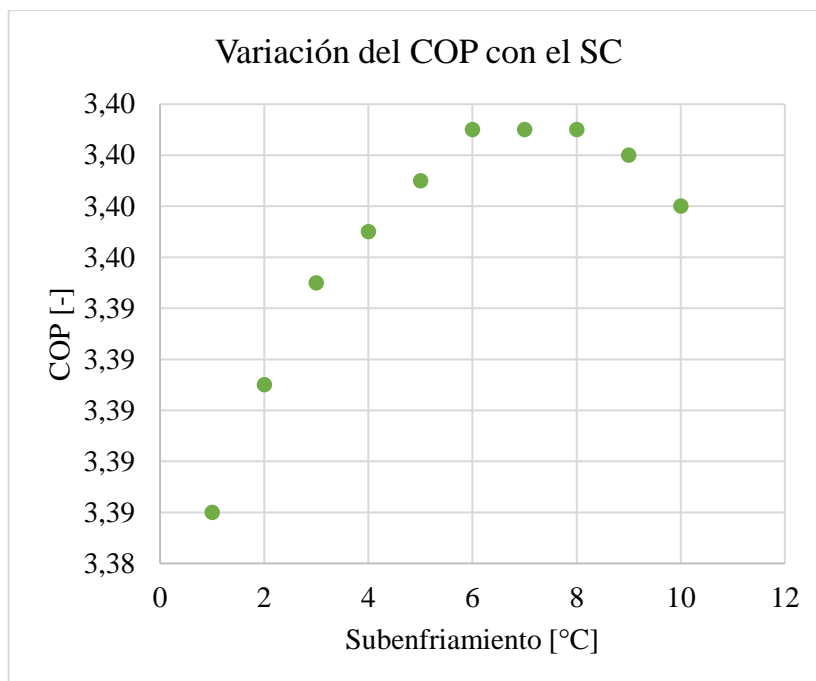
Fuente: Acosta B, 2021

Realizado por: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

Según la tabla 10-3, el SPF para la ciudad de Quito gira en torno de a 3.8, dicho valor se produjera si la bomba de calor trabajara de manera constante durante un año es decir las 8760 horas. Cabe mencionar que es un valor ideal debido a que la bomba de calor no trabajará todas las horas del día, estos resultados se obtuvieron para un SC y SH de 5K, estos parámetros pueden influir en el rendimiento de la bomba de calor.

### 3.4 Análisis de optimización del funcionamiento de la bomba de calor

Como se mencionó en el capítulo II, se realizó un estudio paramétrico para determinar la variación del COP con el subenfriamiento a la salida del condensador. Se realizaron simulaciones para valores de subenfriamiento de 1 a 10 K, obteniendo como resultado los datos de la figura 19-3, las condiciones de operación de la bomba de calor son: temperatura interior del vehículo 13.89 °C, temperatura ambiente 12,71 °C, temperatura de consigna 23 °C, caudales volumétricos de aire tanto para condensador y evaporador de 0.3 m<sup>3</sup>/s y 1.73 m<sup>3</sup>/s respectivamente



**Gráfico 19-3:** Variación del COP vs subenfriamiento

Fuente: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

Una vez hallado los resultados del gráfico 19-3, se observa que se obtiene un COP máximo en tres puntos, específicamente cuando el valor de COP oscila entre 6 y 8 K. Al utilizar la función Min/Max del programa, se halla el valor con mayor precisión en relación con el método antes mencionado, resultando un SC = 7.33K.

Se realizaron simulaciones para encontrar el subenfriamiento óptimo para cada hora del día en donde la bomba de calor puede funcionar. Los resultados se presentan en la tabla 11-3.

**Tabla 11-3:** COP máximo para diferentes horas del día en la ciudad del Quito

Hora (h)	Ta int. [°C]	Ta ext. [°C]	SC [K]	COP [-]
5	8,68	10,04	6,36	2,46
6	8,07	9,74	6,34	2,39
7	8,73	8,89	6,32	2,43
8	11,49	9,42	8,92	2,80
9	14,87	10,89	6,96	3,51
10	18,16	12,48	3,19	4,77
19	18,19	16,05	1,33	5,27
20	16,16	15,43	4,44	4,25
21	14,72	14,8	6,11	3,75
22	13,62	14,18	7,20	3,43
23	12,71	13,56	7,96	3,21
<b>Punto nominal</b>	13,89	12,71	7,33	3,40

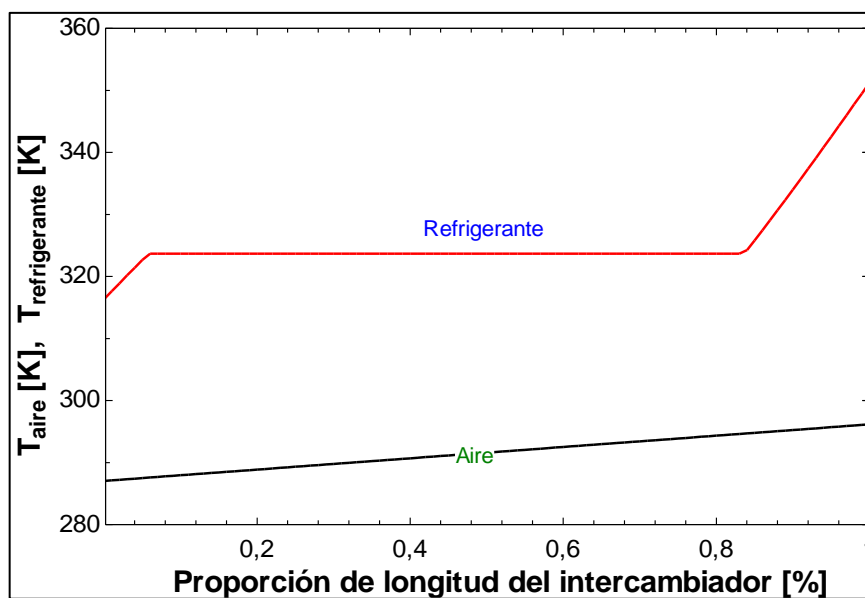
Fuente: Acosta B, Toapanta H, 2021

Realizado por: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021



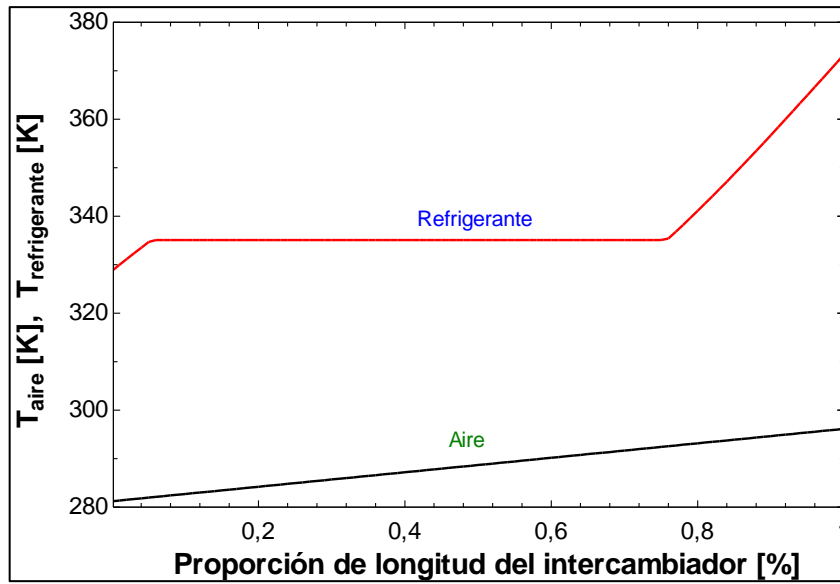
Al analizar los datos de la tabla 11-3 se deduce que el subenfriamiento óptimo depende de la diferencia de temperaturas del foco caliente y frío, es decir, del aire exterior e interior y de la proximidad de la temperatura interna del vehículo con la temperatura de confort (23 °C). A las 19:00H, en donde la diferencia de temperatura entre los dos focos es de 2.14 K y su proximidad de la temperatura de aire interior a la temperatura de confort no es elevada (4.81 °C), en este caso se obtiene un subenfriamiento de 1.326 K y un COP de 5.27, por lo tanto, el consumo del compresor es bajo. Si consideramos el caso de las 6:00H, en donde se tiene una diferencia de temperatura 1.66 K y su proximidad a la temperatura de confort es elevada con un valor de 14.93 °C, mientras que, el subenfriamiento experimenta una elevación a 6.335 K y el COP desciende a 2.387.

A continuación, se presenta el perfil de temperaturas del condensador para el punto nominal, en la figura 20-3, a las 6:00H en la figura 21-3 y a las 19:00H en la figura 22-3, en donde se observa el cambio de la zona de subenfriamiento.



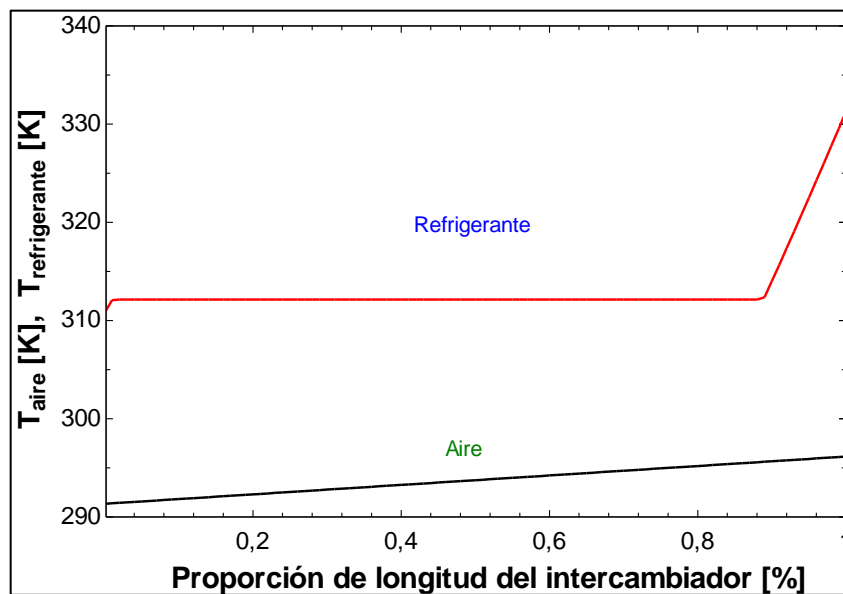
**Gráfico 20-3:** Perfil de temperatura del condensador en el punto nominal

Fuente: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021



**Gráfico 21-3:** Perfil de temperatura del condensador correspondiente a las 6:00H

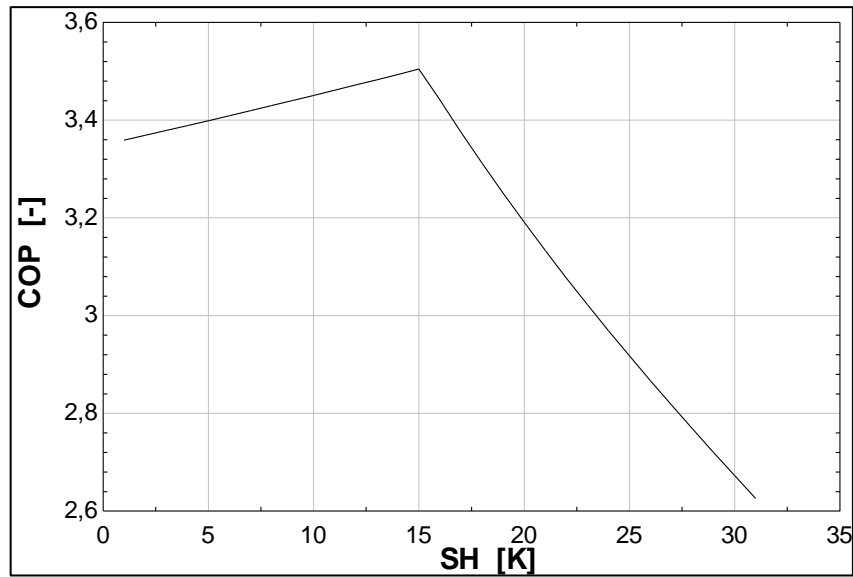
Fuente: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021



**Gráfico 22-3:** Perfil de temperatura del condensador correspondiente a las 19:00H

Fuente: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

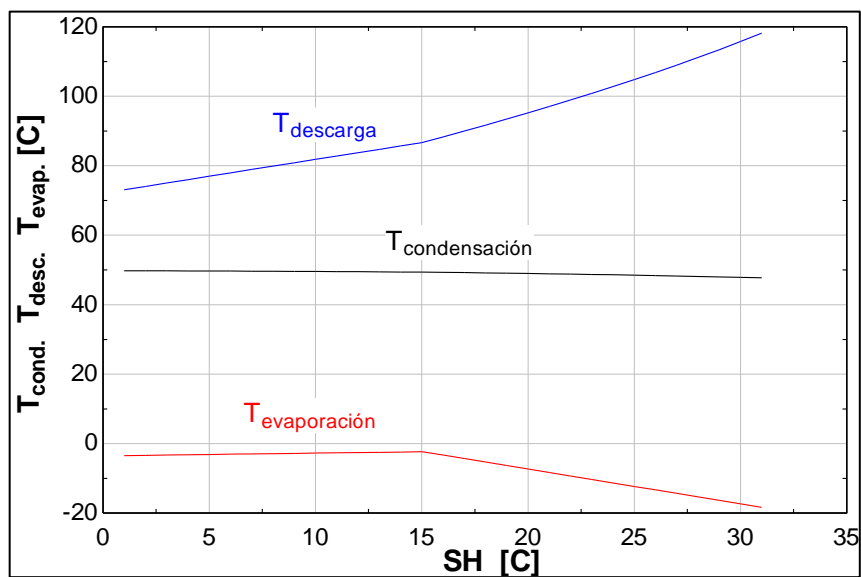
Al igual que el subenfriamiento, se realiza un análisis paramétrico para analizar la dependencia del COP con el sobrecalentamiento a la salida del evaporador. La variación del sobrecalentamiento se muestra en el gráfico 23-3, para el punto nominal. El COP máximo se obtiene con un sobrecalentamiento de 15 K siendo este en punto óptimo de funcionamiento del sistema. Los datos para esta simulación se pueden encontrar en el anexo H.



**Gráfico 23-4:** COP vs SH

Fuente: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

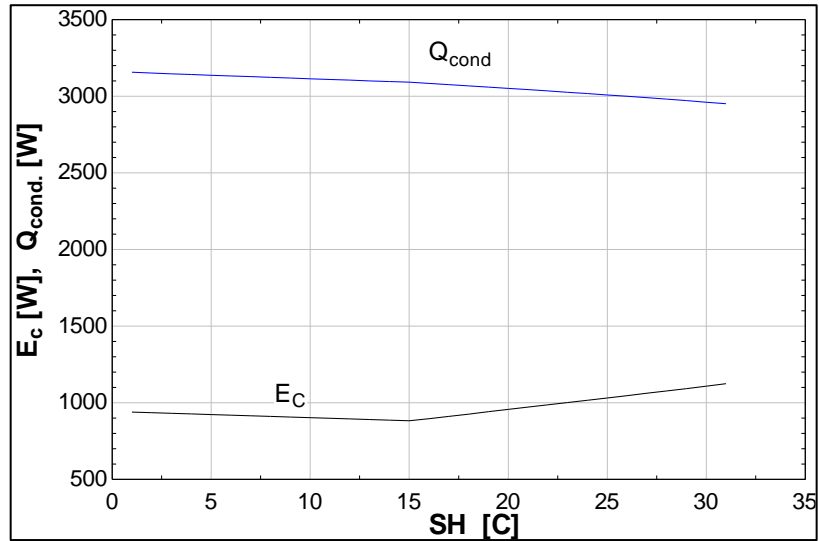
Al incrementar el valor del sobrecalentamiento a la salida del evaporador, la temperatura de condensación experimenta una leve disminución, mientras que la temperatura de descarga del compresor tiende a elevarse pronunciadamente, la zona de desrecalentamiento del condensador es mayor cuando aumenta el sobrecalentamiento, elevando la entalpía en a la salida del compresor con ello la temperatura de condensación tiende a disminuir para una misma capacidad calorífica. Al elevarse la temperatura de descarga hasta los 120 °C aproximadamente, como se observa en la figura 24-3, se estaría poniendo en riesgo el compresor.



**Gráfico 24-3:** Temperatura de descarga, condensado, evaporación vs SH

Fuente: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

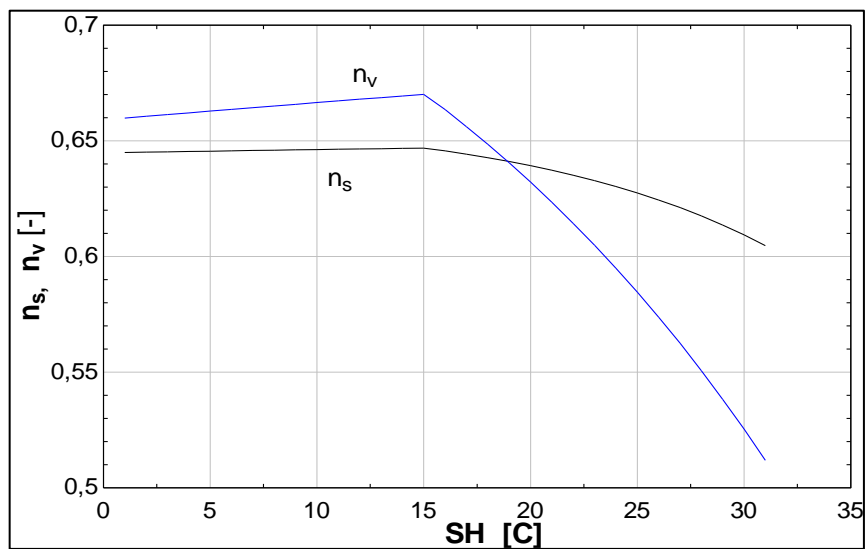
En el gráfico 25-3 se presenta la capacidad y el consumo del compresor para cada punto del sobrecalentamiento. Es evidente que mientras se mantenga un valor desde cero a 15 K del sobrecalentamiento, el consumo va a ser menor, esto se debe en gran medida al rendimiento isentrópico ya que este tiende a subir en este rango de temperaturas.



**Gráfico 25-3:** Capacidad calorífica y consumo vs sobrecalentamiento

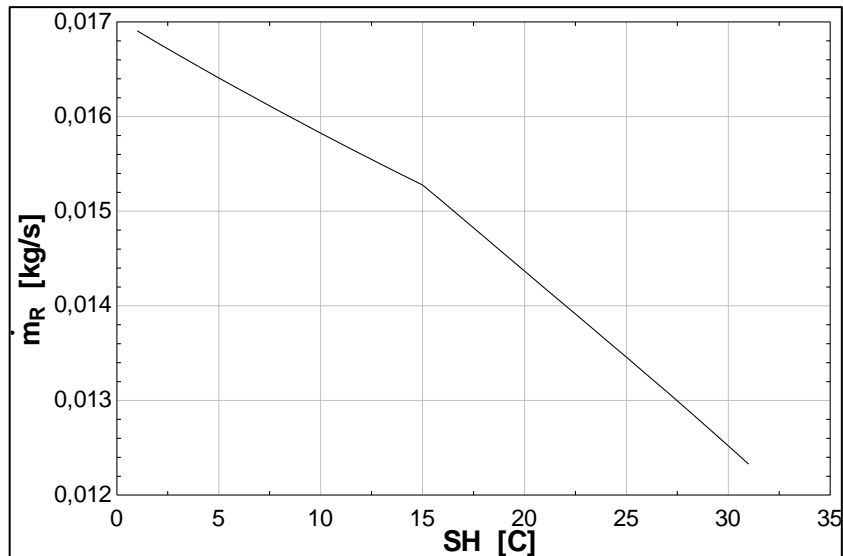
Fuente: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

Cuando el sistema trabaja con un sobrecalentamiento superior a 15 °C, las eficiencias tienden a descender abruptamente, como se observa en el gráfico 26-3. El decremento de la eficiencia volumétrica se debe a que el compresor pierde la capacidad de bombear, esto se puede observar en la gráfica del gráfico 27-3, en donde se ve la disminución del flujo del refrigerante a partir de los 15 K.



**Gráfico 26-3:** Eficiencia volumétrica e isentrópica vs sobrecalentamiento

Fuente: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021



**Gráfico 27-3:** Flujo másico vs sobrecalentamiento

Fuente: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

Una vez realizado el estudio correspondiente a optimización y encontrados cada uno de los valores óptimos, se realiza el cálculo del rendimiento medio estacional de la bomba de calor. Como se mencionó anteriormente, el cálculo de este rendimiento se ve limitado por su acción en todas las horas del año, utilizando horas en donde la bomba de calor no se acciona, es por ello, que adicionalmente se realizó un estudio de SPF correspondiente a las horas en donde la bomba de calor se encuentra activa, es decir, se realiza un análisis para las 11 horas de simulación, por lo tanto, no se toman las 8760 horas anuales, en su lugar se toma 4015 horas. En las tablas 11-3 y 12-3 se presentan los resultados tanto para el subenfriamiento y sobrecalentamiento para el punto nominal, con niveles de SC y SH de 0 °C y con los valores óptimos encontrados.

**Tabla 12-3:** Cálculo SPF variando SC en diferentes casos

SC [°C]	SH [°C]	SPF 8760 horas	SPF 4015 horas
0,50	5,00	3,789	3,512
5,00	5,00	3,802	3,527
7,33	5,00	3,793	3,520

Fuente: Acosta B, Toapanta H, 2021

Realizado por: Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

En la tabla 12-3 se puede observar una variación del SPF con 8760 horas y con 4015 horas en las 3 condiciones estudiadas. Según los resultados, se concluye que un SC recomendable de funcionamiento es de 5 K, a pesar de que se encontró unos valores óptimos de SC y SH para el punto nominal a lo largo del año, esto debido a que a lo largo del día existe una variabilidad de

SC y SH como se observa en la tabla 11.3. En el caso de la tabla 13-3 de la misma manera se observa que la bomba de calor tiene un mayor desempeño con un SH de 5 K.

**Tabla 13-3:** Cálculo SPF variando SH en diferentes casos

SC [°C]	SH [°C]	SPF 8760 horas	SPF 4015 horas
5,00	0,50	3,758	3,483
5,00	5,00	3,802	3,527
5,00	15,00	3,717	3,502

**Fuente:** Acosta B, Toapanta H, 2021

**Realizado por:** Acosta, B.; Toapanta, H., 2021

En los dos análisis, en donde se ha estudiado el rendimiento medio estacional se obtienen valores de SPF mayores a 2.5, por lo tanto, se considera una bomba de calor renovable, según IDAE (2014). Las simulaciones correspondientes a este análisis se encuentran en el anexo I, anexo J, anexo K y anexo L.

## CONCLUSIONES

- Mediante un análisis bibliográfico se determinó que existen varios sistemas para dar solución a la calefacción en vehículos eléctricos siendo el sistema de bomba de calor el más apropiado tanto en aspectos ambientales y de autonomía para un vehículo eléctrico. En el Ecuador no se encontraron estudios similares en donde se aborde dicha problemática, mientras que, el modelado se lleva a cabo mediante datos de diferentes autores.
- El modelo de la bomba de calor fue validado con datos experimentales de la literatura previa. EL modelo estima el COP con una desviación máxima del 5.3%, mientras que, la capacidad calorífica se estima con una desviación máxima del 10.2%.
- Para la ciudad de Quito, se determinó un COP mínimo de la bomba de calor a las 6:00H, por lo tanto, un consumo mayor del compresor igual a 2.38 kW, debido a que en este punto la temperatura en el interior del vehículo se encuentra más alejada que la temperatura de confort. A las 19:00 se obtiene un COP máximo de 5.26 con un consumo menor de 0.321 kW, y es donde se tiene la temperatura interior más próxima a la de confort.
- Mediante un análisis mensual en la ciudad de Quito se determinó un COP mínimo de 2.48 correspondiente a las 6:00H en el mes de enero, mientras que, un COP máximo en el mes de julio con un COP de 6.07, por lo tanto, en el mes de enero el desgaste de la carga de batería de un vehículo eléctrico va a ser mayor, y en el mes de julio este va a ser menor, si la calefacción se encuentra activa.
- En el punto nominal de operación, los resultados de optimización de la bomba de calor sugieren un subenfriamiento de 7.33 K y un sobrecalentamiento de 15 K, sin embargo, al realizar un análisis de rendimiento medio estacional se estableció que los valores adecuados son de 5 K para ambos parámetros.

## RECOMENDACIONES

- Un análisis bibliográfico sobre el sistema de bomba de calor es esencial para el desarrollo del trabajo realizado, por lo tanto, es necesario que las fuentes de donde se extraen datos para el modelado sean de fuentes confiables.
- El estudio realizado se encuentra basado para la ciudad de Quito, es importante mencionar que los datos de optimización del sistema servirían para bombas de calor que trabajen en ambientes de dicha ciudad.
- Como se mencionó en el capítulo I, el refrigerante más utilizado en el Ecuador es el R134a, sin embargo, su sustituto en un futuro es el R1234yf debido a su bajo potencial para el calentamiento global, un trabajo futuro se recomienda realizar un estudio del modelo con el refrigerante R1234yf.
- De ser el caso de realizar un trabajo experimental, con el estudio se recomienda tomar en cuenta el área de transferencia de calor de los intercambiadores de calor, así como el tamaño del compresor ya que este se encuentra ligado principalmente en el consumo de energía del vehículo, por lo tanto, influirá principalmente en la autonomía del vehículo.



## **GLOSARIO**

**Convección:** Transferencia de calor entre una superficie y un fluido. Depende de las condiciones de la superficie (geometría y temperatura) y del fluido (temperatura, velocidad y propiedades termofísicas del mismo).

**Intercambiadores de calor:** Son aparatos que facilitan el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí.

**Ebullición:** Es el fenómeno de formación de vapor en el interior de una masa líquida. Para ello es necesario que la temperatura líquida sea mayor a la temperatura de saturación a la presión que se desarrolla el proceso.

**Condensación:** Este fenómeno se produce cuando la temperatura de superficie es menor a la temperatura de vapor saturado a la presión que se desarrolla el proceso.

**Número de Reynolds:** Número adimensional que caracteriza las condiciones del fluido.

## **BIBLIOGRAFÍA**

**AHN, Jae; et al.,** "Heating performance characteristics of a dual source heat pump using air and waste heat in electric vehicles." *Applied Energy*, [en línea], 2014, (China) 119(C), pp.1-9. [Consulta: 12 de diciembre de 2020.] Disponible en: <https://ideas.repec.org/a/eee/appene/v119y2014icp1-9.html>

**ALEGRÍA GUILLÉN, Luis Alejandro, & MASAPANTA GUAYTA, Cristian Miguel.** Diseño y construcción de un entrenador de aire acondicionado con climatizador para simulación de fallas en el sistema. [en línea] Escuela Politécnica del Ejército, Extensión Latacunga, Carrera de Ingeniería Automotriz. Latacunga. 2012. [Consulta: 2 de diciembre de 2020.] Disponible en: <http://repositorio.espe.edu.ec/xmlui/handle/21000/5085>

**ALVARADO, K.** "Aleta rectangular anular" *Transfer Library* [en línea], 2017. [Consulta: 18 de diciembre de 2020.] Disponible en: [http://fchart.com/ees/heat\\_transfer\\_library/fin\\_efficiency/hs300.htm](http://fchart.com/ees/heat_transfer_library/fin_efficiency/hs300.htm)

**ARMIJOS ORTIZ, Luis Eduardo, & GÓMEZ PEÑALOZA, Walter Andrés.** Análisis de consumo energético del vehículo eléctrico Kia Soul por la utilización del sistema de calefacción y audio en la ciudad de Cuenca. [en línea] Tesis, Universidad Politécnica Salesiana Sede Cuenca, Carrera de Ingeniería Mecánica Automotriz. Cuenca. 2018 [Consulta: 19 de diciembre de 2020.] Disponible en: <https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/16585>

**AYARTURK, Hasan; et al.,** "New Heating System Development Working with Waste Heat for Electric Vehicles." *Transportation Research Procedia*, [en línea] 2016. 14(1), pp. 1080-1086. [Consulta: 12 de diciembre de 2020.] Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2352146516301806?via%3Dihub>

**BAUTISTA, Romario.** "Los Intercambiador de Placas | Intercambiador de calor | Calor". *Scribd*. [en línea] 2018 [Consulta: 21 de marzo de 2021.] Disponible en: <https://es.scribd.com/document/379212415/0-Los-Intercambiador-de-Placas>

**BULLARD, C. W.; et al.,** "Transcritical CO<sub>2</sub> mobile heat pump and a/c system experimental and model results. 10." *ACRC*. [en línea], 2000, (United State of America) [Consulta: 23 de enero de 2021.] Disponible en: [https://www.researchgate.net/publication/242406810\\_TRANSCRITICAL\\_CO2\\_MOBILE\\_HEAT\\_PUMP\\_AND\\_AC\\_SYSTEM\\_EXPERIMENTAL\\_AND\\_MODEL\\_RESULTS](https://www.researchgate.net/publication/242406810_TRANSCRITICAL_CO2_MOBILE_HEAT_PUMP_AND_AC_SYSTEM_EXPERIMENTAL_AND_MODEL_RESULTS)

**CABANZÓN, Jacobo.** Diseño y cálculo de un intercambiador de calor [en línea] Universidad de Cantabria, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación. 2018

[Consulta: 10 de febrero de 2021.] Disponible en:  
<https://repositorio.unican.es/xmlui/bitstream/handle/10902/13702/407960.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

**CARBAJAL, Jesús.** *Accesorio de refrigeración y climatización: Válvula Solenoide.* Refrigeración y Climatización [blog].2015. [Consulta: 12 de diciembre de 2020.] Disponible en:  
<http://refrigeracionclimatizacionesteban.blogspot.com/2015/09/accesorio-de-refrigeracion-y.html>

**CENGEL, Yunus, & GHAJAR, Afshin.** *Transferencia de Calor y Masa.* [en línea] 4ª ed. cGRAW-HILL/INTERAMERICANAEDITORES, S.A. DE C.V., 2014. [Consulta: 22 de marzo de 2021.] Disponible en:  
[https://www.academia.edu/12140362/Transferencia\\_de\\_Calor\\_y\\_Masa\\_4ta\\_ed\\_Yunus\\_Cengel](https://www.academia.edu/12140362/Transferencia_de_Calor_y_Masa_4ta_ed_Yunus_Cengel)

**CHOI, J.; et al.,** "Effects of Non-Uniform Refrigerant and Air Flow Distributions on Finned Tube Evaporator Performance". *NIST*, (2003), (Estados Unidos) pp. 1-8

**CUEVAS, Cristian, & LEMORT, Vincent.** "Caracterización experimental y modelación de una bomba de calor reversible para un vehículo eléctrico". *Ingeniare. Revista chilena de ingeniería*, [en línea] 2016, (Chile) pp.40-48. [Consulta: 28 de enero de 2021.] Disponible en:  
<https://doi.org/10.4067/S0718-33052016000500006>

**EFENERGIA.** *Bombas de calor, funcionamiento, tipos y relación con eficiencia energética.* [en línea] [blog]. 2018. [Consulta: 21 de enero de 2021.] Disponible en:  
<https://www.efenergia.com/instalaciones-eficiencia-energetica/termicas/bombas-de-calor/>

**ENRÍQUEZ, Humberto.** "Clima del Ecuador". AEPEREACU. [en línea] 2014 [Consulta: 2 de febrero de 2021.] Disponible en: <https://www.aepereacu.org/informacion-climatica>

**FENG, Lili.** Experimental study of reversible AC/HP system for electric vehicles [en línea] University of Illinois at Urbana-Champaign. Urbana, Illinois. 2015. [Consulta: 23 de enero de 2021.] Disponible en: <https://www.ideals.illinois.edu/handle/2142/78537>

**FERNANDEZ, Antonio.** "Bomba de calor, qué es y cómo funciona un componente clave para los coches eléctricos." *Motor.es.* [en línea], 2020. [Consulta: 5 de enero de 2021]. Disponible en:  
<https://www.motor.es/noticias/bomba-de-calor-coches-electricos-202068189.html>

**FERLUGA, Gabriele.** *Así se calienta un coche eléctrico para aumentar su autonomía.* Cinco Días. [Informativa]. Madrid: 2019. [Consulta: 2 de febrero de 2021.] Disponible en:  
[https://cincodias.elpais.com/cincodias/2019/01/21/companias/1548084858\\_913541.html](https://cincodias.elpais.com/cincodias/2019/01/21/companias/1548084858_913541.html)

**FRAILE, Marta.** Software para el dimensionamiento de condensadores y evaporadores en bombas de calor aire/aire [en línea] Universidad Politécnica de Madrid, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica. Madrid. 2017. [Consulta: 5 de febrero de 2021.] Disponible en: <http://oa.upm.es/45546/>

**GARCÍA, Gonzalo.** "Climatizador eléctrico compacto, eficiente, silencioso (y español) diseñado para coches eléctricos". Híbridos y Eléctricos. [en línea] 2019 [Consulta: 5 de febrero de 2020.] Disponible en: <https://www.hibridosyelectricos.com/articulo/tecnologia/climatizador-electrico-compacto-eficiente-silencioso-espanol-disenado-coches-electricos/20191115124832031513.html>

**GARCÍA, Ramón; et al.,** Proyecto de impulso a la utilización de transporte bajo en carbono en Canarias. [en línea], Instituto Tecnológico de Canarias. Canarias. 2013. [Consulta: 23 de enero de 2021.] Disponible en: [http://www.datosdelanzarote.com/Uploads/doc/Estudio-para-la-implantaci%C3%B3n-del-Veh%C3%ADculo-El%C3%A9ctrico-en-Canarias.-2013-20200206143241118Estudio\\_Implantacin\\_Vehculo\\_Elctrico\\_-\\_Noviembre\\_2013.pdf](http://www.datosdelanzarote.com/Uploads/doc/Estudio-para-la-implantaci%C3%B3n-del-Veh%C3%ADculo-El%C3%A9ctrico-en-Canarias.-2013-20200206143241118Estudio_Implantacin_Vehculo_Elctrico_-_Noviembre_2013.pdf)

**GARCÍA, Roberto.** "Intercambiadores de Calor". Ingeniero Marino. [en línea] 2018. [Consulta: 21 de enero de 2021] Disponible en: <https://ingenieromarino.com/intercambiadores-de-calor/>

**GONZÁLEZ PORRAS, Daniel Alfredo.** Investigación sobre eficiencia energética en sistema de calefacción con sistema de bomba de calor. [en línea] Universidad Técnica Federico Santa María, Sede de Concepción Rey Balduino de Bélgica. 2019. [Consulta: 17 de enero de 2021.] Disponible en: <https://1library.co/document/yeewr3ey-investigacion-sobre-eficiencia-energetica-sistema-calefaccion-sistema-bomba.html>

**GUZMÁN ARROYO, Carla Cristina.** Diseño de una bomba de calor a partir de la energía geotérmica para acondicionar un invernadero florícola. [en línea] [Investigación]. Universidad Central del Ecuador, Facultad de Ingeniería Química, Carrera de Ingeniería Química. Quito. 2019 [Consulta: 6 de enero de 2021.] Disponible en: <http://www.dspace.uce.edu.ec/handle/25000/18788>

**HARO, N.,** "¿Cuánto gasta el aire acondicionado en un coche eléctrico?". Autobild.es. [en línea] 2017. [Consulta: 12 de diciembre de 2020.] Disponible en: <https://www.autobild.es/noticias/cuanto-gasta-aire-acondicionado-coche-electrico-156456>

**HURTADO ARROYO, Nicolás Gabriel.** Evaluación del uso de bombas de calor geotérmicas en invernaderos. [en línea] Universidad de Chile, Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas,

Departamento de Ingeniería Mecánica. Santiago de Chile. 2017. [Consulta: 12 de diciembre de 2020.] Disponible en: <http://repositorio.uchile.cl/handle/2250/144592>

**IDAE, & MINISTERIO DE INDUSTRIA, ENERGÍA Y TURISMO.** Prestaciones medias estacionales de las bombas de calor para producción de calor en edificios. [en línea] 2014, (Madrid), p. 21. [Consulta: 12 de enero de 2021.] Disponible en: [https://energia.gob.es/desarrollo/EficienciaEnergetica/RITE/Reconocidos/Reconocidos/Otros%20documentos/Prestaciones\\_Medias\\_Estacionales.pdf](https://energia.gob.es/desarrollo/EficienciaEnergetica/RITE/Reconocidos/Reconocidos/Otros%20documentos/Prestaciones_Medias_Estacionales.pdf)

**INFOTALLER.** "R1234yf, todo lo que necesitas saber sobre este refrigerante". Infotaller". [en línea] 2018. [Consulta: 25 de febrero de 2021.] Disponible en: [https://www.infotaller.tv/electromecanica/R1234yf-necesitas-saber-refrigerante\\_0\\_1218778135.html](https://www.infotaller.tv/electromecanica/R1234yf-necesitas-saber-refrigerante_0_1218778135.html)

**JARAMILLO, O.** Intercambiadores de calor. [en línea] Universidad Nacional Autónoma de México, Centro de Investigación en Energía. México, 2007. [Consulta: 6 de abril de 2021.] Disponible en: <https://www.ier.unam.mx/~ojs/pub/HeatExchanger/Intercambiadores.pdf>

**KIA.** "Descripción y funcionamiento del sistema de aire acondicionado / compresor de aire acondicionado eléctrico". Kia Soul [en línea] 2020a. [Consulta: 8 de enero de 2021.] Disponible en: [http://www.kisouman.com/electric\\_a\\_c\\_compressor\\_description\\_and\\_operation-2860.html](http://www.kisouman.com/electric_a_c_compressor_description_and_operation-2860.html)

**KIA.** "Bomba de calor / Descripción y funcionamiento". Kia Soul [en línea] 2020b [Consulta: 8 de enero de 2021.] Disponible en: [http://www.kisouman.com/description\\_and\\_operation-2890.html](http://www.kisouman.com/description_and_operation-2890.html)

**KIA.** "Calefacción, ventilación, aire acondicionado / especificaciones". Kia Soul [en línea] 2020c [Consulta: 10 de enero de 2021.] Disponible en: <http://www.kisouman.com/specifications-2847.html>

**KREUZER, Fabian. & WILMSMEIER, G.** *Eficiencia energética y movilidad en América Latina y el Caribe.* [en línea] Santiago de Chile: CEPAL, 2014 pp.145-147 [Consulta: 8 de marzo de 2021.] Disponible en: <https://www.cepal.org/es/publicaciones/36798-eficiencia-energetica-movilidad-america-latina-caribe-hoja-ruta-la>

**LEE, D.** Experimental study on the heat pump system using R134a refrigerant for zero-emission vehicles. *International Journal of Automotive Technology*, [en línea] (2015), (Corea), 1(16), pp.923-928. [Consulta: 11 de febrero de 2021.] Disponible en: <https://doi.org/10.1007/s12239-015-0094-2>

**LEE, Dong; et al.**, Performance characteristics of mobile heat pump for a large passenger electric vehicle. *Applied Thermal Engineering*, [en línea] (2013), (República de Corea), 50(1), pp. 660-669. [Consulta: 10 de febrero de 2021.] Disponible en: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.07.001>

**LIU, Cichong; et al.**, Performance evaluation of propane heat pump system for electric vehicle in cold climate. *International Journal of Refrigeration*, [en línea] (2018), (China), 95(1), pp.51-60. [Consulta: 27 de enero de 2021.] Disponible en: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.08.020>

**MANGU**. "La calefacción en un coche eléctrico". Motorpasion. [en línea] 2011 [Consulta: 12 de diciembre de 2020.] Disponible en: <https://www.motorpasion.com/coches-hibridos-alternativos/la-calefaccion-en-un-coche-electrico>

**MARTÍNEZ GALVAN, Israel**. Estudio experimental de optimización de una bomba de calor agua-agua empleando propano como fluido de trabajo [en línea] Universidad Politécnica de València, Instituto de Ingeniería Energética, Departamento de Termodinámica Aplicada. València. 2008. [Consulta: 15 de marzo de 2021.] Disponible en: <https://doi.org/10.4995/Thesis/10251/3344>

**MENDOZA, Aaron**. *Heat Transfer Cambridge EES*: Academia [en línea], 2009, (Estados Unidos) [Consulta: 12 de diciembre de 2020.] Disponible en: [https://www.academia.edu/36060718/Heat\\_Transfer\\_Cambridge\\_EES](https://www.academia.edu/36060718/Heat_Transfer_Cambridge_EES)

**METEONORM VERSION 8**. "Datos históricos, actuales y futuros actualizados". Meteonorm [en línea], 2019, [Consulta: 17 de enero de 2021.] Disponible en: <https://meteonorm.meteotest.ch/en/meteonorm-version-8>

**MIEV**. "Mitsubishi innovative electric vehicle". Mitsubishi motors [en línea], 2015, (Madrid) [Consulta: 2 de marzo de 2021.] Disponible en: <http://autocatalogarchive.com/wp-content/uploads/2017/05/Mitsubishi-i-Miev-2015-ES.pdf>

**MORAN, Michael, & SHAPIRO, Howard**. *Fundamentos de termodinámica técnica*. [en línea] Barcelona: REVERTÉ S.A., 2004 [Consulta: 7 de febrero de 2021.] Disponible en: [https://www.academia.edu/33466857/Fundamentos\\_de\\_termodin%C3%A1mica\\_t%C3%A9cnica\\_Moran\\_Shapiro\\_pdf](https://www.academia.edu/33466857/Fundamentos_de_termodin%C3%A1mica_t%C3%A9cnica_Moran_Shapiro_pdf)

**MORENO RODRÍGUEZ, Amancio**. Modelo teórico y validación experimental de una bomba de calor de expansión directa con asistencia solar: Eficiencia energética: Aplicación a calefacción y ACS [en línea] Universidad Carlos III de Madrid, Departamento de Ingeniería Térmica y De

Fluidos, Unidad Asociada de Ingeniería de Sistemas Energéticos Uciim/Csic. Leganés. 2013. [Consulta: 5 de marzo de 2021.] Disponible en: <https://e-archivo.uc3m.es/handle/10016/17910>

**NELLIS, G.** "Información básica". [en línea] 2009, (Wisconsin) [Consulta: 19 de diciembre de 2020.] Disponible en: [http://fchart.com/ees/heat\\_transfer\\_library/compact\\_hx/hs100.htm](http://fchart.com/ees/heat_transfer_library/compact_hx/hs100.htm)

**PICH, Jesús.** *La climatización en vehículos eléctricos.* Mecánicos [blog]. 2015 [Consulta: 6 de abril de 2021.] Disponible en: <http://www.blogmecanicos.com/2015/09/la-climatizacion-en-vehiculos-electricos.html>

**REY, Francisco, & VELASCO, Eloy.** *Bombas de calor y energías renovables en edificios* [en línea] Madrid: Editorial Paraninfo, 2005. [Consulta: 2 de marzo de 2021.] Disponible en: <https://books.google.es/books?id=HqIwQzDKsIC&printsec=frontcover&hl=es#v=onepage&q&f=false>

**ROAS, Loreto.** "Los vehículos eléctricos". [en línea], 2011 [Consulta: 2 de febrero de 2021.] Disponible en: <https://es.calameo.com/books/00651670532863dd2c100>

**TAPIA, Santiago.** Elaboración de un sistema didáctico de aire acondicionado automotriz funcional con PLC para los talleres de la Universidad Tecnológica Equinoccial [en línea] Universidad Tecnológica Equinoccial Sede Santo Domingo, Facultad de Ciencias de la Ingeniería, Carrera de Ingeniería Automotriz. Santo Domingo–Ecuador. 2014. [Consulta: 23 de enero de 2021.] Disponible en: <http://repositorio.ute.edu.ec/handle/123456789/20059>

**VÁSCONEZ NÚÑEZ, Daniela.** Desarrollo de un modelo para el cálculo del consumo de climatización en vehículos de pasajeros urbanos [en línea] Universidad Politécnica de València. 2019. [Consulta: 19 de diciembre de 2020.] Disponible en: <https://dialnet.unirioja.es/servlet/tesis?codigo=250422>

**VILLEGAS, Ignacio.** "Reutilizar más calor: Kia y Hyundai refuerzan la eficiencia de los vehículos eléctricos (EV) con la nueva tecnología de bomba de calor". [en línea], 2017. Madrid [Consulta: 12 de diciembre de 2020.] Disponible en: <https://press.kia.com/es/es/home/notas-de-prensa/press-releases/2020/-reutilizar-mas-calor--kia-y-hyundai-refuerzan-la-eficiencia-de-.html>

**WANG, Dandong; et al.,** "Heating performance evaluation of a CO<sub>2</sub> heat pump system for an electrical vehicle at cold ambient temperatures". *Applied Thermal Engineering*, [en línea], 2018(China) 142(1), pp. 656-664. [Consulta: 21 de febrero de 2021.] Disponible en: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.07.062>

**WORDPRESS.** "Clima". La Sierra Ecuatoriana. [en línea], 2012. [Consulta: 1 de marzo de 2021.] Disponible en: <https://sierraecuador.wordpress.com/clima/>

**YAÑEZ, Gildardo.** "Gases Refrigerantes Sintéticos Hidrofluorocarbonos". Gildardoyanez.com. [en línea] 2020, (México) [Consulta: 12 de diciembre de 2020.] Disponible en: <https://www.gildardoyanez.com/refrigerantes/hfc/>

**ZHANG, Zhenying; et al.,** "The solutions to electric vehicle air conditioning systems: A review". Renewable and Sustainable Energy Reviews, [en línea], 2018, (China), 91(1), pp. 443-463. [Consulta: 25 de enero de 2021.] Disponible en: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.04.005>

**ZHANG, Ziqi; et al.,** "A Study on Electric Vehicle Heat Pump Systems in Cold Climates". Energies [en línea], 2016, (China), 9, p.881. [Consulta: 27 de enero de 2021.] Disponible en: <https://doi.org/10.3390/en9110881>



## ANEXOS

### ANEXO A: EFECTIVIDAD EN FUNCIÓN DE NTU Y RELACIÓN DE CAPACIDAD

Flow arrangement		$\varepsilon (NTU, C_R)$
One fluid (or any configuration with $C_R = 0$ )		$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$
Counter-flow		$\varepsilon = \begin{cases} \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_R)]}{1 - C_R \exp[-NTU(1 - C_R)]} & \text{for } C_R < 1 \\ \frac{NTU}{1 + NTU} & \text{for } C_R = 1 \end{cases}$
Parallel-flow		$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_R)]}{1 + C_R}$
Cross-flow	both fluids unmixed	$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{NTU^{0.22}}{C_R} \{\exp(-C_R NTU^{0.78}) - 1\}\right]$
	both fluids mixed	$\varepsilon = \left[ \frac{1}{1 - \exp(-NTU)} + \frac{C_R}{1 - \exp(-C_R NTU)} - \frac{1}{NTU} \right]^{-1}$
	$\dot{C}_{max}$ mixed & $\dot{C}_{min}$ unmixed	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[C_R \{\exp(-NTU) - 1\}]}{C_R}$
	$\dot{C}_{min}$ mixed & $\dot{C}_{max}$ unmixed	$\varepsilon = 1 - \exp\left[-\frac{1 - \exp(-C_R NTU)}{C_R}\right]$
Shell-and-tube	one shell pass & an even # of tube-passes	$\varepsilon_1 = 2 \left[ \frac{1 + C_R + \sqrt{1 + C_R^2} \frac{1 + \exp(-NTU_1 \sqrt{1 + C_R^2})}{1 - \exp(-NTU_1 \sqrt{1 + C_R^2})}}{1 - \exp(-NTU_1 \sqrt{1 + C_R^2})} \right]^{-1}$
	$N$ shell passes & $2N,$ $4N, \dots$ tube-passes	$\varepsilon = \frac{\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_R}{1 - \varepsilon_1}\right)^N - 1}{\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_R}{1 - \varepsilon_1}\right)^N - C_R}$ where $\varepsilon_1$ and $NTU_1$ is for one shell pass

## ANEXO B: EFECTIVIDAD EN FUNCIÓN DE EFICACIA Y RELACIÓN DE CAPACIDAD

Flow arrangement		$NTU(\varepsilon, C_R)$
One fluid (or any configuration with $C_R = 0$ )		$NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$
Counter-flow		$NTU = \begin{cases} \frac{\ln\left[\frac{1 - \varepsilon C_R}{1 - \varepsilon}\right]}{1 - C_R} & \text{for } C_R < 1 \\ \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} & \text{for } C_R = 1 \end{cases}$
Parallel-flow		$NTU = \frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + C_R)]}{1 + C_R}$
Cross-flow	$\dot{C}_{max}$ mixed & $\dot{C}_{min}$ unmixed $\dot{C}_{min}$ mixed & $\dot{C}_{max}$ unmixed	$NTU = -\ln\left[1 + \frac{\ln(1 - \varepsilon C_R)}{C_R}\right]$ $NTU = -\frac{\ln[C_R \ln(1 - \varepsilon) + 1]}{C_R}$
Shell-and-tube	one shell pass & an even # of tube-passes  $N$ shell passes & $2N$ , $4N, \dots$ tube-passes	$NTU_1 = \frac{\ln\left(\frac{E+1}{E-1}\right)}{\sqrt{1+C_R^2}} \quad \text{where } E = \frac{2 - \varepsilon_1(1 + C_R)}{\varepsilon_1\sqrt{1+C_R^2}}$ <p>use solution for one shell pass with:</p> $\varepsilon_1 = \frac{F-1}{F-C_R} \quad \text{with } F = \left(\frac{\varepsilon C_R - 1}{\varepsilon - 1}\right)^{1/N}$

**ANEXO C: DATOS DE EFICIENCIA ISENTRÓPICA**

<b>360-368 [RPM]</b>		<b>1261-1660 [RPM]</b>	
Relación de presión	Eficiencia isentrópica		
3,12	0,689	5,40	0,612
3,30	0,599	5,5	0,599
<b>792-898 [RPM]</b>		5,95	0,600
		6,00	0,574
3,73	0,672	6,82	0,620
3,75	0,658	7,22	0,548
4,02	0,642	7,59	0,628
4,48	0,593	7,80	0,632
4,48	0,642	8,02	0,579
4,52	0,653	8,05	0,628
4,68	0,622	8,10	0,572
4,78	0,700	8,14	0,632
4,82	0,618	8,36	0,628
4,89	0,700	8,50	0,543
4,91	0,689	8,59	0,628
4,98	0,600	8,63	0,650
5,11	0,689	8,80	0,639
5,32	0,598	8,93	0,640
5,42	0,679	8,99	0,632
5,51	0,651	9,00	0,623
5,63	0,680	9,10	0,628
5,72	0,580	9,12	0,619
5,81	0,689	9,33	0,632
5,82	0,665	9,50	0,629
5,91	0,660	11,00	0,604
5,93	0,720	<b>1908-2031 [RPM]</b>	
6,03	0,658	6,59	0,560
6,19	0,692	6,83	0,562
6,20	0,662	7,53	0,592
6,39	0,692	7,80	0,599
6,42	0,658	8,29	0,580
6,62	0,660	10,35	0,555
7,19	0,573	<b>2366- 2405 [RPM]</b>	
7,20	0,640	8,00	0,500
7,26	0,668	9,14	0,540
7,53	0,628	9,20	0,526
7,62	0,657	11,66	0,570
7,79	0,659	12,20	0,560

**ANEXO D: DATOS DE EFICIENCIA VOLUMÉTRICA**

<b>360-368 [RPM]</b>		<b>1261-1660 [RPM]</b>	
<b>Relación de presión</b>	<b>Eficiencia volumétrica</b>		
3,12	0,718	5,40	0,642
3,30	0,633	5,50	0,650
		5,95	0,620
<b>792-898 [RPM]</b>		6,00	0,600
3,73	0,779	6,82	0,613
3,75	0,755	7,22	0,493
4,02	0,708	7,59	0,572
4,48	0,692	7,80	0,572
4,48	0,620	8,02	0,512
4,52	0,683	8,05	0,559
4,68	0,672	8,10	0,500
4,78	0,708	8,14	0,560
4,82	0,653	8,36	0,540
4,89	0,750	8,50	0,480
4,91	0,692	8,59	0,542
4,98	0,599	8,63	0,561
5,10	0,679	8,80	0,533
5,32	0,590	8,93	0,530
5,42	0,662	8,99	0,519
5,50	0,594	9,00	0,521
5,63	0,650	9,10	0,520
5,72	0,580	9,12	0,522
5,80	0,650	9,33	0,492
5,82	0,665	9,50	0,492
5,90	0,660	11,00	0,458
5,93	0,650	<b>1908-2031 [RPM]</b>	
6,03	0,603	6,59	0,573
6,19	0,639	6,83	0,565
6,20	0,633	7,53	0,549
6,39	0,630	7,80	0,551
6,42	0,603	8,29	0,520
6,62	0,640	10,35	0,438
7,19	0,554	<b>2366- 2405 [RPM]</b>	
7,20	0,599	8,00	0,460
7,26	0,600	9,14	0,430
7,53	0,596	9,20	0,419
7,62	0,590	11,66	0,383
7,79	0,583	12,20	0,373

**ANEXO E: CORRELACIONES CONVECCIÓN FORZADA FLUJO EXTERNO PERPENDICULAR.**

Conducto circular, flujo perpendicular				
Nº	Correlación	Condiciones de aplicación	Tª Propiedades	Nombre
11	$\overline{Nu}_D = C Re_D^n Pr^{1/3}$ (Tabla 6.2.1)	Medio, $0.4 < Re_D < 4 \cdot 10^5$ , $0.7 \leq Pr$	Tª media de película	Hilpert
12	$\overline{Nu}_D = C Re_D^n Pr^a (Pr/Pr_s)^{1/4}$ (Tabla 6.2.2)	Medio, $1 < Re_D < 10^6$ , $0.7 < Pr \leq 500$ , $n = 0.37 (Pr \leq 10)$ , $n = 0.36 (Pr > 10)$	$T_s$ , menos $Pr_s$ a $T_s$	Zhukauskas
13	$\overline{Nu}_D = 0.3 + \frac{0.62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}}{[1 + (0.4/Pr)^{1/4}]^{1/4}} \left[ 1 + \left( \frac{Re_D}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5}$	Medio, $Re_D, Pr > 0.2$	Tª media de película	Churchill y Berstein

**ANEXO F: FORMAS COMUNES DE ALETAS CON SUS RESPECTIVAS EFICIENCIAS.**

Geometría	Esquema	Expresión
<b>Aleta recta rectangular</b> $A_s = 2wL_c$ $L_c = L + (\delta/2)$ $m = \sqrt{\frac{2h}{k\delta}}$		$\eta_a = \frac{tgh(mL_c)}{mL_c}$
<b>Aleta recta triangular</b> $A_s = 2w[L^2 + (\delta/2)^2]^{1/2}$ $m = \sqrt{\frac{2h}{k\delta}}$		$\eta_a = \frac{1}{mL} \frac{I_1(2mL)}{I_0(2mL)}$
<b>Aleta recta parabólica</b> $A_s = w \left[ C_1 L + \frac{L^2}{\delta} \ln(\delta/L + C_1) \right]$ $C_1 = \left[ 1 + (\delta/L)^2 \right]^{1/2}$ $m = \sqrt{\frac{2h}{k\delta}}$		$\eta_a = \frac{2}{[4(mL)^2 + 1]^{1/2} + 1}$

**ANEXO G: CORRELACIONES PARA CONVECCIÓN FORZADA FLUJO INTERNO**

Conducto circular				
Nº	Correlación	Condiciones de aplicación	Tª Propiedades	Nombre
18	$x_{ent} = 0.0575 D Re_D Pr$	Laminar $Re_D \leq 2300$ , Región de entrada térmica		
19	$f = 64/Re_D$	Laminar $Re_D \leq 2300$ , complet. desarrollado		
20	$f = 0.316 Re_D^{-1/4}$	Turbulento, complet. desarrollado, sup. no rugosa, $Re_D \leq 2 \cdot 10^4$		
21	$f = 0.184 Re_D^{-1/5}$	Turbulento, complet. desarrollado, sup. no rugosa, $Re_D > 2 \cdot 10^4$		
22	$f = (0.790 \ln(Re_D) - 1.64)^{-2}$	Turbulento, complet. desarrollado, sup. no rugosa, $3000 \leq Re_D \leq 5 \cdot 10^6$		Petukhov
23	$Nu_D = 3.66$	Laminar $Re_D \leq 2300$ , completamente desarrollado, $T_s$ cte, $Pr \geq 0.6$	Tª media masa	
24	$Nu_D = 4.36$	Laminar $Re_D \leq 2300$ , completamente desarrollado, q, cte, $Pr \geq 0.6$	Tª media masa	
25	$\overline{Nu}_D = 3.66 + \frac{0.0668(D/L)Re_D Pr}{1 + 0.04[(D/L)Re_D Pr]^{1/3}}$	Laminar $Re_D \leq 2300$ , entrada térmica con perfil de velocidad completamente desarrollado, $T_s$ cte, $Pr \gg 1$ o zona inicial sin transferencia de calor	Tª media masa	Hausen
26	$\overline{Nu}_D = 1.86 \left( \frac{Re_D Pr}{L/D} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$	Laminar $Re_D \leq 2300$ , ent. térmica e hidrod., $T_s$ cte, $0.48 \leq Pr < 16700$ , $[Re_D Pr / (L/D)]^{1/3} (\mu/\mu_s)^{0.14} \geq 2$ , $0.0044 < (\mu/\mu_s) < 9.75$	Tª media masa, menos $\mu_s$ a $T_s$	Sieder y Tate
27	$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n$	Turbulento, complet. desarrollado, $Re_D > 10000$ , $0.6 \leq Pr < 160$ , $(L/D) > 10$ , $n = 0.4$ para $T_s > T_m$ , $n = 0.3$ para $T_s < T_m$	Tª media masa	Dittus-Boelter
28	$Nu_D = 0.027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$	Turbulento, completamente desarrollado, $Re_D > 10000$ , $0.7 \leq Pr < 16700$ , $(L/D) > 10$	Tª media masa, menos $\mu_s$ a $T_s$	Sieder y Tate
29	$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$	Turbulento, completamente desarrollado, $3000 < Re_D < 5 \cdot 10^6$ , $0.5 \leq Pr < 2000$ , $(L/D) > 10$ , f: Corr. 19 a 22 ó Ábaco de Moody (Gráfica 6.11)	Tª media masa	Gnielinski
30	$Nu_D = 4.82 + 0.0185(Re_D Pr)^{0.827}$	Turbulento, metales liq., complet. desarrollado, $q_w$ uniforme, $3600 < Re_D < 9.05 \cdot 10^4$ , $10^2 < Pe_D < 10^4$	Tª media masa	Skupinski
31	$Nu_D = 5.0 + 0.025 Pe_D^{0.8}$	Turbulento, metales liq., complet. desarrollado, $T_s$ uniforme, $Pe_D > 100$	Tª media masa	Seban y Shimazaki

**ANEXO H: DATOS DE SIMULACIÓN PARA OPTIMIZACIÓN SOBRECALENTAMIENTO**

SH	COP [-]	$\eta_s$ [-]	$\eta_v$ [-]	$\dot{E}_c$ [W]	mR [Kg/s]	n [-]	$\dot{Q}$ [W]	Rp [-]	T cond [°C]	T desc [°C]	T evap [°C]
1	3,359	0,6450	0,6598	939,6	0,01690	1087	3156	5,083	49,76	73,06	-3,472
2	3,369	0,6451	0,6606	935,5	0,01678	1080	3151	5,064	49,75	74,04	-3,386
3	3,379	0,6453	0,6614	931,3	0,01665	1073	3147	5,045	49,73	75,02	-3,300
4	3,389	0,6454	0,6621	927,2	0,01653	1066	3142	5,027	49,70	76,02	-3,216
5	3,399	0,6455	0,6629	923,1	0,01641	1059	3137	5,008	49,68	76,97	-3,134
6	3,409	0,6457	0,6636	918,9	0,01629	1052	3132	4,990	49,65	77,95	-3,053
7	3,419	0,6458	0,6643	914,8	0,01617	1045	3128	4,972	49,63	78,92	-2,973
8	3,430	0,6460	0,6651	910,6	0,01605	1038	3123	4,954	49,60	79,89	-2,894
9	3,440	0,6461	0,6658	906,5	0,01594	1032	3118	4,936	49,57	80,85	-2,816
10	3,451	0,6462	0,6665	902,4	0,01582	1025	3114	4,918	49,53	81,82	-2,740
11	3,461	0,6464	0,6673	898,3	0,01571	1019	3109	4,900	49,50	82,78	-2,664
12	3,472	0,6465	0,6680	894,3	0,01560	1013	3105	4,882	49,47	83,75	-2,590
13	3,483	0,6466	0,6687	890,2	0,01549	1007	3100	4,865	49,43	84,71	-2,517
14	3,493	0,6467	0,6694	886,2	0,01538	1001	3096	4,847	49,39	85,67	-2,444
15	3,504	0,6469	0,6701	882,1	0,01528	995	3091	4,830	49,36	86,63	-2,373
16	3,441	0,6457	0,6635	896,1	0,01510	1031	3084	4,993	49,29	88,26	-3,313
17	3,375	0,6443	0,6562	911,2	0,01491	1072	3076	5,174	49,22	89,97	-4,316
18	3,312	0,6427	0,6485	926,3	0,01473	1116	3068	5,363	49,14	91,70	-5,319
19	3,250	0,6411	0,6405	941,3	0,01455	1162	3060	5,561	49,06	93,46	-6,322
20	3,191	0,6392	0,6322	956,3	0,01437	1211	3051	5,766	48,97	95,25	-7,325
21	3,133	0,6373	0,6235	971,2	0,01419	1263	3043	5,981	48,88	97,07	-8,328
22	3,077	0,6351	0,6144	986,2	0,01400	1319	3035	6,206	48,79	98,93	-9,331
23	3,023	0,6328	0,6049	1001	0,01382	1379	3026	6,440	48,69	100,8	-10,33
24	2,969	0,6302	0,5950	1016	0,01364	1442	3018	6,685	48,59	102,8	-11,34
25	2,917	0,6275	0,5846	1031	0,01346	1511	3009	6,940	48,48	104,8	-12,34
26	2,867	0,6244	0,5738	1046	0,01327	1584	3000	7,208	48,37	106,8	-13,34
27	2,817	0,6211	0,5625	1062	0,01309	1663	2990	7,487	48,25	109,1	-14,35
28	2,768	0,6175	0,5507	1077	0,01290	1748	2981	7,778	48,13	111,1	-15,35
29	2,720	0,6136	0,5383	1092	0,01271	1840	2971	8,083	48,01	113,4	-16,35
30	2,673	0,6093	0,5254	1108	0,01252	1940	2961	8,402	47,87	115,7	-17,36
31	2,626	0,6047	0,5119	1124	0,01233	2049	2951	8,735	47,73	118,2	-18,36

**ANEXO I: SIMULACIÓN VARIANDO SC CASO DE 8760 HORAS**

T [°C]	Horas	$\dot{E}c$ [kW]	$\dot{Q}$ [kW]	SC [K]	COP [-]	Q anual [kWh]	Ec anual [kWh]	SPF
8 a 10	1297	1,41	3,93	0,50	2,78	5094,62	1833,96	3,79
10 a 12	1436	0,81	2,81	0,50	3,49	4040,90	1157,27	
12 a 14	1976	0,36	1,70	0,50	4,77	3361,18	704,84	
14 a 16	1905	0,56	2,39	0,50	4,24	4551,05	1072,71	
16 a 18	2146	0,32	1,70	0,50	5,27	3637,47	689,94	
8 a 10	1297	1,40	3,92	5,00	2,80	5077,76	1815,80	3,80
10 a 12	1436	0,80	2,81	5,00	3,51	4029,42	1148,37	
12 a 14	1976	0,36	1,70	5,00	4,77	3351,30	702,86	
14 a 16	1905	0,56	2,38	5,00	4,25	4537,71	1067,75	
16 a 18	2146	0,32	1,69	5,00	5,26	3628,89	689,72	
8 a 10	1297	1,40	3,92	7,33	2,80	5084,24	1819,69	3,79
10 a 12	1436	0,80	2,81	7,33	3,50	4032,29	1150,95	
12 a 14	1976	0,36	1,70	7,33	4,75	3353,27	706,62	
14 a 16	1905	0,56	2,38	7,33	4,24	4537,71	1069,47	
16 a 18	2146	0,33	1,70	7,33	5,21	3652,49	700,67	

**ANEXO J: SIMULACIÓN VARIANDO SH CASO DE 8760 HORAS**

T [°C]	Horas	$\dot{E}c$ [kW]	$\dot{Q}$ [kW]	SC [K]	COP [-]	Q anual [kWh]	Ec anual [kWh]	SPF
8 a 10	1297	1,43	3,94	0,50	2,75	5110,18	1856,01	3,76
10 a 12	1436	0,82	2,83	0,50	3,47	4056,70	1170,34	
12 a 14	1976	0,36	1,71	0,50	4,73	3376,98	713,34	
14 a 16	1905	0,57	2,40	0,50	4,21	4570,10	1086,80	
16 a 18	2146	0,33	1,70	0,50	5,22	3654,64	699,81	
8 a 10	1297	1,40	3,92	5,00	2,80	5077,76	1815,80	3,80
10 a 12	1436	0,80	2,81	5,00	3,51	4029,42	1148,37	
12 a 14	1976	0,36	1,70	5,00	4,77	3351,30	702,86	
14 a 16	1905	0,56	2,38	5,00	4,25	4537,71	1067,75	
16 a 18	2146	0,32	1,69	5,00	5,26	3628,89	689,72	
8 a 10	1297	1,33	3,86	15,00	2,90	5006,42	1730,20	3,72
10 a 12	1436	0,78	2,76	15,00	3,52	3964,80	1126,11	
12 a 14	1976	0,39	1,66	15,00	4,28	3284,11	767,28	
14 a 16	1905	0,56	2,34	15,00	4,15	4461,51	1075,37	
16 a 18	2146	0,35	1,66	15,00	4,71	3558,07	755,39	

**ANEXO K: SIMULACIÓN VARIANDO SC CASO DE 4015 HORAS**

T [°C]	Horas	$\dot{E}_c$ [kW]	$\dot{Q}$ [kW]	SC [K]	COP [-]	Q anual [kWh]	Ec anual [kWh]	SPF
8 a 10	1001	1,41	3,93	0,50	2,78	3931,93	1415,41	3,51
10 a 12	716	0,81	2,81	0,50	3,49	2014,82	577,02	
12 a 14	990	0,36	1,70	0,50	4,77	1683,99	353,13	
14 a 16	865	0,56	2,39	0,50	4,24	2066,49	487,08	
16 a 18	443	0,32	1,70	0,50	5,27	750,89	142,42	
8 a 10	1001	1,40	3,92	5,00	2,80	3918,92	1401,40	3,53
10 a 12	716	0,80	2,81	5,00	3,51	2009,10	572,59	
12 a 14	990	0,36	1,70	5,00	4,77	1679,04	352,14	
14 a 16	865	0,56	2,38	5,00	4,25	2060,43	484,83	
16 a 18	443	0,32	1,69	5,00	5,26	749,11	142,38	
8 a 10	1001	1,40	3,92	7,33	2,80	3923,92	1404,40	3,52
10 a 12	716	0,80	2,81	7,33	3,50	2010,53	573,87	
12 a 14	990	0,36	1,70	7,33	4,75	1680,03	354,02	
14 a 16	865	0,56	2,38	7,33	4,24	2060,43	485,61	
16 a 18	443	0,33	1,70	7,33	5,21	753,99	144,64	

**ANEXO L: SIMULACIÓN VARIANDO SH CASO DE 4015 HORAS**

T [°C]	Horas	$\dot{E}_c$ [kW]	$\dot{Q}$ [kW]	SC [K]	COP [-]	Q anual [kWh]	Ec anual [kWh]	SPF
8 a 10	1001	1,43	3,94	0,50	2,75	3943,90	1432,40	3,48
10 a 12	716	0,82	2,83	0,50	3,47	2022,70	583,54	
12 a 14	990	0,36	1,71	0,50	4,73	1691,90	357,39	
14 a 16	865	0,57	2,40	0,50	4,21	2075,10	493,48	
16 a 18	443	0,33	1,70	0,50	5,22	754,43	144,46	
8 a 10	1001	1,40	3,92	5,00	2,80	3918,90	1401,40	3,53
10 a 12	716	0,80	2,81	5,00	3,51	2009,10	572,59	
12 a 14	990	0,36	1,70	5,00	4,77	1679	352,14	
14 a 16	865	0,56	2,38	5,00	4,25	2060,40	484,83	
16 a 18	443	0,32	1,69	5,00	5,26	749,11	142,38	
8 a 10	1001	1,33	3,86	15,00	2,90	3863,90	1335,3	3,50
10 a 12	716	0,78	2,76	15,00	3,52	1976,90	561,49	
12 a 14	990	0,39	1,66	15,00	4,28	1645,40	384,42	
14 a 16	865	0,57	2,34	15,00	4,15	2025,80	488,29	
16 a 18	443	0,35	1,66	15,00	4,71	734,49	155,94	





**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE  
CHIMBORAZO  
DIRECCIÓN DE BIBLIOTECAS Y RECURSOS  
PARA EL APRENDIZAJE Y LA  
INVESTIGACIÓN  
UNIDAD DE PROCESOS TÉCNICOS**



REVISIÓN DE NORMAS TÉCNICAS, RESUMEN Y BIBLIOGRAFÍA

**Fecha de entrega:** 15/07/2021

<b>INFORMACIÓN DEL AUTOR/A (S)</b>
BYRON PATRICIO ACOSTA RIVERA/HENRY DAVID TOAPANTA ÑATO
<b>INFORMACIÓN INSTITUCIONAL</b>
<b>FACULTAD:</b> MECÁNICA
<b>CARRERA:</b> INGENIERÍA AUTOMOTRIZ
<b>TÍTULO A OPTAR:</b> INGENIERO AUTOMOTRIZ
f. Analista de bibliotecas responsable: