

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**  
**SEDE QUITO**

**CARRERA:**  
**INGENIERÍA MECÁNICA**

**Trabajo de titulación previo a la obtención del título de:**  
**INGENIEROS MECÁNICOS**

**TEMA:**  
**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA BOMBA DE CALOR CON R600a**  
**PARA EL SECADO DE 25 kg/día DE ARROZ CON CÁSCARA MEDIANTE**  
**CONVECCIÓN FORZADA**

**AUTORES:**  
**MARCO ANTONIO ALVAREZ PUETATE**  
**JONATHAN JAVIER CAMPOS GUERRERO**

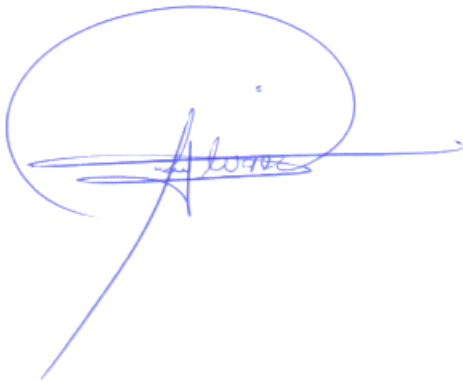
**TUTOR:**  
**LUIS FERNANDO TOAPANTA RAMOS**

**Quito, marzo del 2020**

## CESIÓN DE DERECHOS

Nosotros, Marco Antonio Alvarez Puetate, con C.I. 172353340-0 y Jonathan Javier Campos Guerrero, con C.I. 172250722-3, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud que somos los autores del trabajo de titulación: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA BOMBA DE CALOR CON R600a PARA EL SECADO DE 25 kg/día DE ARROZ CON CÁSCARA MEDIANTE CONVECCIÓN FORZADA”, mismo que fue desarrollado para la obtención del título de Ingenieros Mecánicos, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la misma facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en nuestra condición de autores, nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribimos este documento en el momento que hacemos entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.



---

Marco Antonio Alvarez Puetate  
C.I. 172353340-0



---

Jonathan Javier Campos Guerrero  
C.I. 172250722-3

Quito, marzo del 2020

## **DECLARATORIA DE COAUTORÍA**

Yo, declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el trabajo de titulación, “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA BOMBA DE CALOR CON R600a PARA EL SECADO DE 25 kg/día DE ARROZ CON CÁSCARA MEDIANTE CONVECCIÓN FORZADA”, realizado por Marco Antonio Alvarez Puetate y Jonathan Javier Campos Guerrero, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerado como trabajo final de titulación.

Quito, marzo del 2020



---

Luis Fernando Toapanta Ramos

C.I. 172111375-9

## **DEDICATORIA**

A mi madre, Lucila Puetate... Eres una mujer única y valiente, siempre creíste en mí, has sabido instruirme para ser un buen hombre y profesional, cada mañana me mostraste cuán grande es el amor que tienes por tu hijo.

A mi padre Carlos Alvarez... Eres un hombre increíble, gracias por siempre confiar en mí y darme palabras de apoyo, por tus exigencias que siempre me demuestran que cada día puedo ser mejor.

A Marina Viteri. mi novia y gran amiga... Siempre estuviste pendiente. Tu apoyo incondicional siempre me permite seguir adelante.

A mi tía Mery Puetate... Gracias por ser mi segunda madre, gracias por cuidar de mí en cada momento.

*Marco Antonio*

A Dios, quien me ha dado una maravillosa familia, brindándome fe y esperanza a lo largo de mi vida, siendo este trabajo de tesis una gran bendición que ha servido para nutrirme intelectual y personalmente, además me ha enseñado que todo tiene su razón de ser estando justo donde debemos estar.

A mi madre, por su apoyo incondicional a lo largo de mi vida y de mi carrera quien con su cariño y paciencia me ha dado fuerzas para nunca desistir, de ella aprendí que nada es imposible de cumplir y que todo esfuerzo tiene su recompensa.

A mis hermanos por su gran afecto y ayuda a lo largo de mi vida quienes me han enseñado que la familia es la base fundamental del ser humano.

*Jonathan Javier*

## **AGRADECIMIENTO**

A Dios, por permitirnos culminar una etapa importante en nuestras vidas, por brindarnos la fuerza y las capacidades necesarias para no desmayar durante el trayecto universitario, todo el esfuerzo realizado el día de hoy es gratificante.

A la Universidad Politécnica Salesiana, gracias por acogernos en sus aulas y pasillos durante nuestra formación profesional, un reconocimiento especial a la carrera de Ingeniería Mecánica y a toda su planta docente, sus conocimientos compartidos han enriquecido nuestra sapiencia.

Al Ingeniero Luis Fernando Toapanta Ramos, M.Sc., gratitud por ser un gran docente en nuestra etapa como estudiantes y un tutor con mucha calidad para desarrollar el presente proyecto, gracias por su tiempo y conocimientos compartidos, gracias por su sinceridad y exigencias que nos hicieron tanto bien y nos ayudaron a cumplir con los objetivos planteados y lograr culminar el presente trabajo de titulación.

A nuestras familias, por su apoyo incondicional, han sido un pilar fundamental para superar las dificultades y lograr cumplir con la meta trazada.

*Marco y Jonathan*

## ÍNDICE GENERAL

CESIÓN DE DERECHOS .....	i
DECLARATORIA DE COAUTORÍA.....	ii
DEDICATORIA .....	iii
AGRADECIMIENTO.....	iv
ÍNDICE GENERAL.....	v
ÍNDICE DE FIGURAS .....	ix
RESUMEN.....	xi
ABSTRACT .....	xii
INTRODUCCIÓN .....	xiii
CAPÍTULO I.....	1
ESTADO DEL ARTE Y ASPECTOS TEÓRICOS .....	1
1.1. Estado del arte .....	1
1.2. Aspectos teóricos.....	4
1.2.1. Bomba de calor .....	4
1.2.2. Principio de funcionamiento de la bomba de calor .....	6
1.2.3. Tipos de bombas de calor.....	7
1.2.4. Ciclo de Carnot .....	8
1.2.5. Compresor .....	8
1.2.6. Arreglo de compresores en paralelo.....	10
1.2.7. Ventilador.....	12
1.2.8. Refrigerante.....	13
1.2.9. Transferencia de calor .....	16
1.2.10. Intercambiadores de calor.....	19
1.2.11. Arroz.....	20
1.2.12. Arroz en Ecuador.....	21
1.2.13. Secado de arroz.....	22
1.3. Conclusiones del capítulo.....	24
CAPÍTULO II .....	25
DISEÑO DE UNA BOMBA DE CALOR AEROTÉRMICA DE TIPO AIRE - AIRE .....	25
2.1. Eficiencia térmica reversible.....	25
2.2. Coeficiente de desempeño (COP) .....	26
2.3. Balance de energía .....	26
2.4. Difusividad térmica.....	28

2.4.1.	Viscosidad .....	29
2.5.	Transferencia de calor por conducción .....	30
a.	Conducción de calor en paredes planas .....	30
b.	Conducción de calor en cilindros .....	31
2.6.	Transferencia de calor por convección .....	32
2.7.	Convección externa forzada.....	33
2.7.1.	Fuerzas que se oponen a la convección externa .....	34
2.7.2.	Coefficiente de resistencia al movimiento.....	34
2.7.3.	Temperatura de película .....	36
2.7.4.	Número de Reynolds .....	36
2.7.5.	Régimen del flujo .....	37
2.7.6.	Número de Prandtl.....	38
2.7.7.	Número de Nusselt .....	38
2.7.8.	Transferencia de calor en convección forzada para placas planas .....	39
a.	Flujo laminar en placas planas.....	39
b.	Flujo turbulento en placas planas .....	39
2.7.9.	Transferencia de calor en convección forzada en tubos.....	40
2.8.	Convección forzada en superficie con aletas .....	41
2.8.1.	Eficiencia de la aleta.....	42
2.8.2.	Eficiencia de una aleta rectangular.....	43
2.9.	Coefficiente total de transferencia de calor .....	44
2.10.	Método de la efectividad NTU .....	44
2.11.	Relación de capacidades.....	45
2.12.	Efectividad del condensador.....	46
2.13.	Cálculo del tiempo de secado de arroz .....	46
2.13.1.	Área de secado .....	47
2.13.2.	Coefficiente de transferencia de calor por convección para el secado.....	48
2.13.3.	Tiempo de secado .....	49
2.14.	Conclusiones del capítulo.....	50
CAPÍTULO III .....		51
ANÁLISIS DE UNA BOMBA DE CALOR AEROTÉRMICA DE TIPO AIRE - AIRE CON REFRIGERANTE R600a.....		51
3.1.	Análisis termodinámico del sistema.....	51
3.1.1.	Flujo másico del sistema .....	52
3.1.2.	Estudio del compresor .....	52

3.1.3.	Estudio del condensador.....	54
a.	Flujo de aire a través del condensador.....	54
b.	Intercambio de calor entre el aire y refrigerante .....	55
c.	Olla de secado y su temperatura .....	55
3.1.4.	Estudio del evaporador .....	56
3.1.5.	Coefficiente de desempeño (COP) .....	56
3.2.	Cálculo de Nusselt de convección externa.....	56
3.2.1.	Número de Reynolds .....	57
3.2.2.	Número de Nusselt .....	58
3.3.	Estudio de la transferencia de calor en el condensador.....	59
3.3.1.	Razón de capacidad calorífica .....	59
3.3.2.	Efectividad del condensador.....	60
3.3.3.	Número de unidades de transmisión.....	60
3.3.4.	Número de Reynolds en el condensador .....	61
3.3.5.	Número de Nusselt en el condensador .....	61
3.3.6.	Coefficiente total de transferencia de calor .....	62
3.4.	Cámara de secado.....	63
a.	Área del piso .....	63
b.	Área del techo.....	63
c.	Área de la pared.....	63
3.4.1.	Ganancia de carga en paredes.....	64
3.4.2.	Carga por cambio de aire.....	64
3.4.3.	Carga del producto .....	65
3.4.4.	Capacidad requerida de la cámara de secado .....	65
3.5.	Cálculo del motor mezclador de arroz .....	65
3.6.	Humedad del arroz .....	66
3.6.1.	Cálculos para determinar el tiempo de secado .....	67
3.6.2.	Tiempos de trabajo de la bomba de calor .....	69
3.7.	Conclusiones del capítulo .....	70
CAPÍTULO IV.....		71
ANÁLISIS ECONÓMICO DE LA BOMBA DE CALOR .....		71
4.1.	Costos directos .....	71
4.1.1.	Equipos y materiales del sistema de refrigeración .....	71
4.1.2.	Costos de elementos eléctricos y de medición .....	72
4.1.3.	Estructura del equipo.....	73



4.1.4.	Costos de asesoría y diseño .....	74
4.1.5.	Costos de mano de obra.....	75
4.1.6.	Total costos directos .....	76
4.2.	Costos indirectos .....	76
4.2.1.	Costo de Insumos .....	76
4.2.2.	Costos imprevistos.....	77
4.2.3.	Total costos indirectos.....	78
4.3.	Valor total del proyecto.....	78
4.4.	Costo de mantenimiento del equipo.....	78
4.5.	Plan tarifario de energía eléctrica en el Ecuador.....	79
4.6.	Costo energético del equipo .....	80
4.7.	Costo de secado con combustibles fósiles .....	82
4.8.	Análisis comparativo de costos .....	83
4.9.	Análisis financiero .....	84
4.9.1.	Valor actual neto (VAN) .....	84
4.9.2.	Tasa interna de retorno (TIR) .....	85
4.9.3.	Período de recuperación de la inversión.....	87
4.10.	Conclusiones del capítulo.....	88
	CONCLUSIONES GENERALES .....	89
	RECOMENDACIONES GENERALES.....	91
	BIBLIOGRAFÍA.....	92
	ANEXOS.....	

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Esquema de elementos de una bomba de calor .	6
Figura 2. Diagramas de curvas de presión - caudal para diferentes tipos de compresores	9
Figura 3. Esquema de compresores en paralelo	10
Figura 4. Diagramas de presión - flujo de compresores en serie	11
Figura 5. Diagramas de presión - flujo de compresores en paralelo	12
Figura 6. Conducción a través de un sólido o un fluido estacionario	17
Figura 7. Transferencia de calor por convección forzada y convección natural	18
Figura 8. Transferencia de calor por radiación entre un cuerpo y el ambiente circundante	19
Figura 9. Intercambiador de calor de flujo cruzado	20
Figura 10. Variación de la conductividad térmica frente a la temperatura para múltiples sólidos, líquidos y gases.	29
Figura 11. Coeficiente promedio de arrastre para flujo cruzado en torno de un cilindro liso y esfera	34
Figura 12. Gráficas donde se muestra una superficie sin aleta y una superficie con aleta	44
Figura 13. Modelo en tres dimensiones para el cálculo del volumen de un grano de arroz	48

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Propiedades GWP, ODP y tiempo de vida de grupos refrigerantes .....	15
Tabla 2. Aplicaciones de hidrocarburos como refrigerantes sustitutos .....	15
Tabla 3. Valor de las constantes C y m dependiendo del rango de Reynolds .....	41
Tabla 4. Características de los equipos que se utilizan para la construcción de la bomba de calor. ....	51
Tabla 5. Propiedades del aire calculadas a 30 °C . ....	57
Tabla 6. Propiedades del refrigerante R600a en el condensador. ....	59
Tabla 7. Propiedades del arroz .....	67
Tabla 8. Tiempo de secado del arroz a velocidad constante. ....	69
Tabla 9. Tiempo de trabajo y descanso de la bomba de calor. ....	70
Tabla 10. Costos de equipos y material utilizado en el sistema de refrigeración. ....	72
Tabla 11. Costos de insumos que se utilizan para el sistema eléctrico y de control. ....	73
Tabla 12. Costos de insumos empleados en la fabricación de la estructura del equipo. ....	74
Tabla 13. Costo por asesoría y diseño. ....	75
Tabla 14. Costo de mano de obra para la fabricación del equipo. ....	75
Tabla 15. Resultado de costos directos. ....	76
Tabla 16. Costo de insumos utilizados para la fabricación del equipo. ....	77
Tabla 17. Costos imprevistos en la fabricación del equipo. ....	77
Tabla 18. Resultado de costos indirectos. ....	78
Tabla 19. Valor total del equipo. ....	78
Tabla 20. Costos de mantenimiento del equipo. ....	79
Tabla 21. Cargos tarifarios residenciales en base al rango de consumo . ....	80
Tabla 22. Consumo eléctrico en provincias del Ecuador . ....	80
Tabla 23. Consumo eléctrico mensual del equipo. ....	81
Tabla 24. Costo del GLP para diferentes sectores productivos . ....	83
Tabla 25. Costo del diésel para el sector industrial . ....	83
Tabla 26. Comparación del secado de arroz con diferentes combustibles. ....	83
Tabla 27. Valor actual neto (VAN). ....	85
Tabla 28. Tasa interna de retorno (TIR). ....	87

## RESUMEN

El presente proyecto está basado en el diseño y construcción de una bomba de calor para el secado de arroz con cáscara, el proceso termodinámico del equipo se fundamenta en un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor, el fluido de trabajo es R600a, el cual se muestra como una alternativa ecológica frente a refrigerantes tradicionales con elevados potenciales de destrucción de la capa de ozono (ODP) y de calentamiento global (GWP), los principales equipos de refrigeración utilizados para la construcción de la bomba de calor son: dos compresores de 1/4 de hp los cuales se encuentran colocados en paralelo para aumentar el caudal y presión del sistema, un condensador de 7/8 hp, un evaporador de 3/8 de hp y una válvula de expansión. Los resultados alcanzados mediante numerosos ensayos permiten verificar la temperatura de ingreso y salida de cada uno de los equipos de refrigeración, con un enfoque especial al condensador pues será considerado para el estudio como un intercambiador de calor de flujo cruzado, el intercambiador es considerado de este tipo debido a que se utiliza dos ventiladores axiales para extraer el aire caliente del condensador y mediante convección forzada enviar ese aire hacia la olla de secado, la temperatura máxima alcanzada por el condensador en las diferentes pruebas fue de 72 °C, llegando a la olla de secado entre 42 y 44 °C, temperatura suficiente para lograr el secado del producto en aproximadamente 4 horas para una carga de 5 kg. El equipo fue puesto en marcha y probado en la ciudad de Guayaquil con una temperatura ambiente promedio de 30 °C, el tiempo de secado varía dependiendo de la humedad relativa del arroz, la temperatura ambiente y la carga, aumentando el tiempo de secado a mayor carga de producto y humedad relativa. Si bien la implementación de una bomba de calor en la industria para el secado de arroz representa una inversión elevada frente a técnicas de secado tradicionales y otras mediante combustibles fósiles, su gran ventaja se encuentra en los costos frente al uso del gas licuado de petróleo (GLP) y diésel, sin mencionar la disminución de emisiones de CO<sub>2</sub> y el desarrollo de energía renovable.

Palabras claves: bomba de calor, ciclo de refrigeración, arroz, temperatura, humedad relativa, refrigerante, intercambiador de calor, convección forzada.

## **ABSTRACT**

This project is based on the design and construction of a heat pump for drying paddy rice, the thermodynamic process of the equipment is based on a real cycle of steam compression cooling, the working fluid is R600a, which It is shown as an ecological alternative to traditional refrigerants with high potential for destruction of the ozone layer (ODP) and global warming (GWP), the main cooling equipment used for the construction of the heat pump are: two compressors 1/4 of hp which are placed in parallel to increase the flow and pressure of the system, a 7/8 hp condenser, a 3/8 hp evaporator and an expansion valve. The results achieved through numerous tests allow to verify the temperature of entry and exit of each of the refrigeration equipment, with a special focus on the condenser as it will be considered for the study as a cross flow heat exchanger, the exchanger is considered of this type because two axial fans are used to extract the hot air from the condenser and by forced convection send that air to the drying pot, the maximum temperature reached by the condenser in the different tests was 72 ° C, reaching the pot drying between 42 and 44 ° C, sufficient temperature to achieve drying of the product in approximately 4 hours for a load of 5 kg. The equipment was launched and tested in the city of Guayaquil with an average ambient temperature of 30 ° C, the drying time varies depending on the relative humidity of the rice, the ambient temperature and the load, increasing the drying time to greater product load and relative humidity. Although the implementation of a heat pump in the rice drying industry represents a high investment compared to traditional and other drying techniques using fossil fuels, its great advantage lies in the costs compared to the use of liquefied petroleum gas (LPG) and diesel, not to mention the decrease in CO<sub>2</sub> emissions and the development of renewable energy.

Keywords: heat pump, refrigeration cycle, rice, temperature, relative humidity, refrigerant, heat exchanger, forced convection.

## INTRODUCCIÓN

El arroz es el carbohidrato por excelencia en la cocina ecuatoriana, es por ello que se destina miles de hectáreas para la siembra de dicha gramínea, su producción se realiza en la región costa en las provincias de Guayas y Los Ríos, siendo las principales abastecedoras de este producto, por ello la importancia de desarrollar nuevas técnicas de secado.

El arroz desde su cosecha hasta llegar a su comercialización sufre varios procesos de conversión que no necesariamente son realizados de manera industrial, muestra de ello es el secado artesanal que se realiza utilizando el sol como fuente de calor para reducir el nivel de humedad en el grano, la falta de conocimiento de los agricultores y la poca capacitación destinada a este sector hace que se utilice este tipo de técnicas que carecen de un fundamento científico y reduce la calidad del producto.

El uso de la bomba de calor para llevar a cabo el proceso de secado es una alternativa que permite alcanzar los parámetros necesarios en el secado de arroz, emplear esta tecnología reducirá los tiempos de secado y los costos en comparación con los procesos de secado tradicional que consumen energía eléctrica y combustibles fósiles.

El presente trabajo se encuentra dividido en cuatro secciones, en el primer capítulo se encuentra el estado del arte con una recopilación de la literatura con datos relevantes de las bombas de calor y su uso a nivel regional y mundial, en esta misma sección se logra comprender el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor al igual que los componentes que son necesarios para su adecuado funcionamiento.

Las ecuaciones, parámetros y propiedades que gobiernan el ciclo termodinámico de la bomba de calor se encuentran detallados en el capítulo dos, en esta sección se establecen las formulaciones a utilizarse para el diseño de la bomba de calor de tipo aire-aire con R600a como fluido de trabajo.

El capítulo tres se centra en calcular y analizar el desempeño de la bomba de calor y de sus componentes, el estudio se desarrolla utilizando los datos obtenidos en las diversas pruebas de campo, siempre considerando las especificaciones del proyecto y

la principal propiedad a controlar en el arroz que es su humedad la cual depende del tiempo y temperatura de la olla de secado.

Finalmente se llega al capítulo cuatro el cual permite conocer el análisis financiero y los principales indicadores económicos del proyecto, para ello en la parte financiera se ha detallado los costos directos e indirectos que fueron necesarios para el diseño y construcción del equipo, el análisis de los indicadores económicos proporciona el tiempo requerido para recuperar la inversión y conocer si el proyecto es rentable o no.

La globalización y los acelerados avances tecnológicos brindan un considerable confort al ser humano el cual genera necesidades, sin embargo, estos procesos industriales deben cubrir una gran demanda a nivel mundial lo que produce altos niveles de contaminación los cuales son nocivos e incluso mortales para todos los seres vivos [1].

Los tratados de Kioto y Montreal de los cuales Ecuador forma parte están enfocados al uso de refrigerantes amigables con el medioambiente debido a que en la actualidad aún existen sistemas de refrigeración que usan R134a, R12 o R22 como fluidos de trabajo [2].

El secado de granos en la actualidad se lo realiza a través de convección forzada por medio de gas licuado de petróleo (GLP) como principal fuente de calor, el proceso se desarrolla a partir de aplicar aire caliente al producto a través de un blower en un determinado tiempo, este procedimiento permite reducir la humedad del grano hasta alcanzar el nivel apropiado para su posterior proceso.

El problema de estudio está orientado a no solo comparar la eficiencia o el comportamiento del R600a como sustituto de otros refrigerantes, sino también de economizar gastos al ser utilizado en una bomba de calor. Los sistemas de secado de granos generan costos muy elevados en cuanto al consumo eléctrico y utilización de GLP se refiere, es así que el presente estudio analiza a las bombas de calor de tipo aire-aire como un sustituto a técnicas tradicionales.

Con los antecedentes antes expuestos se desea responder la siguiente pregunta ¿Qué tan eficiente y económica es una bomba de calor aire-aire para el secado de arroz en comparación con el secador de arroz normal?

El objetivo general consiste en diseñar y construir una bomba de calor con R600a para el secado de 25 kg/día de arroz con cáscara mediante convección forzada.

Los objetivos específicos son:

- Determinar los beneficios que conlleva el diseño y construcción de la bomba de calor con R600a.
- Diseñar la bomba de calor siguiendo un estudio termodinámico que permita elevados niveles de eficiencia y rendimiento del equipo.
- Analizar el desempeño de la bomba de calor a través de pruebas de campo para verificar el adecuado funcionamiento.
- Realizar un análisis de costos que permita determinar la factibilidad y rentabilidad del diseño.



# CAPÍTULO I

## ESTADO DEL ARTE Y ASPECTOS TEÓRICOS

El presente capítulo mostrará una cronología histórica de los avances que han sufrido hasta la actualidad las bombas de calor, de igual manera se incluirá un marco teórico relevante y los principales componentes, así como su principio de funcionamiento, lo antes mencionado se llevará a cabo mediante una extensa y actualizada revisión de la literatura sobre los temas que se abordaran en la investigación.

La finalidad del capítulo es conocer los tipos de bombas de calor existentes a nivel local, regional y mundial, de igual manera los principios en los que se basa su funcionamiento y las aplicaciones a nivel industrial o de procesos con un enfoque especial al secado de arroz.

### **1.1. Estado del arte**

Ante el notable cambio climático que en la actualidad no es posible ignorar numerosos países a nivel mundial han introducido políticas de legislación e impuestos con relación al carbono, este tipo de impuesto se aplican a los combustibles fósiles mismo que varía de acuerdo al contenido de carbono, se espera que la adopción de estas medidas permitan contener las elevadas emisiones de CO<sub>2</sub> y evitar que la economía mundial quede atrapada en el uso vehemente de carbono y combustibles fósiles [3], [4].

Con la eventual aceptación de un impuesto al carbono, la conservación de energía se convertirá en una preocupación clave en muchas operaciones industriales, es por ello que el interés mundial en las bombas de calor (BC) ha recuperado la atención en vista de que ofrecen una de las soluciones más prácticas para el efecto invernadero [5], [6].

El moderno desarrollo en la innovación, la calidad y la eficiencia de la transformación que se lleva a cabo las centrales eléctricas e hidroeléctricas,

acompañado de una elevada disposición de fuentes de energía renovables ligadas a la producción de electricidad en algunos países, promueve el uso de BC para calefacción de espacios en relación al consumo de energía primaria. No obstante, la reducción efectiva del consumo de energía primaria debe apoyarse en evaluaciones cuidadosas, ya que varios factores influyen en el rendimiento de las bombas de calor, incluida la temperatura exterior, la temperatura de suministro, la carga térmica y el factor de energía primario de la electricidad [7]. En consecuencia, es de fundamental importancia considerar todos los parámetros que pueden afectar los cálculos llevando a evaluaciones incompletas y, por lo tanto, a soluciones poco confiables.

Reportes en la investigación realizada por Andrés Macia [8] indica que en diferentes localidades a nivel mundial existen 113 sistemas con una potencia que supera los 20 kW y que aplican refrigeración utilizando el sol, asimismo se han hallado 163 con una potencia inferior a los 20 kW, de todos estos sistemas 254 construcciones se encuentran en el continente Europeo, 13 en el Asiático, teniendo como su principal punto de concentración los países de China y Japón, 4 instalaciones se encuentran ubicadas en el continente Americano de las cuales 3 están en Estados Unidos y 1 en México, de las restantes, 3 se encuentran en Australia y 2 en África siendo de este último continente Egipto y Sudáfrica los países de ubicación. La esencial tecnología que utilizan las 269 instalaciones localizadas en todo el mundo son las bombas de calor, principalmente las de absorción que ocupan un 82 %, seguidas por un 11 % con bombas que emplean la adsorción y en tercer lugar, se ubica la tecnología desecante con el 7 %, que únicamente se utilizaron en instalaciones con una potencia superior a 20 kW.

Estudios realizados en edificios y áreas específicas de la Unión Europea (UE) como Portugal y el sur de Italia respecto a economizar la energía primaria y la dispersión de CO<sub>2</sub> al emplear BC de alta eficiencia como sustitutos de calderas de gas natural, estos estudios han demostrado que mediante el uso a gran escala de BC para calentamiento de edificaciones puede aportar de manera significativa en la

reducción de emisiones de CO<sub>2</sub> y el gasto de energía primaria, esto si se realiza una comparación frente a calderas de gas natural [9]–[12].

En Europa se cree que para el año 2050 sustituyendo las actuales calderas de gas natural por BC con elevados índices de eficiencia permitirá el ahorro de energía primaria requerida en un 60 % y reducirá en un 90 % las emisiones asociadas al dióxido de carbono. A nivel global y específicamente en la UE en el año 2050 la relación con los distribuidores externos de gas natural puede disminuir un 50 % y complementariamente generar una contribución del 5.6 % en el desarrollo de energías renovables para el uso final. [12], [13].

La inserción de BC en forma gradual de acuerdo a un estudio realizado en Argentina asegura una disminución neta de las emisiones de efecto invernadero de 1.68 millones de toneladas de CO<sub>2</sub> ya que en Argentina la calefacción representa el 60 % de consumo de gas en el sector residencial y en Alemania en un 80 % [14]. Sin embargo, no son aplicadas como deberían debido a sus costos iniciales, el diseño del sistema y la integración continúan siendo problemas difíciles ya que pocos proveedores de refrigeración ofrecen BC a gran escala [15].

Las BC proporcionan un alto COP (coeficiente de desempeño), en una mejora a lo largo de los años se ha logrado combinar a las BC con la energía solar denominadas BC con asistencia de energía solar (BCAES) en donde el refrigerante se evapora debido a la energía solar aumentando el COP, de igual manera los investigadores del Centro para la Energía Solar (ISE) del Instituto Fraunhofer alemán han desarrollado y probado un nuevo tipo de BC utilizando el propano como elemento alternativo a los gases que hasta ahora conformaban el ciclo térmico de esos equipos, reduciendo el riesgo que podría suponer para la seguridad y mejorando el rendimiento obtenido [16], [17].

Las preferencias del mercado muestran un impetuoso crecimiento en la utilización BC y las aplicaciones fotovoltaicas. Los resultados muestran que el uso junto con un control adecuado puede llevar a un aumento del 10 % en el autoconsumo, una

reducción en el uso de energía primaria comprendida entre un 10 a 40 %, con un valor medio cercano al 30 o 35 % en las horas de intercambio de pico y a una reducción del 5 % en las facturas de importación [7], [18].

La aplicación de un sistema híbridos combinando una BC con placas solares fotovoltaicas, mejoran el rendimiento energético de una caldera convencional en un porcentaje total de energía consumida anualmente de aproximadamente un 20 % [19].

Investigaciones desarrolladas por varios autores abordan el rendimiento de refrigerantes hidrocarburos (HC) ya sean de manera pura o mezclas orientados a la calefacción, ventilación, aire acondicionado y refrigeración, las investigaciones efectuadas se encaminan a determinar la viabilidad de utilizar R600a y R290 como alternativas de R134a, R12 y R22 [20]–[22].

Rasti *et al.* [23] utilizó R436a (56 % R290 y 44 % 600a), Mani *et al.* [22] realizaron un estudio experimental con (68 % R290 y 32 % R600a), Wongwises *et al.* [24] evaluó el uso de mezclas contenían R290, R600, R600a, en todos los casos se concluye que las mezclas de HC arrojaban mejores resultados dependiendo del caso podían ser una reducción en el consumo de energía, mayor capacidad de enfriamiento o un aumento en el COP.

Morsi *et al.* [25] realizó un estudio analítico para comparar el rendimiento energético y exergético con R290, R600 y R134a y concluyó que R600 tenía un rendimiento superior en comparación con R290 y R134a.

## **1.2. Aspectos teóricos**

### **1.2.1. Bomba de calor**

Las BC son máquinas térmicas utilizadas para aplicaciones residenciales o comerciales, siendo introducidas en la década de 1950 y mejoradas con el pasar del tiempo hasta la actualidad se han convertido en tecnologías más eficientes, seguras y competitivas [16], [26].

Las bombas de calor han evolucionado para convertirse en una tecnología madura, ya que permiten climatizar diferentes recintos permitiendo enfriar o calentar, este proceso se logra tomando energía del entorno natural y transportándolo por medio de un fluido llamado refrigerante el cual absorbe y cede calor al pasar de estado gaseoso a líquido y viceversa, operando en un ciclo cerrado inverso termodinámico de Carnot [6], [26], [15], [27].

Las BC al igual que un sistema de refrigeración posee cuatro componentes principales que se aprecian en la Figura 1 y un adicional que la define como BC, estos componentes se detallan a continuación [28], [27], [29]:

- Condensador: este componente ceder calor hacia el medio circundante, en consecuencia, el refrigerante cambiara de estado al condensarse.
- Evaporador: mediante la absorción de calor del ambiente el refrigerante se evapora por completo dentro de este componente.
- Compresor: el refrigerante en estado gaseoso es succionado por este elemento lo que aumenta su presión y en consecuencia su temperatura, se podría decir que gracias al compresor se mueve el sistema debido a que es el único componente que genera un gasto eléctrico.
- Válvula de expansión: posibilita que el refrigerante se expanda parcialmente al absorber calor derivando en su enfriamiento antes de entrar al evaporador.
- Válvula de cuatro vías: permite la reversibilidad del ciclo y es lo que la diferencia de un ciclo de refrigeración, consiguiendo suministrar frío o calor por cualquiera de los laterales del evaporador o condensador.

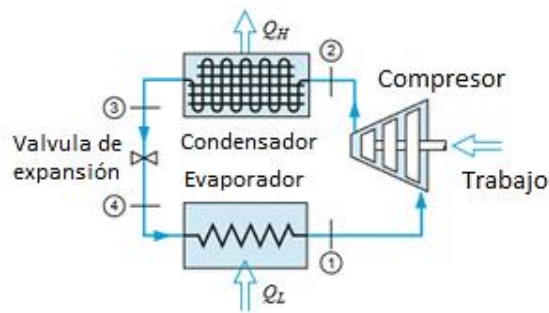


Figura 1. Esquema de elementos de una bomba de calor [30].

### 1.2.2. Principio de funcionamiento de la bomba de calor

El fluido de trabajo de la BC denominado refrigerante, chupa el calor del medio circundante el cual se encuentra a baja temperatura, este proceso se realiza a través de un intercambiador de calor, este componente dentro del sistema de una bomba de calor adopta el nombre de evaporador, debido a que en este equipo el refrigerante se evapora al adquirir calor del medio o productos. Posterior a la absorción de calor, el refrigerante en estado gaseoso es succionado por el compresor, el mismo que eleva la presión y temperatura, sin contar que es el equipo del sistema causante de la circulación del fluido a través de los componentes de refrigeración. [31], [29].

Al incrementar la presión, igualmente incrementa la temperatura de saturación del refrigerante, en consecuencia, éste será apto para condensarse a una temperatura mayor. Utilizando la elevada temperatura de saturación, el fluido de trabajo pasa a un nuevo intercambiador, donde transfiere el calor y se condensa. Éste segundo intercambiador toma el nombre de condensador debido al cambio que sufre el refrigerante en el interior de este elemento. El calor transferido es, hipotéticamente, el calor absorbido adicionado al trabajo externo portado. Finalmente, el ciclo termina al realizar lo opuesto en el compresor reduciendo la presión del refrigerante por medio de la llamada válvula de expansión, para retornar nuevamente al evaporador y así completar un ciclo de refrigeración tradicional [31], [32].

### **1.2.3. Tipos de bombas de calor**

Las BC poseen ventajas significativas en la optimización de recursos de ahí que éstas satisfagan diferentes necesidades permitiendo tener varias configuraciones, aplicadas al servicio doméstico y comercial las cuales se describen a continuación.

#### **a. Bomba de calor aerotérmica**

Son unas de las más usadas a nivel mundial ya que utilizan la energía contenida en el aire para poder funcionar las cuales pueden ser del tipo aire-aire o aire-agua, proporcionan aire caliente o frío dependiendo de las necesidades de temperatura del recinto, están caracterizadas por su fácil instalación y compatibilidad con otros sistemas de calefacción ya instalados, presentando un alto nivel de eficiencia energética son utilizadas en verano e invierno [29].

Las BC aerotérmica produce agua de 30 a 60 °C ideal para calefacción por el suelo radiante donde posee una temperatura media del suelo radiante de 35 a 40 °C, debido a su reducido tamaño su instalación puede ser tanto dentro como fuera de los domicilios, siendo un equipo que por cada 1 kW utilizado produce 4 kW y de fácil mantenimiento donde se puede reaprovechar la energía en el interior del sistema si es utilizada domésticamente puede reemplazar a sistemas con calderas o termo calentadores [33].

#### **b. Bomba de calor geotérmica**

Llamadas también BC agua-agua o agua-tierra donde poseen un circuito de agua primario enterrado en uno o más pozos que pueden llegar a sobrepasar los 100 m de profundidad son equipos de mayores rendimientos con temperaturas de suelo estables que funcionan independientemente de las temperaturas ambiente exteriores [29].

Los sistemas geotérmicos emplean las características naturales de la tierra para aportar calor o frío, donde el intercambio de calor se lleva a cabo dentro de la tierra. La energía aportada por la radiación solar, precipitaciones y otros efectos atmosféricos es transferida diariamente a y desde la superficie de la tierra

produciéndose un equilibrio térmico. Como consecuencia de este equilibrio, la temperatura de la tierra a ciertas profundidades aproximadamente 10 m se mantiene constante y se aproxima a la temperatura media anual del aire ambiente en determinadas zonas [34], [28].

La tierra es utilizada para perder calor, es allí donde se transfiere el exceso de calor hacia la tierra, si la tierra actúa como un refrigerador se considera como un sumidero de calor, en modo refrigeración se obtiene de 10 a 20 °C más caliente que la temperatura del terreno mientras que en modo calefacción se obtiene entre un 6 a 10 °C más frío que la temperatura del terreno [28].

#### **1.2.4. Ciclo de Carnot**

El ciclo de Carnot es un ciclo termodinámico ideal reversible entre dos fuentes de temperatura, en el cual el rendimiento es máximo, teóricamente funciona al 100 % siendo el más eficiente que existe en una máquina térmica el segundo principio de la termodinámica dice “ *Es imposible transformar todo el calor en trabajo, siempre existen pérdidas porque la entropía del universo se tiene que incrementar*”, consiste en dos transformaciones isotermas y dos adiabáticas, el ciclo inverso de Carnot sigue la dirección contraria a las agujas del reloj donde su objetivo es aportar calor a la fuente caliente [35].

#### **1.2.5. Compresor**

Al compresor se le considera el corazón del sistema de refrigeración. El término que mejor lo describe es el de bomba de vapor. Lo que hace realmente el compresor es aumentar la presión desde el nivel de la presión de aspiración hasta el nivel de la presión de descarga.

Para un mayor entendimiento los compresores quedan divididos en dos grandes grupos por su principio de funcionamiento básico:



### a. Compresor de pistón

En este tipo de compresores, el aire es aspirado al interior de un cilindro, por la acción de un pistón accionado por una biela y un cigüeñal. Ese mismo pistón, al realizar el movimiento contrario, comprime el aire en el interior del mencionado cilindro, liberándolo a la red o a la siguiente etapa, una vez alcanzada la presión requerida. Los compresores de pistón pueden ser lubricados o exentos de aceite. En el caso de los compresores exentos, la cámara de aspiración y compresión queda aislada de cualquier contacto con el lubricante del compresor, trabajando en seco y evitando que el aire comprimido se contamine con los lubricantes del equipo [36], [37].

### b. Compresores herméticos

Se encuentran encerrados dentro de una carcasa formada por dos piezas de chapa de acero forjado soldadas entre sí. Su diseño es tal, que ha sido concebido para no ser desensamblado con el propósito de efectuar posibles reparaciones. El motor eléctrico es enfriado por los gases de la succión en todos los modelos. La carcasa se llena con dichos gases que son posteriormente conducidos a los cilindros, comprimidos y descargados fuera del compresor hacia el condensador [38], [39].

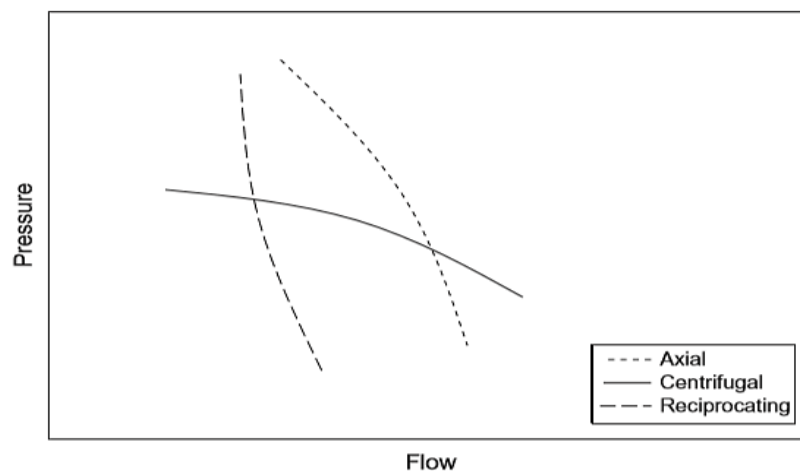


Figura 2. Diagramas de curvas de presión - caudal para diferentes tipos de compresores [40]

### 1.2.6. Arreglo de compresores en paralelo

La puesta en marcha de múltiples compresores que operan en paralelo deben ser conducidos cuidadosamente para asegurar una operación adecuada. La tubería de succión en los compresores paralelos debe diseñarse de modo que todos los compresores funcionen a la misma presión de succión y el aceite regrese en proporciones iguales a los compresores en funcionamiento. Todas las líneas de succión deben colocarse en un cabezal de succión común para devolver el aceite a cada cárter de la manera más uniforme posible. Se debe tener cuidado para asegurarse de que la red de retorno de los evaporadores no esté conectada al cabezal de succión para formar cruces con las líneas de succión de derivación a los compresores. El cabezal de succión debe ser de tamaño completo a lo largo de toda su longitud. Los despegues horizontales a los diversos compresores deben ser del mismo tamaño que el cabezal de succión. No debe hacerse ninguna reducción en las líneas de succión de derivación a los compresores hasta que se alcance la caída vertical, en la Figura 3 se muestra un esquema de dos compresores que funcionan en paralelo [37].

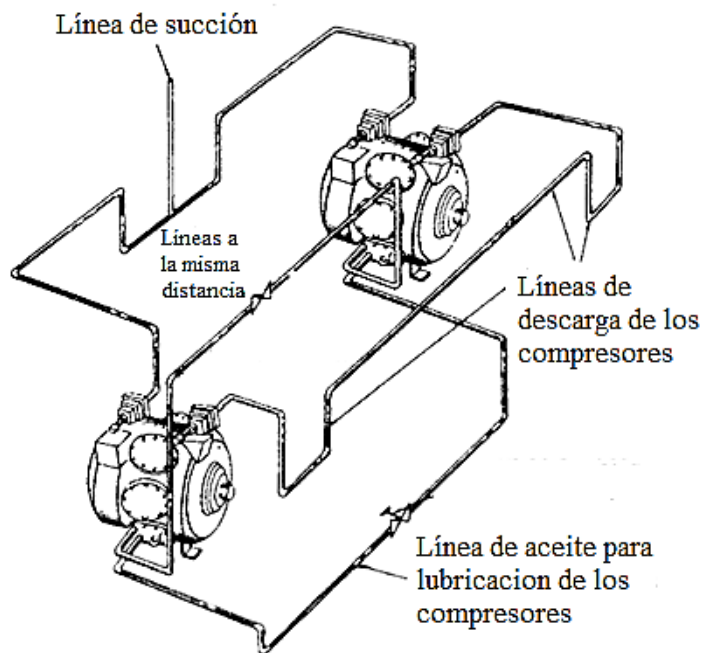


Figura 3. Esquema de compresores en paralelo [37].

La única forma de aumentar tanto la presión administrada como la velocidad de flujo al tiempo que se agrega un solo compresor es, paradójicamente, reducir la velocidad de flujo en el compresor existente para que entregue una presión más alta, y luego agregue una segunda máquina en paralelo. La medida en que se puede reducir el caudal depende del tipo de compresor y las condiciones de funcionamiento existentes. Una renovación de una máquina que funciona a una velocidad de flujo del 100 % a dos máquinas similares en paralelo, cada una a una velocidad de flujo del 70 %, daría un aumento general del flujo del 40 % [40].

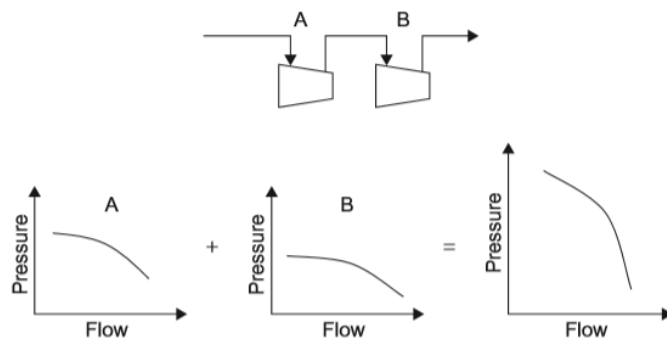


Figura 4. Diagramas de presión - flujo de compresores en serie [40].

Cuando se usan dos compresores en paralelo, el flujo total aumenta, pero la presión suministrada no puede ser mayor que la presión más baja suministrada por cualquiera de los compresores, este análisis se puede apreciar en la Figura 5a donde se encuentra trabajando un solo compresor, el diagrama de presión – caudal permite apreciar el punto de operación.

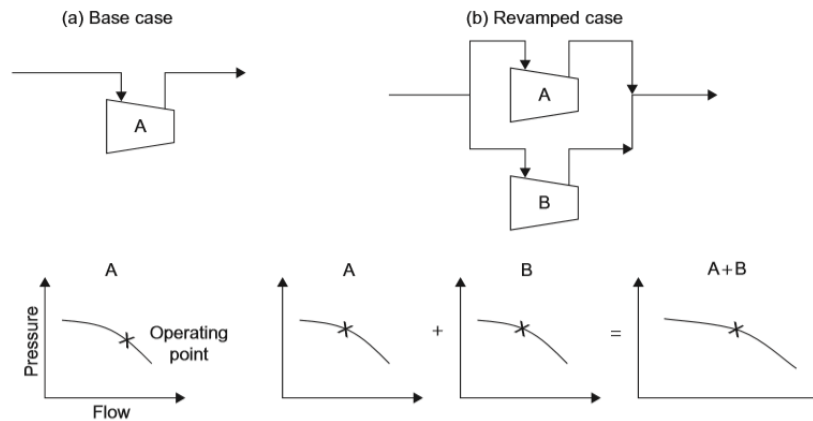


Figura 5. Diagramas de presión - flujo de compresores en paralelo [40].

Por otro lado, la Figura 5b muestra dos compresores en paralelo, el diagrama presión – caudal muestra un leve aumento en la presión, pero un significativo aumento en el caudal, por el contrario, cuando se usan dos compresores en serie, la presión suministrada aumenta, pero el caudal no, esto se puede apreciar en la Figura 4.

### 1.2.7. Ventilador

Los ventiladores son turbomáquinas o máquinas rotatorias capaces de mover una determinada masa de aire, a lo que comunican cierta presión, suficiente para que pueda vencer las pérdidas de carga que se produzca en la circulación por los conductos [41], los ventiladores están compuestos de:

- Elemento rotativo
- Base
- Motor

El elemento rotativo es la pieza del ventilador que gira en torno al eje del mismo, puede ser una hélice o un rodete. Se llama hélice si la dirección de salida del aire impulsado es paralela al eje del ventilador (dirección axial). Se llama rodete si la dirección de salida del aire impulsado es perpendicular al eje del ventilador, moviendo menor volumen que las hélices, pero con una presión más elevada [41], [42].

### **a. Ventiladores centrífugos**

En estos aparatos la trayectoria del aire sigue una dirección axial a la entrada y paralela a un plano radial a la salida. Entrada y salida están en ángulo recto, el rodete está compuesto de álabes que pueden ser adelante, radiales o atrás [42].

### **b. Ventiladores axiales**

La entrada de aire al aparato y su salida siguen una trayectoria según superficies cilíndricas coaxiales. Las hélices pueden ser de perfil delgado o sustentador [41], [42].

### **1.2.8. Refrigerante**

Se considera cómo refrigerante cualquier cuerpo, sustancia o fluido que se utiliza en la transmisión de calor y que circula por el interior de un circuito frigorífico o una bomba de calor, el refrigerante en estos sistemas, absorben calor a baja temperatura y presión, cediéndolo a temperatura y presión más elevadas al interior del ambiente a climatizar [43]–[45].

Es de suma importancia considerar parámetros que ayuden a una correcta elección del refrigerante ya que de esto dependerá un correcto funcionamiento y elevados porcentajes de rendimiento en el diseño, para ello es importante tomar en cuenta principalmente dos características, la primera de ellas es la temperatura y por ende la presión debido a que una presión mínimas conlleva o es muy probable de que se encuentre fugas desde el ambiente al equipo y por el contrario el tener presiones muy elevadas hacen que el equipo se vuelva poco seguro y muy costoso, el otro aspecto a tomar en cuenta es el tipo de equipo en el que se va a utilizar, debido a que puede ser un compresor recíprocante el cual se adaptan mejor a los volúmenes específicos, lo que significa presiones más altas y por otro lado un compresor centrífugo que son los más adecuados para presiones bajas y volúmenes específicos altos [30], [46], [47].

Un refrigerante ideal deberá reunir las siguientes propiedades termodinámicas, físicas y químicas [30], [45], [48].

### **a. Propiedades termodinámicas**

Son características que permiten los cambios de la sustancia de trabajo a energía, a continuación, se detallan algunas propiedades.

- Presión: Su operación debe ser con presiones positivas.
- Temperatura: Debe tener una temperatura crítica por arriba de la temperatura de condensación, al igual que una temperatura de congelación por debajo de la temperatura del evaporador y una temperatura de ebullición baja.
- Volumen: Un valor bajo de volumen específico en fase vapor, y un valor alto de volumen en fase líquida.
- Entalpía: El calor latente de vaporización debe ser alto.
- Densidad
- Entropía

### **b. Propiedades físicas y químicas**

En la termodinámica las propiedades se pueden interrelacionar mediante el calor y el trabajo mediante reacciones físicas y químicas, a continuación, se enlistan algunas.

- No tóxico ni venenoso.
- No debe ser explosivo ni inflamable.
- Efecto nulo sobre otros materiales.
- Fácil de detectar cuando se fuga.
- Miscible con el aceite.
- No debe reaccionar con la humedad.
- Debe ser un compuesto estable.

Ninguno de los refrigerantes existentes en la actualidad reúnen todas las cualidades antes expuestas, sin embargo, existen hidrocarburos (HC) que exhiben una serie de propiedades que los califica como una alternativa viable, en este tipo de refrigerantes los potenciales de destrucción de la capa de ozono (ODP) y de

calentamiento global (GWP) son cero y prácticamente cero, respectivamente como muestra la Tabla 1 [48].

Tabla 1. Propiedades GWP, ODP y tiempo de vida de grupos refrigerantes [49]–[51].

<b>Grupo refrigerante</b>	<b>Refrigerante</b>	<b>GWP</b>	<b>ODP</b>	<b>Tiempo de vida en la atmósfera</b>
<b>CFCs</b>	R-11, R-12, R-115	4750 - 14400	0.6 - 1	45 – 1700 años
<b>HCFCs</b>	R-22, R-124	400 - 1800	0.02 – 0.11	1 – 20 años
<b>HFCs</b>	R-407c, R-134a, R-32, R-152a	140 - 11700	0	1 – 300 años
<b>HCs</b>	R-290, R-600, R600a, R-170, R-601, R-601a	0 - 5	0	Pocos días

Elaborado por: Marco Alvarez & Jonathan Campos

La Tabla 2 muestra las aplicaciones que los hidrocarburos tienen como sustitutos de refrigerantes tradicionales.

Tabla 2. Aplicaciones de hidrocarburos como refrigerantes sustitutos [48].

<b>Refrigerante tradicional</b>	<b>Hidrocarburo equivalente</b>	<b>Aplicación</b>
<b>R-12, R-134a</b>	R-600a (R-6004/R-290)	Aplicaciones domésticas
<b>R-12, R-134a</b>	(R-600a/R-290)	Automotores
<b>R-502, R-22, R-404a, R-407c, R-507</b>	R-290, R-1270 (R-290/R-170)	Refrigeración comercial e industrial, A/C, bombas de calor, enfriadores.
<b>R-503, R-13, R-23</b>	R-170	Bajas temperaturas, sistemas de cascada
<b>R-11, R123</b>	R-601, R601a	Enfriadores centrífugos

Elaborado por: Marco Alvarez & Jonathan Campos

### **1.2.9. Transferencia de calor**

Incropera *et al.* [52] se refiere a la transferencia de calor como la energía térmica en tránsito debido a una diferencia de temperatura espacial, a su vez el calor se puede definir como la forma de energía que se transfiere entre cuerpos materiales o de un sistema a otro, siempre y cuando se tenga un diferencial de temperatura entre estos [53], en la Figura 6 se aprecia el proceso de diferencial de temperatura.

La transferencia de energía en forma de calor está relacionada con el intercambio entre un cuerpo caliente y un cuerpo frío los cuales se los pueden denominar fuente y receptor como menciona Kern *et al.* [54], la transferencia de calor se da cuando ambos medios llegan a una temperatura semejante. El calor se transfiere de tres formas distintas que son la conducción, convección y radiación [53], [55].

#### **a. Conducción**

La transferencia de calor por conducción se lleva a cabo cuando dos sólidos se hallan a diferente temperatura y ambos están en contacto físico, este proceso es el singular mecanismo de transferencia de calor que se lleva a cabo en el interior de medios sólidos opacos, de esta manera la conducción puede tener lugar en sólidos, líquidos o gases [56].

Ruiz *et al.* [56] menciona que, el proceso de conducción se da a nivel molecular e implica que la energía se transfiere desde las moléculas más energéticas hacia las que poseen un nivel energético menor, dicha transferencia es el resultado de las interacciones entre esas partículas. En los gases y líquidos la conducción se debe a las colisiones y a la difusión de las moléculas durante su movimiento aleatorio. En los sólidos se debe a la combinación de las vibraciones de las moléculas en una red y al transporte de energía por parte de los electrones libres [55].



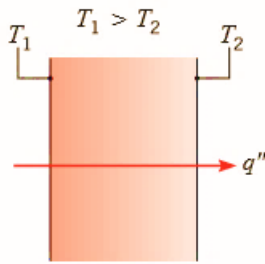


Figura 6. Conducción a través de un sólido o un fluido estacionario [52].

### b. Convección

Kreith *et al.* [57] realizan un análisis en el cual indican que, solo la conducción y la radiación deben clasificarse como procesos de transferencia de calor, porque solo estos dos mecanismos dependen de su funcionamiento de la mera existencia de una diferencia de temperatura. La convección, no cumple estrictamente con la definición de transferencia de calor porque su funcionamiento también depende del transporte de masa mecánica. Sin embargo, la convección permite la transmisión de energía de regiones de temperaturas más altas a regiones de temperaturas más bajas, el término "transferencia de calor" por convección es aceptado.

La convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente que está en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos. Entre más rápido es el movimiento de un fluido, mayor es la transferencia de calor por convección [55], se puede diferenciar principalmente dos clases de proceso de convección, considerando si existe o no cambio de fase [56].

- Cambio de fase: ebullición y condensación.
- Sin cambio de fase: convección forzada y natural, estos procesos se aprecian en la Figura 7.

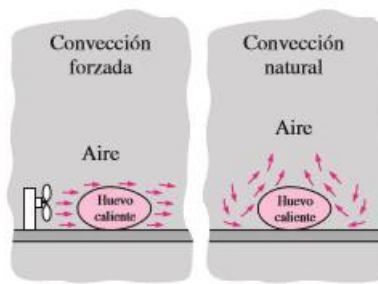


Figura 7. Transferencia de calor por convección forzada y convección natural [55].

La convección forzada se lleva a cabo cuando una fuerza externa mueve un fluido sobre un cuerpo que se encuentra a diferente temperatura. La velocidad que obtiene el fluido es impuesta al sistema generalmente por un ventilador o una bomba. En la convección natural, la fuerza cinética inicia a partir de un diferencial de densidad en el fluido y resulta del rozamiento con un cuerpo a diferente temperatura, este fenómeno da lugar a la flotabilidad en la cual intervienen fuerzas ascensionales [54], [56].

La velocidad del fluido en la convección natural depende básicamente de tres factores, el primero, es el diferencial de temperatura entre el cuerpo y el fluido, asimismo influye el cambio de densidad por unidad de diferencia de temperatura o también conocido como el coeficiente de dilatación térmica, por último depende del campo de fuerzas que se debe a la fuerza de gravedad. La diferencia más notable entre la convección natural y forzada es la velocidad del fluido, en consecuencia, se transfiere más calor para una determinada diferencia de temperaturas. Este proceso se realiza, para conseguir un incremento en el calor transferido sobre el cuerpo. [54], [56].

### c. Radiación

En la radiación la materia despidе energía a manera de ondas electromagnéticas o también llamados (fotones), este proceso origina cambios en las configuraciones electrónicas a nivel atómico [55]. Este método de transferir el calor por radiación difiere de la conducción y convección, al no requerir la existencia de un medio interventor [58], se puede observar en la Figura 8 que la transferencia de calor se

realiza a través del aire, es por ello que Holman *et al.* [53] menciona que el calor incluso se puede transferir a regiones donde existe el vacío perfecto.



Figura 8. Transferencia de calor por radiación entre un cuerpo y el ambiente circundante [55], [57].

#### 1.2.10. Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor se pueden considerar equipos o (dispositivos) que posibilitan el intercambio de calor entre dos fluidos que poseen focos diferentes de temperatura, evitando que estos se mezclen entre sí, En la práctica, los intercambiadores son de uso común con una amplia variedad de aplicaciones en sistemas de calefacción y aire acondicionado a nivel doméstico, en la industria permiten realizar grandes intercambios como producción de energía y en procesos químicos. Los intercambiadores de calor de aletas y tubos poseen superficies extendidas, donde los tubos son aleteados en su parte externa para aumentar el área de transferencia de calor como se presenta en la Figura 9. En este tipo de intercambiadores es común que el fluido interno sea generalmente un refrigerante que se encuentra en estado bifásico [59], [60].

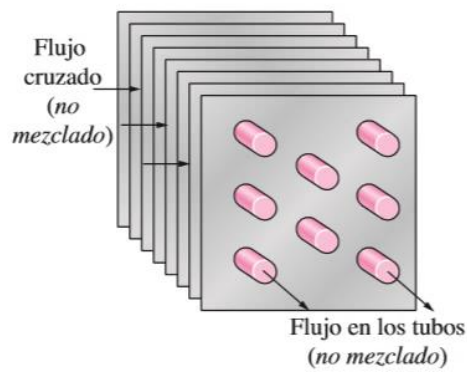


Figura 9. Intercambiador de calor de flujo cruzado [60].

### 1.2.11. Arroz

El arroz como alimento base predomina en diecisiete países de Asia y las costas del Pacífico, nueve países del continente americano y ocho países africanos. El 20 % de la energía alimentaria a nivel mundial es suministrada por este grano, mientras que el trigo aporta el 19 % y el maíz un 5 % [61].

El arroz es abundante en cuanto a variedad genética se refiere. A nivel mundial se siembran diversas variedades. El arroz con cáscara recién cosechado presenta un sin número de tonalidades entre los que se halla el pardo, rojo, púrpura e inclusive el color negro. Estas variadas coloraciones de arroz son altamente apreciadas por sus propiedades favorables para la salud. El arroz con cáscara tiene una mayor porción de nutrientes a diferencia del arroz blanco sin cáscara. En muchas culturas, el arroz es el elemento gastronómico fundamental e irremplazable, sin mencionar que tienen distintas predilecciones en cuanto a sabor, textura, color y viscosidad del arroz que consumen, es así que, en Asia y el Medio Oriente, se come arroz seco hojaldrado, en Japón, Egipto, la región norte de China y la provincia de Taiwán, se consumen tipos de arroz en estado húmedo y pegajoso, finalmente en localidades del sur de la India, se consume arroz con tonalidad rojiza. Las recetas gastronómicas de varios países utilizan el tipo de arroz que los identifican, como el sushi, arroz frito, curry, paella, risotto, entre otros. De igual manera se puede degustar un sin número de golosinas que se elaboran en base al arroz como principal ingrediente [61].

El frío afecta el desarrollo vegetativo y reproductivo de la planta de arroz. Los principales efectos del frío en estas etapas son el retraso en el desarrollo del cultivo, la pérdida de plantas en el campo y la esterilidad floral. La etapa reproductiva es la más sensible, donde temperaturas medias menores a 20 °C, afectan el desarrollo y la viabilidad del grano. En Chile, el arroz es cultivado con temperaturas que están por debajo del mínimo necesario, en este escenario, la planta de arroz se ve afectada por un estrés debido al frío, lo cual incide dramáticamente en los rendimientos del cultivo [62].

### **1.2.12. Arroz en Ecuador**

En el Ecuador la mayor concentración de empresas que cultivan arroz se encuentran en las provincias del Guayas, Manabí y Los Ríos registrando hasta 2016 un total de 71 empresas productoras de esta gramínea. La provincia de Guayas lidera la producción nacional con aproximadamente el 67 %, Manabí el 27 % y Los Ríos el 4 %. A partir del año 2019 en Ecuador inicio las primeras exportaciones de arroz de un primer contingente de 11.300 toneladas métricas (Tm) hacia Colombia con esperanzas de exportación para el año de 91 mil toneladas de arroz [63], [64], [65].

La siembra de este cereal le precede una preparación conveniente de la tierra en que se cultiva, el método de sembrado se puede realizar por voleo, manualmente, con máquinas sembradoras o por avión. El ciclo vegetativo o de desarrollo de la planta varía según las distintas razas, si bien la cota inferior se coloca en 80 días y la superior en 200 días, las variedades usuales exigen alrededor de 150 días. Donde las condiciones genéticas de la planta y el clima en que se desarrolla determinan la frecuencia de recolección. La planta de arroz puede considerarse madura y lista para la cosecha cuando sus granos tienen un grado de humedad menor que el 28 % y madurez fisiológica. Las mejores condiciones para la cosecha oscilan del 20 % al 26 % de humedad contenida [66], [67], [68].

El arroz al ser cosechado con un alto índice de humedad debe ser sometido a un proceso de secado no mayor de 12 horas después de la cosecha, dicho proceso se utiliza para inhibir la germinación de las semillas y desaparecer o disminuir la

humedad que podría hacer que nuevamente florezca, así como también el consumo inmediato del producto o almacenarlo por largos períodos de tiempo [66], [69], [70].

Los granos cosechados con mayor porcentaje de humedad a lo indicado requieren de un mayor costo en el secamiento, reducen la cantidad de grano entero y aumenta la cantidad de granos yesosos. Así mismo los granos con menores porcentajes de humedad al indicado, también reducen el rendimiento del grano entero e inclusive existe un resecamiento y el grano se cuarteo obteniendo mayores pérdidas en el trillado [71].

### **1.2.13. Secado de arroz**

En la actualidad muchos agricultores secan el arroz de forma tradicional utilizando plataformas de cemento a las cuales denominan tendal por lo menos tres veces a la semana y en días de abundante sol. Los agricultores mueven los granos con un rastrillo o inclusive con los pies varias veces al día para que los granos obtengan un secado homogéneo [69], es por ello que la variable de temperatura es de fundamental importancia en el proceso de secado, se debe considerar a la temperatura como la variable principal a controlar [72].

La temperatura más apropiada para el secado de arroz oscila entre 35 a 37 °C obteniendo valores superiores en el rendimiento de enteros ya que con un rango de 40 a 43 °C tiende a cristalizar la gramínea haciéndola frágil al momento del pilado, la velocidad de secado se calcula en porcentaje de extracción de agua por hora donde se extrae menos del 1 % por hora [73], [74].

#### **a. Secado natural**

El secado natural es aquel en que el flujo de aire de secado se debe a la acción del viento, la energía para vaporizar la humedad procede de la capacidad de secado del aire y la incidencia directa del sol. Este método es muy utilizado por agricultores de países en vías de desarrollo, a veces por desconocimiento de técnicas modernas y porque las condiciones climáticas permiten su uso a un costo muy reducido. El

secado en patios es un proceso natural que consiste en capas de menos de 10 cm de espesor, por ello es necesario revolver frecuentemente el producto para la obtención de un secado homogéneo [75].

#### **b. Secador solar rotativo**

El secador solar rotativo está dotado de una caja con el fondo de tela de alambre y el frente de madera. La caja posee un tubo de hierro galvanizado que es el eje central, este se apoya en dos pequeños pilares de madera, los cuales permiten la rotación. El secador es de inclinación cambiante, la inclinación debe seguir el movimiento del sol para aprovechar su energía, puede sustituir al uso de patios de cemento a menor escala [75].

#### **c. Secador artificial**

Para el secado artificial de arroz se utilizan bajas temperaturas, están constituidos por un ventilador que mueve el aire y que lo fuerza a pasar por la masa de granos, una cámara para contener el grano y un quemador que permite aumentar o disminuir la temperatura del aire de secado. En una sola etapa, el silo se carga en un tiempo de uno a tres días. La virtud de este método es que la admisión del arroz no depende de la operación de secado. Mientras el silo se llena, las capas más superficiales del grano permanecen con una humedad cercana o superior a la inicial, por tal razón la selección del ventilador tendrá que realizarse de manera cuidadosa, ya que proveerá un flujo de aire, el mismo que permite que el frente de secado llegue a las capas superiores impidiendo deteriorar el grano. En la segunda forma, el llenado del silo se condiciona por el nivel de humedad del arroz que se ha depositado con antelación, para continuar con el proceso de secado se agrega sobre la primera capa una nueva siempre y cuando la primera ya este relativamente seca. La virtud de este método es que el secado empieza inmediatamente después de la admisión del grano en el silo, esto permite disminuir el tiempo que el arroz permanece con alto nivel de humedad. El flujo de aire que provee el ventilador es superior al inicio del secado, debido a que en el silo se encuentra poca cantidad de producto [75], [76], [73].

### **1.3. Conclusiones del capítulo**

Mediante el compendio de información se concluye que, el uso de bombas de calor a nivel mundial y regional se encuentra orientado al campo de calefacción, debido a esto, la aplicación en otras actividades residenciales o industriales es poco común y por ende el secado de arroz por medio de una bomba de calor es un tema limitado, por no decir nulo, lo que posibilitará por medio del presente trabajo el estudio del secado de arroz con cáscara cambiando las técnicas artesanales que se manejan a nivel local y posteriormente a nivel regional.

En cuanto al refrigerante a ser utilizado, es importante que este fluido de trabajo sea amigable con el medio ambiente evitando la contribución de CO<sub>2</sub> a la atmósfera y consecuentemente el calentamiento global, el utilizar refrigerantes convencionales que pese a su alto rendimiento, destruyen la capa de ozono, en tal virtud se ha tomado la decisión de utilizar un refrigerante dentro de la clasificación de hidrocarburos cuyas propiedades varían significativamente frente a refrigerantes tradicionales pero tiene un ODP de 0 y un GWP muy bajo frente a los antes mencionados.

Una bomba de calor de tipo aire - aire permite un nivel de eficiencia elevado tanto en verano como invierno, su funcionamiento es opuesto a un acondicionador de aire.



## CAPÍTULO II

### DISEÑO DE UNA BOMBA DE CALOR AEROTÉRMICA DE TIPO AIRE - AIRE

El capítulo a continuación se encamina a la revisión de formulaciones, ecuaciones y parámetros que gobiernan el funcionamiento de una bomba de calor, una vez realizado este reconocimiento permitirá una mayor comprensión del sistema, así como una adecuada interpretación para su ulterior fabricación.

Proponer ecuaciones mediante esta investigación permitirá realizar un análisis detallado y minucioso de cada componente facilitando una correcta elección respecto a los resultados que se obtenga, estos resultados deben ir relacionados y analizados con la eficiencia que se determine en los elementos de manera individual y en su conjunto, esto servirá para su comparación frente a indicadores normalizados y tabulados.

#### **2.1. Eficiencia térmica reversible**

La eficiencia térmica de una maquina reversible es independiente del fluido de trabajo utilizado y de las propiedades de este, así como del modo de ejecutar el ciclo o el tipo de maquina reversible usada. Como los depósitos se caracterizan por sus temperaturas la eficiencia térmica de las maquinas térmicas reversibles están únicamente en función de sus temperaturas [60].

Donde la eficiencia térmica reversible ( $\eta_{ter,rev}$ ) se define como [60]:

$$\eta_{ter,rev} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (1)$$

Donde:

$T_L$ : Temperatura de baja, [K].

$T_H$ : Temperatura de alta, [K].

$\eta_{ter,rev}$ : Eficiencia térmica reversible, [adimensional].

## 2.2. Coeficiente de desempeño (COP)

Coeficiente de desempeño (COP) denominado así por sus siglas en inglés *coefficient of performance*, mide cuanta energía se produce con la energía invertida, se define como [60]:

$$COP_{BC} = \frac{Q_H}{W_{neto}} \quad (2)$$

Donde:

$Q_H$ : Suministro de calor deseado, [W].

$W_{neto}$ : Trabajo neto de entrada, [W].

$COP_{BC}$ : Coeficiente de desempeño de la bomba de calor, [adimensional].

$$COP_{BC,Carnot} = \frac{1}{1 - \frac{T_L}{T_H}} \quad (3)$$

Donde:

$T_L$ : Temperatura de baja, [K].

$T_H$ : Temperatura de alta, [K].

$COP_{BC}$ : Coeficiente de desempeño de la bomba de calor de Carnot, [adimensional].

## 2.3. Balance de energía

La primera ley de la termodinámica plantea que, la energía no se crea ni se destruye únicamente se transforma, a lo que se denomina conservación de la energía, para el análisis posterior se debe tomar en cuenta la energía de intercambio, así como los flujos de calor en los fluidos [55], [60]:

$$q_H = \dot{m}_h(h_{h,i} - h_{h,o}) \quad (4)$$

$$q_L = \dot{m}_c(h_{c,o} - h_{c,i}) \quad (5)$$

Donde:

$q$ : Flujo de calor entre los fluidos, [W].

$\dot{m}$ : Flujo másico del fluido, [kg/s].

$h$ : Entalpia del fluido, [J/kg].

Los subíndices  $h$  y  $c$  hacen referencia a los fluidos caliente y frio por su significado en ingles hot ( $h$ ) y cold ( $c$ ), por otra parte los subíndices  $i$  y  $o$  corresponden a condiciones de entrada y salida del fluido y sus siglas en ingles in ( $i$ ) y out ( $o$ ), si los fluidos permanecen constantes en su cambio de fase se reducen a [55]:

$$q_H = \dot{m}_h \cdot C_{p,h}(T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (6)$$

$$q_L = \dot{m}_c \cdot C_{p,c}(T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (7)$$

Donde:

$C_p$ : Calor especifico del fluido, [J/kg·K].

$T$ : Temperatura del fluido, [K].

Se tiene que el flujo de calor es el mismo, en consecuencia, se procede a igualar ambas ecuaciones, esto permite obtener lo siguiente:

$$\dot{m}_c \cdot C_{p,c}(T_{c,o} - T_{c,i}) = \dot{m}_h \cdot C_{p,h}(T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (8)$$

Despejar la ecuación 8 facilita la obtención de las temperaturas de entrada y salida, así como los flujos másicos.

Para realizar un adecuado despeje, se debe tener en cuenta las condiciones iniciales de los fluidos [55], [77].

Para el cálculo del flujo másico del aire se toma en cuenta la relación entre flujo volumétrico y densidad, valores que se obtienen de mediciones reales o tablas [72].

$$\dot{m}_h = \rho \cdot \dot{V} \quad (9)$$

Donde:

$\rho$ : Densidad del fluido frío, [kg/m<sup>3</sup>].

$\dot{V}$ : Flujo volumétrico del fluido frío, [m<sup>3</sup>/s].

Así se obtiene el valor del flujo másico del fluido frío y se procede a despejar las ecuaciones anteriores, se puede determinar el flujo másico del refrigerante.

$$\dot{m}_h = \dot{m}_c \frac{C_{p.c} \cdot (T_{c.o} - T_{c.i})}{C_{p.h} \cdot (T_{h.i} - T_{h.o})} \quad (10)$$

Realizado el cálculo de la ecuación 10 se obtendrá el flujo volumétrico del refrigerante, de esta manera se logra verificar los valores reales en la construcción del equipo.

#### 2.4. Difusividad térmica

La difusividad térmica se conoce como el cociente entre la conductividad térmica del fluido y la capacidad calorífica de un material, en otras palabras, la difusividad térmica es cuan pronto se dispersa el calor por un material, y se determina de la siguiente manera:

$$\alpha = \frac{k}{\rho \cdot C_p} \quad (11)$$

Donde:

$\alpha$ : Difusividad térmica, [m<sup>2</sup>/s].

$k$ : Conductividad térmica del fluido, [W/m·°C].

$\rho$ : Densidad del fluido, [kg/m<sup>3</sup>].

$C_p$ : Calor específico, [J/kg·°C].

En la Figura 10 se puede apreciar la conductividad térmica para diferentes materiales que están en función de la temperatura, para la construcción del equipo es importante considerar esta gráfica ya que en base a esto podremos orientar de mejor manera la selección del material tanto para la tubería por donde circulara el fluido de trabajo como para los demás componentes necesarios para el correcto funcionamiento.

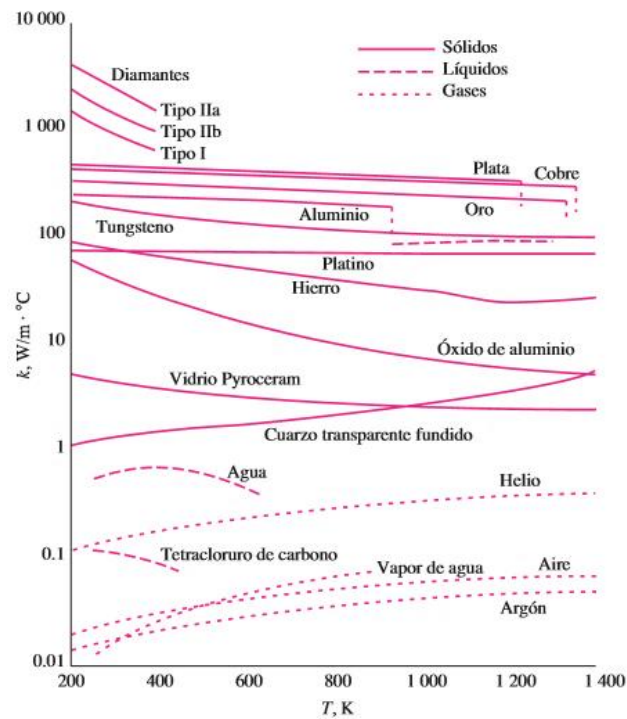


Figura 10. Variación de la conductividad térmica frente a la temperatura para múltiples sólidos, líquidos y gases [55].

#### 2.4.1. Viscosidad

La viscosidad se experimenta el momento en que dos cuerpos sólidos que se encuentran en contacto se desplazan uno con respecto al otro, esto hace que se cree una fuerza de fricción en la superficie de contacto en el sentido opuesto al desplazamiento [78].

Es una propiedad física, la cual es característica y que simboliza la resistencia interna de un fluido al movimiento o también llamada “fluidez”, esta propiedad es llamada viscosidad, en otras palabras, es la fuerza que actúa por parte de un fluido cuando este se encuentra fluyendo, esta fuerza se ejerce sobre un cuerpo en el sentido del desplazamiento del flujo y se llama fuerza de arrastre, la medida de ésta depende, en parte, de la viscosidad [78].

La viscosidad cinemática es la relación que existe entre la viscosidad dinámica y la densidad de un fluido. [79].

$$v = \frac{\mu}{\rho} \quad (12)$$

Donde:

$v$ : Viscosidad cinemática del fluido, [m<sup>2</sup>/s].

$\mu$ : Viscosidad dinámica del fluido, [kg/m·s].

$\rho$ : Densidad del fluido, [kg/m<sup>3</sup>].

## 2.5. Transferencia de calor por conducción

Se considera a la conducción como la entrega de energía de partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas [47].

### a. Conducción de calor en paredes planas

La cociente de la conducción de calor a través de una pared plana es proporcional al promedio de la conductividad térmica, el área de dicha pared y el diferencial de temperatura, sin embargo es inversamente proporcional al grosor de la pared [55].

$$\dot{Q}_{cond,pared} = \frac{k \cdot A(T_1 - T_2)}{L} \quad (13)$$

Donde:

$k$ : Conductividad térmica, [W/m·°C].

$A$ : Área de la pared, [m<sup>2</sup>].

$L$ : Espesor de la pared, [m].

La transferencia de calor de una pared que puede estar expuesta a convección en ambos lados a fluidos con temperaturas  $T_{\infty 1}$  y  $T_{\infty 2}$ , con coeficientes de transferencia de calor  $h_1$  y  $h_2$ , hacia un fluido circundante, para ello se considera la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{total}} \quad (14)$$

Donde:

$$R_{total} = R_{conv,1} + R_{pared} + R_{conv,2} \quad (15)$$

$$R_{total} = \frac{1}{h_1 \cdot A} + \frac{L}{k \cdot A} + \frac{1}{h_2 \cdot A} \quad (16)$$

### **b. Conducción de calor en cilindros**

Al igual que en la transferencia de calor por conducción en una pared plana el calor se pierde de manera ininterrumpida hacia el exterior de un cilindro por medio de su pared, es fácil percibir que la transferencia de calor a través de la pared del cilindro se ejecuta en la dirección normal a la superficie, por lo que, se puede concluir que la transferencia de es significativa en otras direcciones, la pared del cilindro separa dos fluidos que se encuentran a diferentes temperaturas, lo que deriva en una caída de temperatura en la dirección radial y, que este sea parcialmente grande [55].

Cuando la transferencia de calor a través del cilindro es constante se considera la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{cond,cil} = \frac{T_1 - T_2}{R_{cil}} \quad (17)$$

Donde:

$$R_{cil} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k} \quad (18)$$

De igual manera se puede considerar el flujo unidimensional de calor en estado estacionario que circula a través de un cilindro el cual está expuesto a convección en ambos lados, para ello la razón de la transferencia de calor en condiciones estacionarias se puede expresar como [55], [58]:

$$\dot{Q}_{cond,cil} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{total}} \quad (19)$$

Donde:

$$R_{total} = R_{conv,1} + R_{cil} + R_{conv,2} \quad (20)$$

$$R_{total} = \frac{1}{(2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot L)h_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k} + \frac{1}{(2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot L)h_2} \quad (21)$$

## 2.6. Transferencia de calor por convección

La tasa de transferencia de calor por convección ( $\dot{Q}_{conv}$ ) se determina a partir de la ley de enfriamiento de Newton y se expresa como [55], [60]:

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A_s(T_s - T_{\infty}) \quad (22)$$



Donde:

$\dot{Q}_{conv}$ : Flujo de calor, [W].

$h$ : Coeficiente de transferencia de calor por convección, [W/m<sup>2</sup>·°C].

$A_s$ : Área superficial de transferencia de calor, [m<sup>2</sup>].

$T_s$ : Temperatura de la superficie, [°C].

$T_\infty$ : Temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie, [°C].

El coeficiente de transferencia de calor por convección  $h$  no es una propiedad del fluido. Es un parámetro que se determina en forma experimental y cuyo valor depende de todas las variables que influyen sobre la convección, como la configuración geométrica de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido, las propiedades de éste y la velocidad masiva del mismo [55].

$$h_{conv} = \frac{Nu \cdot k}{L_c} \quad (23)$$

Donde:

$Nu$ : Número de Nusselt, [adimensional].

$k$ : Conductividad térmica, [W/m·°C].

$L_c$ : Longitud característica, [m].

## 2.7. Convección externa forzada

En la convección forzada se presiona a que el fluido circule sobre una superficie por medios externos como un ventilador o cualquier otro mecanismo, cuando la convección es forzada se debe considerar capas límite de velocidad térmica así como flujos con régimen laminar o turbulentos y determinados números adimensionales como Reynolds, Prandtl y Nusselt aplicados a cilindros que facilitan los cálculos [55].

### 2.7.1. Fuerzas que se oponen a la convección externa

La fuerza de resistencia al movimiento, o al arrastre se puede percibir en el diario vivir, tanto así que este fenómeno está presente en aviones, arboles e incluso tuberías, por ello, es importante el entendimiento del flujo externo y por ende la convección externa forzada en el diseño térmico y mecánico de innumerables prácticas de ingeniería [55].

### 2.7.2. Coeficiente de resistencia al movimiento

La naturaleza del flujo alrededor de un cilindro afecta intensamente el coeficiente total de resistencia al movimiento ( $C_D$ ), para el flujo cruzado alrededor de un cilindro circular liso se exhiben comportamientos diferentes como se muestra en la Figura 11 [55], [77].

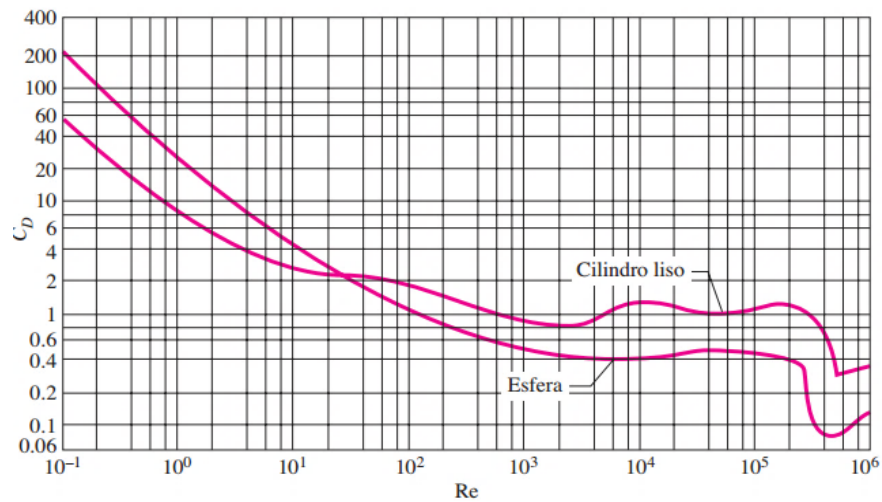


Figura 11. Coeficiente promedio de arrastre para flujo cruzado en torno de un cilindro liso y esfera [55].

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2}\rho V^2 A} \quad (24)$$

Donde:

$C_D$ : Coeficiente de resistencia al movimiento, [adimensional].

$F_D$ : Fuerza de resistencia al movimiento, [N].

$\rho$ : Densidad del fluido, [kg/m<sup>3</sup>].

$V$ : Velocidad, [m/s].

$A$ : Área frontal (el área proyectada sobre un plano perpendicular a la dirección del flujo), [m<sup>2</sup>].

El coeficiente de resistencia total al movimiento resulta de la suma del coeficiente de fricción y el coeficiente de presión como se muestra en la siguiente ecuación:

$$C_D = C_{D,fricción} + C_{D,presión} \quad (25)$$

Para flujo paralelo sobre una placa plana, la fuerza de resistencia por la presión es cero, en consecuencia, la ecuación 25 queda de la siguiente manera:

$$C_D = C_{D,fricción} = C_f \quad (26)$$

El coeficiente de fricción promedio sobre una placa se determina tanto para flujo en régimen laminar y turbulento y se obtiene:

Flujo laminar

$$C_f = \frac{1.33}{Re^{1/2}} \quad (27)$$

Para aplicar la ecuación 27 se debe cumplir que:  $Re < 5 \cdot 10^5$

Flujo turbulento

$$C_f = \frac{0.074}{Re^{1/5}} \quad (28)$$

Para aplicar la ecuación 28 se debe cumplir que:  $5 \cdot 10^5 \leq Re \leq 10^7$

### 2.7.3. Temperatura de película

Muchos de los parámetros que influyen en las ecuaciones de los números de Nusselt, Prandtl y Reynolds dependen estrechamente de la temperatura, por ello se determina las propiedades a la temperatura de película la misma que es el promedio aritmético de las temperaturas de la superficie y del flujo libre, así se considera que, las propiedades del fluido se mantienen constantes en esos valores a lo largo de todo el flujo [55], [58].

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (29)$$

### 2.7.4. Número de Reynolds

La manera de comportarse de un fluido, en cuanto a pérdidas de energía se refiere depende si su régimen de flujo es laminar o turbulento, debido a este motivo es de suma importancia que se determine un medio para conocer el tipo de fluido con el que se trabaja sin la necesidad de contemplar este de manera física, para ello se ha determinado la ecuación de Reynolds donde se indica que, el régimen de flujo depende primordialmente de la razón entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas del fluido y se formula de la siguiente manera [55], [80]:

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad (30)$$

Donde:

$Re$ : Número de Reynolds, [adimensional].

$V$ : Velocidad del fluido, [m/s].

$D$ : Diámetro externo del cilindro, [m].

$\nu$ : Viscosidad cinemática del fluido, [m<sup>2</sup>/s].

$\rho$ : Densidad del fluido, [kg/m<sup>3</sup>].

$\mu$ : Viscosidad dinámica del fluido, [kg/m·s].

Los ventiladores axiales transmiten la energía del aire por medio de un movimiento de giro en remolino provocado por el rotor. En este tipo de ventiladores el movimiento del aire a través del rotor se realiza conservando la dirección del eje de este, su principal aplicación se encuentra en el campo de la ventilación general, se les conoce con el nombre de extractores o inyectores de aire, el cálculo de la velocidad de salida se describe en la formula a continuación [60], [81].

$$V_{max,ventilador} = \sqrt{\frac{2 \cdot \dot{W}_{ventilador}}{\dot{m}_{aire}}} \quad (31)$$

Donde:

$V_{max,ventilador}$ : Velocidad máxima de salida del aire, [m/s].

$\dot{W}_{ventilador}$ : Potencia del ventilador, [W].

$\dot{m}_{aire}$ : Flujo másico del aire, [kg/s].

### 2.7.5. Régimen del flujo

La transición de un fluido de laminar a turbulento depende de su geometría, rugosidad de la superficie, densidad, viscosidad, velocidad del flujo, tipo de fluido entre otros factores [55].

El flujo es laminar, y se caracteriza por líneas de corrientes delicadas y movimiento sumamente ordenado, mientras que el flujo turbulento posee oscilaciones de velocidad y de movimiento ordenado y desordenado [78], [80].

$$Re < 2300 \quad \text{Flujo laminar}$$

$$Re > 10000 \quad \text{Flujo turbulento}$$

### 2.7.6. Número de Prandtl

Se considera el número de Prandtl como un lazo de unión entre la temperatura y la velocidad, la viscosidad cinemática de un fluido transporta características acerca de la rapidez a la que el momento puede difundir a través del fluido debido al movimiento molecular. La difusividad térmica indica algo similar en cuanto a la difusión de momento y calor en el fluido, se puede interpretar que una difusividad grande indica que la influencia viscosa o de la temperatura se sienten a gran distancia en el campo del flujo [53].

En su mayoría los gases y líquidos poseen números de Prandtl mayores que 0.7 y menores que 1, por otro lado, los metales líquidos son una excepción, ya que tienen números de Prandtl del orden de 0.01 [53].

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu \cdot C_p}{k} \quad (32)$$

Donde:

$Pr$ : Número de Prandtl, [adimensional].

$\mu$ : Viscosidad dinámica del fluido, [kg/m·s].

$C_p$ : Calor específico, [J/kg·°C].

$k$ : Conductividad térmica, [W/m·°C].

$v$ : Viscosidad cinemática del fluido, [m<sup>2</sup>/s].

$\alpha$ : Difusividad térmica, [m<sup>2</sup>/s].

### 2.7.7. Número de Nusselt

La transferencia de calor a través de la capa de fluido será por convección cuando esta última tenga algún movimiento y por conducción cuando esté inmóvil.

Este parámetro es igual al gradiente de temperatura adimensional en la superficie y proporciona una medida de la transferencia de calor por convección que se produce en la superficie.

$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k} \quad (33)$$

Donde:

$Nu$ : Número de Nusselt, [adimensional].

$h$ : Coeficiente de transferencia de calor por convección, [ $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ ].

$k$ : Conductividad térmica del fluido, [ $\text{W}/\text{m} \cdot ^\circ\text{C}$ ].

$L_c$ : Longitud característica, [m].

### 2.7.8. Transferencia de calor en convección forzada para placas planas

#### a. Flujo laminar en placas planas

Una placa plana que se encuentra sometida a un flujo uniforme de calor y cuyo régimen del fluido es laminar, esto significa que su número de Reynolds es menor a 2300, en este caso se aplica la siguiente ecuación para determinar el número de Nusselt.

$$Nu = 0.453 \cdot Re^{0.5} \cdot Pr^{1/3} \quad (34)$$

Para el correcto uso de la ecuación 34 se debe considerar los siguientes parámetros:

$$Pr > 0.6 \quad y \quad Re < 5 \cdot 10^5$$

#### b. Flujo turbulento en placas planas

Por el contrario, una placa plana que está sometida a un flujo de calor uniforme, sin embargo, el régimen del fluido es turbulento debido a que su número de Reynolds es mayor a 2300 se usa la formulación a continuación.

$$Nu = 0.0308 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \quad (35)$$

De igual manera que, en el caso del flujo laminar, la aplicación de la ecuación 35 depende del correcto cumplimiento de los siguientes parámetros:

$$0.6 \leq Pr \leq 60 \quad y \quad 5 \cdot 10^5 \leq Re \leq 10^7$$

### 2.7.9. Transferencia de calor en convección forzada en tubos

Las diversas relaciones de ese tipo para el número de Nusselt promedio en relación al flujo cruzado sobre cilindros, se presenta la siguiente ecuación [55], [82].

$$Nu_{cil} = \frac{hD}{k} = 0.3 + \frac{0.62Re^{1/2}Pr^{1/3}}{\left[1 + (0.4/Pr)^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \quad (36)$$

Donde:

$Re$ : Número de Reynolds, [adimensional].

$Pr$ : Número de Prandtl, [adimensional].

$h$ : Coeficiente de transferencia de calor por convección, [W/m<sup>2</sup>·°C].

$k$ : Conductividad térmica, [W/m·°C].

El número de Nusselt promedio para flujos alrededor de cilindros se expresan en forma abreviada como:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad (37)$$

donde  $n$  es constante y los parámetros  $C$  y  $m$  son experimentales y se muestran en la Tabla 3.



Tabla 3. Valor de las constantes C y m dependiendo del rango de Reynolds [55].

Rango de Reynolds	Número de Nusselt
0.4 – 4	$0.989Re^{0.330}Pr^{1/3}$
4 – 40	$0.911Re^{0.385}Pr^{1/3}$
40 – 4000	$0.683Re^{0.466}Pr^{1/3}$
4000 – 40000	$0.193Re^{0.618}Pr^{1/3}$
40000 – 400000	$0.027Re^{0.805}Pr^{1/3}$

Elaborado por: Marco Alvarez & Jonathan Campos

En la práctica, el flujo turbulento, es el que se encuentra con mayor frecuencia, por ello para flujo turbulento en tubos o ductos, se ha dado una mayor atención a concebir correlaciones para el número de Nusselt completamente desarrollado, donde el número de Reynolds es mayor a 2300, y en consecuencia se ocupa la siguiente ecuación [57], [58]:

Ecuación de Nusselt cuando el fluido se está calentando

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (38)$$

Ecuación de Nusselt cuando el fluido se está enfriando

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} Pr^{0.3} \quad (39)$$

La correcta utilización de las ecuaciones 38 y 39 dependerá si se cumplen las siguientes condiciones:

$$0.5 < Pr < 120 \quad y \quad 6000 < Re < 10^7$$

## 2.8. Convección forzada en superficie con aletas

Las aletas en el uso cotidiano se encuentran expuestas a convección ya sea esta natural, o forzada y de igual manera se considera cierto porcentaje de radiación, para fines prácticos se puede considerar la convección solo en la punta de la aleta,

esto se consigue a partir un equilibrio de energía en la punta de la aleta, para ello se considera la siguiente ecuación.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{conv} \quad (40)$$

La razón de transferencia de calor por convección se define como:

$$\dot{Q}_{conv} = (h \cdot p \cdot k \cdot Ac)^{\frac{1}{2}} (T_b - T_{\infty}) \frac{\sinh mL + (h/mk) \cosh mL}{\cosh mL + (h/mk) \sinh mL} \quad (41)$$

Donde:

$h$ : Coeficiente de transferencia de calor por convección, [W/m<sup>2</sup>·°C].

$p$ : Perímetro de la aleta en la punta, [m].

$k$ : Conductividad térmica, [W/m·°C].

$A_c$ : Área de la sección transversal, [m<sup>2</sup>].

$T_b$ : Temperatura en la base de la aleta, [°C].

$T_{\infty}$ : Temperatura del medio, [°C].

$m$ : Constante de eficiencia de una aleta, [1/m].

$L$ : Longitud de la aleta, [m].

### 2.8.1. Eficiencia de la aleta

Se define a la eficiencia de la aleta como el coeficiente entre la razón real de la transferencia de calor desde la aleta y la razón ideal de la transferencia de calor desde la aleta si estuviera toda a la temperatura de la base [55].

$$\eta_{aleta} = \frac{\dot{Q}_{aleta}}{\dot{Q}_{aleta,m\acute{a}x}} \quad (42)$$

Donde:

$\eta_{aleta}$ : Eficiencia de la aleta, [adimensional].

$\dot{Q}_{aleta}$ : Razón real de la transferencia de calor desde la aleta, [W].

$\dot{Q}_{aleta,m\acute{a}x}$ : Razón ideal de la transferencia de calor desde la aleta, [W].

### 2.8.2. Eficiencia de una aleta rectangular

La temperatura de la aleta disminuye debido a que, el calor es transferido de la superficie hacia la aleta por conducción y de la aleta al medio circundante por convección, debido a este fenómeno, la transferencia de calor desde la base de la aleta será menor debido a la diferencia temperatura entre la base y la punta de la aleta, por ello la importancia de determinar la eficiencia que se expresa de la siguiente manera:

$$\eta_{aleta} = \frac{\tanh mL_c}{mL_c} \quad (43)$$

Donde:

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h}{k \cdot t}} \quad (44)$$

$$L_c = L + \frac{t}{2} \quad (45)$$

$$A_{aleta} = 2 \cdot w \cdot L_c \quad (46)$$

En la Figura 12 se muestra un esquema de las dimensiones de una aleta.

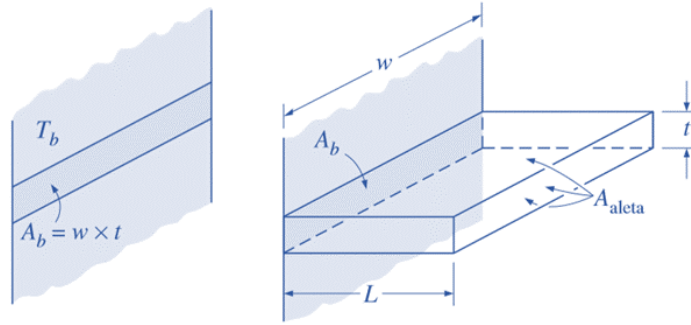


Figura 12. Gráficas donde se muestra una superficie sin aleta y una superficie con aleta [55].

## 2.9. Coeficiente total de transferencia de calor

El coeficiente total de transferencia de calor es la suma de una red de resistencia térmicas asociadas por un proceso de transferencia de calor el cual comprende la conducción y convección, la ecuación para este coeficiente se determina de la siguiente manera.

$$\frac{1}{U \cdot A_s} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + R_{pared} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \quad (47)$$

Donde:

$U$ : Coeficiente total de transferencia de calor,  $[\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}]$ .

$A_s$ : Área superficial total,  $[\text{m}^2]$ .

$h_i$ : Coeficiente de transferencia de calor por convección interna,  $[\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}]$ .

$h_o$ : Coeficiente de transferencia de calor por convección externa,  $[\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}]$ .

$A_i$ : Área superficial de la pared interna que separa los fluidos,  $[\text{m}^2]$ .

$A_o$ : Área superficial de la pared externa que separa los fluidos,  $[\text{m}^2]$ .

$R_{pared}$ : Resistencia de la pared,  $[^\circ\text{C}/\text{W}]$ .

## 2.10. Método de la efectividad NTU

El método de la efectividad permite comprobar o evaluar varios tipos de intercambiadores a fin de seleccionar el más apropiado para la transferencia de calor

sin tener en cuenta las temperaturas de salida de los fluidos frío y caliente, siendo esta la razón de transferencia de calor real sobre la razón máxima posible de la transferencia de calor, dónde el número de unidades de transmisión se puede determinar mediante gráficas o mediante la siguiente ecuación.

$$NTU = \frac{U \cdot A_s}{C_{min}} \quad (48)$$

La fórmula 48 no es la única manera para determinar el NTU, a continuación, se presenta la fórmula para el cálculo de NTU para flujo cruzado.

$$NTU = \frac{1}{C - 1} \cdot \ln \left[ \frac{\varepsilon - 1}{(\varepsilon \cdot C) - 1} \right] \quad (49)$$

Donde:

$NTU$ : Número de unidades de transferencia de calor, [adimensional].

$C$ : Relación de capacidades, [adimensional].

$\varepsilon$ : Efectividad del condensador, [adimensional].

### 2.11. Relación de capacidades

La relación de capacidades es un número adimensional que permite el cálculo del NTU a partir de la capacidad calorífica tanto del fluido caliente como del fluido frío, se expresa de la siguiente manera.

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (50)$$

La capacidad calorífica mínima y máxima se calcula a partir del flujo másico y del calor específico del fluido caliente y frío, dependiendo de los resultados obtenidos se logra determinar que fluido se tomara para el cálculo como  $C_{min}$  y  $C_{max}$ , a continuación se muestran las ecuaciones.

$$C_{min} = \dot{m}_h \cdot C_{p,h} \quad (51)$$

$$C_{max} = \dot{m}_c \cdot C_{p,c} \quad (52)$$

### 2.12. Efectividad del condensador

La efectividad del condensador es posible determinar mediante dos ecuaciones, la primera de ellas se puede definir como la razón entre el flujo de calor real del sistema y el flujo de calor máximo del sistema, mientras que la segunda fórmula se interpreta como una razón, para ello se utiliza las temperaturas de entrada y salida del fluido caliente y la temperatura de entrada del fluido frío, a continuación, se presentan las ecuaciones.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (53)$$

$$\varepsilon = \frac{T_{h,in} - T_{h,out}}{T_{h,in} - T_{c,in}} \quad (54)$$

Donde:

$\varepsilon$ : Efectividad del condensador, [adimensional].

$\dot{Q}$ : Flujo de calor real del sistema, [W].

$\dot{Q}_{max}$ : Flujo de calor máximo del sistema, [W].

$T_{h,in}$ : Temperatura de entrada del fluido caliente al condensador, [°C].

$T_{h,out}$ : Temperatura de salida del fluido caliente del condensador, [°C].

$T_{c,in}$ : Temperatura de entrada del fluido frío al condensador, [°C].

### 2.13. Cálculo del tiempo de secado de arroz

Las formulaciones que permiten calcular el tiempo del secado de arroz son de suma importancia, pues permitirán valorar de manera teórica el tiempo aproximado que durará el secado del arroz considerando factores propios del arroz, así como factores proporcionados por el equipo.

### 2.13.1. Área de secado

El área de secado comprende la superficie del producto en contacto con el aire de secado previamente ajustado a condiciones reales de temperatura, dada por la siguiente expresión:

$$A_{sec} = \frac{C_{sec} \cdot S_L}{m_s} \quad (55)$$

Donde:

$A_{sec}$ : Área de secado, [m<sup>2</sup>].

$C_{sec}$ : Capacidad del secador, [kg].

$S_L$ : Superficie lateral de un grano de arroz, [m<sup>2</sup>].

$m_s$ : Masa de sólido en un grano de arroz, [kg].

Para determinar los valores de la superficie lateral de un grano de arroz ( $S_L$ ) y la masa de sólido en un grano de arroz ( $m_s$ ) se emplean las siguientes fórmulas:

$$S_L = \pi \cdot D_{prom,arroz} \cdot L_{arroz} \quad (56)$$

Donde:

$D_{prom,arroz}$ : Diámetro promedio del arroz, [m].

$L_{arroz}$ : Longitud de un grano de arroz, [m].

$$m_s = V_{grano} \cdot \rho_{arroz} \quad (57)$$

Donde:

$V_{grano}$ : Volumen de un grano de arroz, [m<sup>3</sup>].

$\rho_{arroz}$ : Densidad del arroz, [kg/m<sup>3</sup>].

La formulación para determinar el volumen del grano se expresa como sigue:

$$V_{grano} = \frac{4 \cdot \pi}{3} \cdot \frac{L_{arroz}}{2} \cdot \frac{A_{arroz}}{2} \cdot \frac{E_{arroz}}{2} \quad (58)$$

Donde:

$L_{arroz}$ : Longitud de un grano de arroz, [m].

$A_{arroz}$ : Ancho de un grano de arroz, [m].

$E_{arroz}$ : Espesor de un grano de arroz, [m].

Las dimensiones que se emplean en la ecuación 58 se puede comprender de mejor manera en la Figura 13.

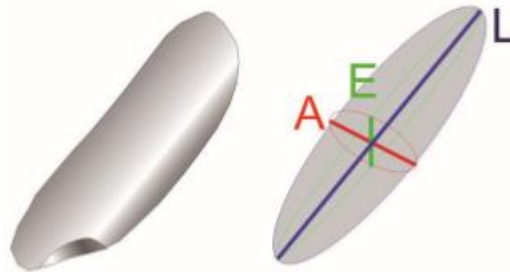


Figura 13. Modelo en tres dimensiones para el cálculo del volumen de un grano de arroz [83].

### 2.13.2. Coeficiente de transferencia de calor por convección para el secado

El cálculo del coeficiente de transferencia de calor se necesita para calcular la velocidad media del aire de secado definida como:

$$G = 3600 \cdot V_a \cdot \rho_{arroz} \quad (59)$$

Donde:

$G$ : Velocidad media de secado, [kg/m<sup>2</sup>·h].

$V_a$ : Velocidad de aire de secado, [m/s].



$\rho_{arroz}$ : Densidad del aire, [kg/m<sup>3</sup>].

El coeficiente de transferencia de calor por convección para flujo perpendicular a la superficie de secado se determina con la siguiente ecuación:

$$h_{sec} = 4,2 \cdot G^{0.37} \quad (60)$$

Donde:

$h_{sec}$ : coeficiente de transferencia de calor por convección, [kJ/m<sup>2</sup>·h·°C].

### 2.13.3. Tiempo de secado

Para el tiempo de secado es necesario conocer la velocidad de secado constante la cual se expresa con la siguiente ecuación:

$$R_{sec} = \frac{h_{sec}(T_s - T_g)}{h_{fg}} \quad (61)$$

Donde:

$R_{sec}$ : Velocidad constante de secado por unidad de tiempo, [kg/m<sup>2</sup>·h].

$T_s$ : Temperatura de aire de secado, [°C].

$T_g$ : Temperatura de la superficie de los granos, [°C].

$h_{fg}$ : Calor latente de vaporización a la temperatura de bulbo húmedo, [kJ/kg].

El tiempo de secado se define como:

$$t_{sec} = \frac{M_s(X_i - X_c)}{A_{sec} \cdot R_{sec}} \quad (62)$$

Donde:

$t_{sec}$ : Tiempo de secado, [h].

$M_s$ : Masa seca del producto, [kg].

$X_i$ : Humedad inicial del material en base seca, [adimensional].

$X_c$ : Humedad crítica del material en base seca, [adimensional].

#### **2.14. Conclusiones del capítulo**

En el actual capítulo se han presentado ecuaciones y parámetros, mismos que serán utilizados en lo posterior para el diseño de una bomba de calor, asimismo se presentaron formulaciones que facilitaran el cálculo de las propiedades y parámetros necesarios para un buen secado de arroz.

Las ecuaciones que anteceden a este texto serán aplicadas en el capítulo a continuación, todas las fórmulas que se apliquen deben estar orientadas para realizar un correcto diseño y construcción, así como un adecuado funcionamiento del equipo, todos los resultados que se obtengan deben estar canalizados al cumplimiento de los requisitos planteados en el presente trabajo.

Toda la información ha sido recopilada de diversos artículos de investigación, libros referentes a la termodinámica, transferencia de calor, refrigeración y equipos industriales por mencionar algunos de manera general.

**CAPÍTULO III**  
**ANÁLISIS DE UNA BOMBA DE CALOR AEROTÉRMICA DE TIPO**  
**AIRE - AIRE CON REFRIGERANTE R600a**

En el presente capítulo se emplearán las formulaciones que fueron planteadas en la sección anterior, la utilización de las ecuaciones permitirá conocer mediante resultados la condición en la que se encuentra actualmente la bomba de calor con el uso del refrigerante R600a, de esta manera se obtendrá información que facilitará comparar y confirmar los resultados obtenidos en pruebas realizadas en la bomba de calor.

Tabla 4. Características de los equipos que se utilizan para la construcción de la bomba de calor.

<b>Equipo</b>	<b>Marca</b>	<b>Modelo</b>	<b>Referencia comercial</b>	<b>Rendimiento [W]</b>
Compresor	Embraco	EGAS80CLP	1/4 hp	251
Condensador	Hispania	HCA-114D	7/8 hp	6640
Evaporador	Hispania	HER1202 1.43 4.5T	3/8 hp	360
Ventilador	Quality	QMM-18E-2	10 plg	18/90W

Elaborado por: Marco Alvarez & Jonathan Campos

### **3.1. Análisis termodinámico del sistema**

El diseño de la bomba de calor con refrigerante R-600a se basa en un ciclo real de refrigeración mediante compresión de vapor como se aprecia en la Figura 14, para el desarrollo de los cálculos se toma una temperatura ambiente de 30 °C y una presión atmosférica de 101,35 kPa, estos datos se utilizan considerando que el equipo se construirá y funcionará en la ciudad de Guayaquil.

Las propiedades termodinámicas del refrigerante se obtendrán mediante el software Engineering Equation Solver (EES) y de la aplicación Refrigeran Slider de la empresa Danfoss especializada en refrigeración.

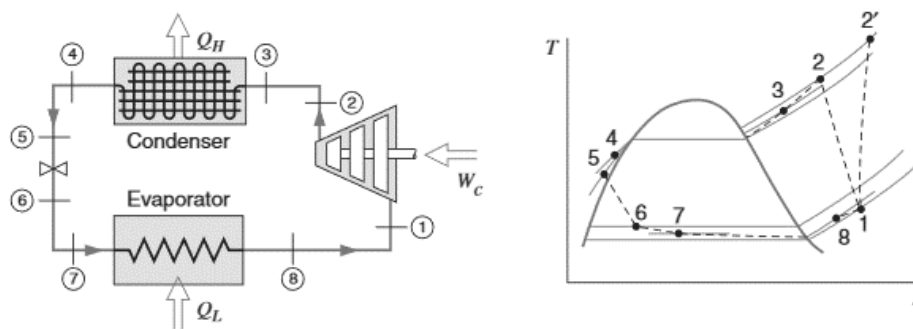


Figura 14. Ciclo real por compresión de vapor [30].

### 3.1.1. Flujo másico del sistema

El cálculo del flujo másico se determina a partir de la ecuación 9, para ello es importante primero conocer los valores del flujo volumétrico y el valor de la densidad del vapor saturado del refrigerante R600a, el valor obtenido indica la cantidad de flujo másico que circula por el sistema por unidad de tiempo, los valores correspondientes al flujo volumétrico y a la densidad son  $0,0013368 \text{ [m}^3/\text{s]}$  y  $5,43 \text{ [kg/m}^3]$ , respectivamente.

$$\dot{m}_h = \rho \cdot \dot{V}$$

$$\dot{m}_h = 5,43 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,00134 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_h = 0,00728 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

### 3.1.2. Estudio del compresor

En el estudio correspondiente al compresor es importante tomar en cuenta las presiones tanto de entrada como de salida que son  $204,77 \text{ kPa}$  para la entrada y  $1135,56 \text{ kPa}$  para la salida, de igual manera el dato correspondiente al trabajo neto realizado por el motor será ocupado en el siguiente estudio.

Utilizando la presión de  $204,77 \text{ kPa}$  del refrigerante a la entrada al compresor se obtiene una temperatura de  $9,3 \text{ }^\circ\text{C}$ , un volumen específico de  $0,1881 \text{ m}^3/\text{kg}$ , una

entalpia de 568 kJ/kg y una entropía de 2,311 kJ/kg·K, todos estos datos son obtenidos mediante el software EES y la aplicación Refrigeran Slider.

El cálculo de la entalpia a la salida del compresor es muy útil al momento de calcular la eficiencia del mismo, este cálculo se lleva a cabo utilizando los datos antes obtenidos como el flujo másico del sistema y de igual manera se empleará la entalpia de entrada al compresor.

$$\dot{W} = \dot{m}_h(h_{out,comp} - h_{in,comp})$$

$$h_{out,comp} = \frac{\dot{W}}{\dot{m}_h} + h_{in,comp}$$

$$h_{out,comp} = \frac{0,302 \frac{kJ}{s}}{0,00728 \frac{kg}{s}} + 568 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{out,comp} = 609,48 \frac{kJ}{kg}$$

Una vez determinada la entalpia en la descarga del compresor, se procede a determinar la temperatura a la salida, este cálculo se lo realiza mediante el uso del software EES, para llevar a cabo este análisis se utiliza la presión de salida con un valor de 1135,56 kPa y la entalpia de descarga, con un valor de 609,48 kJ/kg, una vez realizado este cálculo la temperatura es de 72,05 °C.

Realizado el cálculo de la entalpia real en la descarga del compresor, es necesario calcular la entalpia isentrópica a la descarga ( $h_{isen,comp}$ ) del compresor, para ello se tomará los datos de la presión a la descarga del compresor y la entropía que es la misma al ser un proceso isentrópico la cual se encuentra calculada anteriormente, utilizando estos datos y mediante el software EES se determina la entalpia.

$$h_{isen,comp} = 633,1 \frac{kJ}{kg}$$

La eficiencia del compresor se calcula utilizando los datos de entalpia a la entrada del compresor con un valor de  $568 \text{ kJ/kg}$  y los datos correspondientes a la entalpia de descarga y entalpia isentrópica de descarga cuyos valores son  $609,48 \text{ kJ/kg}$  y  $633,1 \text{ kJ/kg}$  respectivamente.

$$\eta_{compresor} = \frac{h_{isen,comp} - h_{in,comp}}{h_{out,comp} - h_{in,comp}}$$

$$\eta_{compresor} = \frac{633,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 568 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{609,48 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 568 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

$$\eta_{compresor} = 1,56$$

### 3.1.3. Estudio del condensador

Para el estudio del condensador es importante considerar el mismo como un intercambiador de calor de flujo cruzado, donde los fluidos no se mezclan, teniendo en cuenta que el refrigerante es el fluido que se desplaza en el interior de los tubos y el aire será considerado como el fluido cruzado a través de los tubos y aletas.

Para desarrollar los cálculos se tomará en cuenta la presión y temperatura a la entrada y salida del condensador, pues el refrigerante sufre una caída de presión y temperatura como se observa en la Figura 14, esto indica que pasa de un estado gaseoso a un estado líquido.

#### a. Flujo de aire a través del condensador

Mediante la ecuación 9 se logrará determinar el flujo másico del aire que circula a través del condensador, para llevar a cabo este análisis se debe utilizar datos a partir de los ventiladores axiales colocados en el condensador y de igual manera datos del aire en la ciudad de Guayaquil.

$$\dot{m}_c = \rho_c \cdot \dot{V}_c$$

$$\dot{m}_c = 1,164 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,311 \frac{m^3}{s}$$

$$\dot{m}_c = 0,36 \frac{kg}{s}$$

### b. Intercambio de calor entre el aire y refrigerante

El flujo de calor entre los fluidos se puede determinar a partir de la ecuación 4, para llevar a cabo el cálculo es necesario utilizar datos obtenidos anteriormente como el flujo másico del sistema y las entalpías de entrada y de salida del condensador al estar realizando el análisis en este componente del sistema.

$$q_H = \dot{m}_h (h_{h,i} - h_{h,o})$$

$$q_H = 0,00728 \frac{kg}{s} \cdot \left( 609,48 \frac{kJ}{kg} - 372,5 \frac{kJ}{kg} \right)$$

$$q_H = 1,73 \text{ kW}$$

### c. Olla de secado y su temperatura

La temperatura que ingresa en la olla de secado se lograra calcular a partir de la ecuación 7 y realizando un despeje sencillo para así obtener la temperatura que ingresa a la olla.

$$q_H = \dot{m}_c \cdot C_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i})$$

$$T_{c,o} = T_{c,i} + \frac{q_H}{\dot{m}_c C_{p,c}}$$

$$T_{c,o} = 308,15 \text{ K} + \frac{1,73 \frac{kJ}{s}}{0,36 \frac{kg}{s} \cdot 1,005 \frac{kJ}{kg \cdot K}}$$

$$T_{c,o} = 312,93 \text{ K}$$

Se realiza la transformación correspondiente de la temperatura a Celsius para ocupar este dato en lo posterior, por lo tanto, la temperatura es de 39,78 °C

### 3.1.4. Estudio del evaporador

El estudio del evaporador al igual que en el estudio del condensador es importante considerar ciertas características, entre estas se debe considerar la salida de la válvula de expansión y la entrada al condensador, de igual manera el flujo másico generado por los ventiladores del evaporador.

Para determinar la transferencia de calor del depósito de baja temperatura es importante tomar en cuenta la transferencia de calor del condensador, el cual se obtuvo anteriormente y la potencia del compresor:

$$\begin{aligned}q_L &= q_H - W_{neto} \\q_L &= 1,73 \text{ kW} - 0,302 \text{ kW} \\q_L &= 1,43 \text{ kW}\end{aligned}$$

### 3.1.5. Coeficiente de desempeño (COP)

El coeficiente de desempeño de la bomba de calor se logra calcular mediante la aplicación de la ecuación 2, para ello se tomarán datos que se han obtenido mediante el cálculo del calor del condensador y datos de fábrica como lo es el trabajo neto del compresor.

$$\begin{aligned}COP_{BC} &= \frac{Q_H}{W_{neto}} \\COP_{BC} &= \frac{1,73 \text{ kW}}{0,302 \text{ kW}} \\COP_{BC} &= 5,73\end{aligned}$$

El COP obtenido se puede interpretar como la potencia de refrigeración por 1 kW empleado por el compresor.

## 3.2. Cálculo de Nusselt de convección externa

Para el estudio de la transferencia de calor que se da en los componentes del sistema, así como en su conjunto es indispensable conocer las propiedades del aire



considerando las características y requerimiento del equipo, en la Tabla 5 se muestra las propiedades del aire considerando la temperatura.

Tabla 5. Propiedades del aire calculadas a 30 °C [55].

Propiedad	Valor
Densidad ( $\rho$ )	1,164 [kg/m <sup>3</sup> ]
Viscosidad cinemática ( $\nu$ )	0,00001608 [m <sup>2</sup> /s]
Prandtl ( $Pr$ )	0,7282
Conductividad térmica ( $k$ )	0,02588 [W/m·K]

Elaborado por: Marco Alvarez & Jonathan Campos

### 3.2.1. Número de Reynolds

El número de Reynolds se calcula a partir de la ecuación 30, para ello es necesario determinar la velocidad y la viscosidad cinemática del fluido, así como la longitud de la tubería del condensador.

Previo al cálculo del número de Reynolds es importante conocer la velocidad del viento que circulara a través de los ventiladores instalados en el condensador y cumplir con la condición de convección forzada en el equipo, para ello se emplea la ecuación 31.

$$V_{max,ventilador} = \sqrt{\frac{2 \cdot \dot{W}_{ventilador}}{\dot{m}_{aire}}}$$

$$V_{max,ventilador} = \sqrt{\frac{2 \cdot 18 \frac{J}{s} \left( \frac{1 m^2/s^2}{1 J/kg} \right)}{0,36 \frac{kg}{s} \left( \frac{1 J/kg}{1 J/kg} \right)}}$$

$$V_{max,ventilador} = 10 \frac{m}{s}$$

Realizado el cálculo de la velocidad de salida del ventilador se procede a calcular el número de Reynolds.

$$Re = \frac{V \cdot L_{tuberia}}{v}$$

$$Re = \frac{10 \frac{m}{s} \cdot 0,6 m}{0,00001608 \frac{m^2}{s}}$$

$$Re = 373134,32$$

Mediante el número de Reynolds se puede determinar que el flujo es turbulento debido a que es mayor que 2300.

### 3.2.2. Número de Nusselt

Mediante el uso de la ecuación 35 se logra determinar este número adimensional, de igual manera se utilizará el número de Reynolds y el número de Prandtl que se determinó anteriormente para un flujo turbulento.

$$Nu = 0,0308 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3}$$

$$Nu = 0,0308 \cdot (373134,32)^{0,8} \cdot 0,7282^{1/3}$$

$$Nu = 794,55$$

Se procede al cálculo del coeficiente de convección en la transferencia de calor a partir de la ecuación 23, para realizar este cálculo se debe conocer previamente el número de Nusselt, conductividad térmica del refrigerante y el diámetro externo de la tubería.

$$h_{conv,ext} = \frac{Nu \cdot k}{D_{ext}}$$

$$h_{conv,ext} = \frac{794,55 \cdot 0,02588 \frac{W}{m \cdot K}}{0,0127 m}$$

$$h_{conv,ext} = 1619,13 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

### 3.3. Estudio de la transferencia de calor en el condensador

El estudio de la transferencia de calor en el condensador, es indispensable debido a que es la fuente de alta temperatura y desde este componente se extraerá el calor hacia la olla de secado del arroz, por lo tanto, se debe considerar el flujo másico y las propiedades del refrigerante a la entrada del condensador.

Tabla 6. Propiedades del refrigerante R600a en el condensador.

Propiedad	Valor
Densidad ( $\rho$ )	29,74 [kg/m <sup>3</sup> ]
Viscosidad dinámica ( $\mu$ )	0,000009623 [kg/m·s]
Prandtl ( $Pr$ )	0,9681
Conductividad térmica ( $k$ )	0,02309 [W/m·K]

Elaborado por: Marco Alvarez & Jonathan Campos

#### 3.3.1. Razón de capacidad calorífica

En los intercambiadores de calor es idóneo realizar el cálculo de la razón de capacidad calorífica la misma que se calcula a partir del flujo másico y calor específico de los de los fluidos frío y caliente [55].

Cálculo de la razón calorífica del fluido caliente.

$$C_{min} = \dot{m}_h \cdot C_{p,h}$$
$$C_{min} = 0,00728 \frac{kg}{s} \cdot 2,323 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$
$$C_{min} = 0,016 \frac{kW}{K}$$

Cálculo de la razón calorífica del fluido frío.

$$C_{max} = \dot{m}_c \cdot C_{p,c}$$
$$C_{max} = 0,36 \frac{kg}{s} \cdot 1,005 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$C_{max} = 0,3618 \frac{kW}{K}$$

Calcular la relación de capacidades en base a las razones caloríficas mínima y máxima permite el cálculo posterior del NTU.

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

$$C = \frac{0,016 \frac{kW}{K}}{0,3618 \frac{kW}{K}}$$

$$C = 0,04$$

### 3.3.2. Efectividad del condensador

El cálculo de la efectividad del condensador se realiza a partir del producto de la razón de transferencia de calor real ( $\dot{Q}$ ) y la razón máxima posible de la transferencia de calor ( $\dot{Q}_{max}$ ), se debe tener cuidado el momento de seleccionar  $C_{min}$  ya que el escoger la formula dependerá si es el fluido caliente o frío.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}}$$

$$\varepsilon = \frac{0,77 kW}{3,78 kW}$$

$$\varepsilon = 0,203$$

### 3.3.3. Número de unidades de transmisión

El valor del NTU se puede determinar de dos maneras, la primera es mediante la gráfica de intercambiadores de calor para flujo cruzado que se encuentra en los anexos del presente trabajo y la segunda es mediante la ecuación como se realiza a continuación.

$$NTU = \frac{1}{C - 1} \cdot \ln \left[ \frac{\varepsilon - 1}{(\varepsilon \cdot C) - 1} \right]$$

$$NTU = \frac{1}{0,04 - 1} \cdot \ln \left[ \frac{0,203 - 1}{(0,203 \cdot 0,04) - 1} \right]$$

$$NTU = 0.23$$

### 3.3.4. Número de Reynolds en el condensador

El número de Reynolds se calcula a partir de la ecuación 30, en lo posterior este resultado se utilizará en el cálculo del número de Nusselt, los datos para el cálculo se toman de la Tabla 6.

$$Re = \frac{\dot{m}_h}{A \cdot v}$$

$$Re = \frac{0,00728 \frac{kg}{s}}{\pi \cdot (0,00546 m)^2 \cdot 0,000009623 \frac{kg}{m \cdot s}}$$

$$Re = 8077663,092$$

El cálculo de Reynolds permite identificar que el flujo es turbulento ya que es mayor a 2300.

### 3.3.5. Número de Nusselt en el condensador

Mediante el uso de la ecuación 33 se determina el número de Nusselt, para ello se utiliza el número de Reynolds calculado anteriormente y el número de Prandtl de la Tabla 6.

$$Nu = 0,0308 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3}$$

$$Nu = 0,0308 \cdot (8077663,092)^{0,8} \cdot 0,9681^{1/3}$$

$$Nu = 10225,535$$

Se procede al cálculo del coeficiente de convección en la transferencia de calor a partir de la ecuación 23, para realizar este cálculo se debe conocer previamente el número de Nusselt, conductividad térmica del refrigerante y el diámetro interno de la tubería.

$$h_{conv,int} = \frac{Nu \cdot k}{D_{int}}$$

$$h_{conv,int} = \frac{10225,535 \cdot 0,02309 \frac{W}{m \cdot K}}{0,01092 m}$$

$$h_{conv,int} = 21621,575 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

### 3.3.6. Coeficiente total de transferencia de calor

El coeficiente total de transferencia de calor se logra determinar a partir de un despeje de la ecuación 48.

$$NTU = \frac{U \cdot A_s}{C_{min}}$$

$$UA_s = NTU \cdot C_{min}$$

$$UA_s = 0,0036 \frac{kW}{K}$$

Para el cálculo de la longitud del tubo en el condensador se procede a utilizar la ecuación 47.

$$\frac{1}{U \cdot A_s} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + R_{pared} + \frac{1}{h_o \cdot A_o}$$

$$U \cdot A_s = \frac{1}{\frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{1}{h_o \cdot A_o}}$$

Mediante el software EES se logra determinar la longitud del tubo en el condensador el cual corresponde a 0,06081 m, este valor se utilizará para determinar el coeficiente total de transferencia de calor.

$$U = \frac{0,0036 \frac{kW}{K}}{\pi \cdot 0,01092 m \cdot 0,06081 m}$$

$$U = 1,72 \frac{kW}{m^2 \cdot K}$$

### 3.4. Cámara de secado

El cálculo que se realiza en la cámara de secado tiene como principal elemento determinar el área de la misma, para ello se han tomado las mediciones correspondientes.

#### a. Área del piso

El área del piso de la olla de secado se calcula usando la fórmula del área de un círculo ya que al ser una olla su piso y su techo serán circulares, se debe conocer el diámetro del piso de la olla que es de 0,46 m.

$$A_{piso} = \pi \cdot r^2$$

$$A_{piso} = \pi \cdot 0,23^2$$

$$A_{piso} = 0,16 \text{ m}^2$$

#### b. Área del techo

El área del techo será mayor al área del piso debido a que en el interior de la olla existe una cámara de recirculación de aire, en consecuencia, el diámetro a utilizar será de 0,50 m.

$$A_{techo} = \pi \cdot r^2$$

$$A_{techo} = \pi \cdot 0,25^2$$

$$A_{techo} = 0,19 \text{ m}^2$$

#### c. Área de la pared

Para el cálculo del área de la pared se debe primero calcular el perímetro de un círculo y multiplicar ese valor por la altura de la pared de la cámara de secado, el diámetro a utilizar será de 0,46 m y la altura de la pared será 0,20 m.

$$A_{pared} = (2 \cdot \pi \cdot r) \cdot altura$$

$$A_{pared} = (2 \cdot \pi \cdot 0,23) \cdot 0,20$$

$$A_{pared} = 0,28 \text{ m}^2$$

### 3.4.1. Ganancia de carga en paredes

Para el cálculo de la carga en paredes se considera el diferencial de temperatura que existe a través de la pared de la cámara de secado y el coeficiente total de transferencia de calor del material.

$$Q = A \cdot U \cdot \Delta T$$

$$Q_{pared} = 0,28 \text{ m}^2 \cdot 0,665 \frac{W}{\text{m}^2 \cdot K} \cdot (312,93 \text{ K} - 308,15 \text{ K})$$

$$Q_{pared} = 0,89 \text{ W}$$

$$Q_{piso} = 0,16 \text{ m}^2 \cdot 0,665 \frac{W}{\text{m}^2 \cdot K} \cdot (312,93 \text{ K} - 308,15 \text{ K})$$

$$Q_{piso} = 0,5 \text{ W}$$

$$Q_{techo} = 0,19 \text{ m}^2 \cdot 0,665 \frac{W}{\text{m}^2 \cdot K} \cdot (312,93 \text{ K} - 308,15 \text{ K})$$

$$Q_{techo} = 0,6 \text{ W}$$

La carga total es la suma de las cargas determinadas anteriormente

$$Q_{total} = Q_{pared} + Q_{piso} + Q_{techo}$$

$$Q_{total,paredes} = 0,89 \text{ W} + 0,5 \text{ W} + 0,6 \text{ W}$$

$$Q_{total,paredes} = 1,99 \text{ W}$$

$$Q_{total,paredes} = 171,93 \frac{\text{kJ}}{24\text{h}}$$

### 3.4.2. Carga por cambio de aire

El cálculo para la carga por cambio de aire se determina utilizando el flujo másico del aire y las entalpías del aire interno y externo que se calculan en el software EES utilizando el flujo másico y temperaturas como datos.



$$Q_{aire} = \dot{m}_c (h_{int} - h_{ext})$$

$$Q_{aire} = 0,36 \frac{kg}{s} \cdot (313,5 \frac{kJ}{kg} - 303,5 \frac{kJ}{kg})$$

$$Q_{aire} = 3,6 W$$

$$Q_{aire} = 311,04 \frac{kJ}{24h}$$

### 3.4.3. Carga del producto

Para el cálculo de la carga de producto se debe considerar el total del producto a secar, así como su calor específico que se toma de la Tabla 7 y el tiempo de secado para dicha carga.

$$Q_{producto} = \frac{m \cdot C_p \cdot \Delta T}{t}$$

$$Q_{producto} = \frac{5 kg \cdot 1800 \frac{J}{kg K} \cdot (312,15 - 305,15)}{4 h \cdot 3600}$$

$$Q_{producto} = 4,37 W$$

$$Q_{producto} = 377,56 \frac{kJ}{24h}$$

### 3.4.4. Capacidad requerida de la cámara de secado

La capacidad total requerida es la suma de las cargas de producto, aire y paredes obtenidas anteriormente.

$$Q_{total} = Q_{producto} + Q_{aire} + Q_{paredes}$$

$$Q_{total} = 377,56 \frac{kJ}{24h} + 311,04 \frac{kJ}{24h} + 171,93 \frac{kJ}{24h}$$

$$Q_{total} = 860,53 \frac{kJ}{24h}$$

### 3.5. Cálculo del motor mezclador de arroz

El trabajo eléctrico del motor se calcula a partir de la siguiente ecuación.

$$W_m = \frac{T \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{60}$$

Donde:

$W_m$ : Trabajo mecánico del motor eléctrico, [W].

$T$  : Torque del motor, [N·m].

$n$  : Número de revoluciones por minuto, [rpm].

$$W_m = \frac{16,7 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 100}{60}$$

$$W_m = 174,88 [W]$$

$$W_e = V \cdot I$$

Donde:

$W_e$ : Trabajo eléctrico del motor, [W].

$V$  : Voltaje del sistema, [V].

$I$  : Intensidad de corriente eléctrica, [A].

$$W_e = 115 \cdot 1.6$$

$$W_e = 184 [W]$$

### 3.6. Humedad del arroz

La humedad en el arroz se determina mediante el uso de un medidor de humedad Full Gauge MT-530E, este medidor digital permite medir la humedad relativa y temperatura del arroz y del ambiente, el proceso a seguir para la correcta medición inicia con la inserción del sensor en una cantidad de arroz donde quede totalmente cubierto, esto mostrara la humedad del bulbo húmedo del arroz antes de ingresar a la cámara de secado, lo que permitirá verificar constantemente la humedad del arroz hasta llegar a su humedad idónea para su posterior proceso.

Tabla 7. Propiedades del arroz [84]–[86].

Propiedad	Valor
Densidad ( $\rho$ )	530 [kg/m <sup>3</sup> ]
Calor específico ( $C_p$ )	1800 [J/kg·°C]
Calor latente de vaporización ( $h_{fg}$ )	2407 [kJ/kg]
Conductividad térmica ( $k$ )	0,265 [W/m·K]

Elaborado por: Marco Alvarez & Jonathan Campos

En el secado del arroz se debe considerar una humedad crítica que puede variar de 14 a 18 %, de igual manera se debe precautelar no exceder los porcentajes antes mencionados ya que en base a estos se lograra obtener un grano de arroz de buena calidad para su posterior proceso, se realizan los cálculos de secado utilizando la información de la Tabla 7.

### 3.6.1. Cálculos para determinar el tiempo de secado

Para determinar el área de secado se utilizará desde la ecuación 55 hasta la ecuación número 58.

$$A_{sec} = \frac{C_{sec} \cdot S_L}{m_s}$$

$$A_{sec} = \frac{5 \text{ kg}(7,85 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2)}{1,38 \cdot 10^{-5} \text{ kg}}$$

$$A_{sec} = 28,44 \text{ m}^2$$

La velocidad media del aire de secado se determina empleando la ecuación 59.

$$G = 3600 \cdot V_a \cdot \rho_{arroz}$$

$$G = 3600 \cdot 10 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 1,156 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$G = 41616 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}}$$

Coficiente de transferencia de calor se determina a partir de la ecuación 60.

$$h_{sec} = 4,2 \cdot G^{0.37}$$

$$h_{sec} = 4,2 \cdot (41616)^{0.37}$$

$$h_{sec} = 214,96 \frac{kJ}{m^2 \cdot h \cdot ^\circ C}$$

Velocidad de secado se puede calcular aplicando la ecuación 61.

$$R_{sec} = \frac{h_{sec} \cdot (T_s - T_g)}{h_{fg}}$$

$$R_{sec} = \frac{214,96 \frac{kJ}{m^2 \cdot h \cdot ^\circ C} \cdot (40 - 32) ^\circ C}{2407 \frac{kJ}{kg}}$$

$$R_{sec} = 0,71 \frac{kg}{m^2 \cdot h}$$

El tiempo de secado se determina a partir de la ecuación 62.

$$t_{sec} = \frac{M_s(X_i - X_c)}{A_{sec} \cdot R_{sec}}$$

$$t_{sec} = \frac{4,5 \text{ kg} \cdot (26 - 14)}{28,44 \text{ m}^2 \cdot 0,71 \frac{kg}{h \text{ m}^2}}$$

$$t_{sec} = 2,67 \text{ h}$$

En la Tabla 8 se tabula resultados para diferentes velocidades constantes con lo cual se logra estimar el tiempo de secado del arroz.

Tabla 8. Tiempo de secado del arroz a velocidad constante.

$V_a$ [m/s]	$G$ $\left[\frac{kW}{m^2 \cdot h}\right]$	$h_{sec}$ $\left[\frac{kJ}{m^2 \cdot h \cdot ^\circ C}\right]$	$R_{sec}$ $\left[\frac{kg}{h \cdot m^2}\right]$	$t_{sec}$ [h]
8	33292,8	197,93	0,65	2,92
8,5	35373,6	202,42	0,67	2,83
9	37454,4	206,74	0,68	2,76
9,5	39535,2	210,92	0,7	2,71
10	41616	214,96	0,72	2,67

Elaborado por: Marco Alvarez & Jonathan Campos

### 3.6.2. Tiempos de trabajo de la bomba de calor

El tiempo de trabajo de la bomba de calor se debe limitar mediante la automatización y aplicación de un sistema de control, esto se debe realizar ya que uno de los principales componentes del sistema como es el compresor no está diseñado para realizar un trabajo continuo, por ello la aplicación del sistema de control, de esta manera y mediante el medidor de humedad y temperatura Full Gauge MT-530E controlara el encendido y apagado de los compresores siempre y cuando dicho sensor envíe una señal cuando la temperatura dentro de la cámara de secado sea mayor a 42 °C y de igual manera si baja de una determinada temperatura encenderá los compresores.

En la Tabla 9 se puede apreciar un estimado de los tiempos de trabajo y paro de la bomba de calor para una carga de 5 kg de arroz con cascara, los totales obtenidos se interpretan como el tiempo total requerido para secar 5 kg de arroz con un total de 230 minutos o 3,8 horas.

Tabla 9. Tiempo de trabajo y descanso de la bomba de calor.

Medición	Tiempo de Utilización [min]	Tiempo de Parada [min]
1	20	10
2	15	5
3	18	8
4	20	10
5	15	5
6	13	6
7	10	8
8	15	9
9	10	10
10	8	15
<b>Total</b>	<b>144</b>	<b>86</b>

Elaborado por: Marco Alvarez & Jonathan Campos

### 3.7. Conclusiones del capítulo

En el capítulo que concluye se ha expuesto un análisis termodinámico y de transferencia de calor con el fin de estudiar el ciclo real por compresión de vapor, he intercambiadores de calor.

Los resultados obtenidos muestran que es necesario 3,8 horas de trabajo para el secado de 5 kg de arroz con cáscara, en este período se encuentra incluido el tiempo de paro de los compresores.

Con los resultados alcanzados se puede determinar que es necesario emplear aproximadamente 19 horas para el secado de 25 kg de arroz al día, de esta manera se lograra cumplir el objetivo planteado.

## **CAPÍTULO IV**

### **ANÁLISIS ECONÓMICO DE LA BOMBA DE CALOR**

El análisis financiero del proyecto, así como los importes será el contenido del presente capítulo, toda esta información será presentada de forma detallada para una fácil interpretación y comprensión, esta información permitirá la optimización de costos, así como la rentabilidad en el diseño y construcción de la bomba de calor.

#### **4.1. Costos directos**

El costo directo tiene una estrecha relación con la fabricación o realización de productos o servicios, este vínculo afecta de manera directa al precio, en otras palabras, mientras mayor sea el coste por la fabricación del equipo es muy probable que el coste de venta y el retorno de la inversión sean mayores.

A continuación, se detallan varias tablas que contienen información de los materiales, equipos y procesos que se han utilizado para la fabricación de la bomba de calor.

##### **4.1.1. Equipos y materiales del sistema de refrigeración**

Para la construcción del sistema de refrigeración se han empleado diferentes marcas comerciales, en cuanto a componentes como compresor, condensador y evaporador, en la Tabla 10 se detalla todos los equipos y materiales que fueron necesarios para la construcción de este sistema.

Los equipos de refrigeración fueron seleccionados para cumplir con las especificaciones necesarias del secado de arroz en cuanto a temperatura y humedad respecta.

Tabla 10. Costos de equipos y material utilizado en el sistema de refrigeración.

Ítem	Denominación	Detalle	Cantidad	Costo unitario [USD]	Costo total [USD]
1	Compresor recíprocante	Refrigerante R600a 1/4 HP-220V	2	82,43	164,86
2	Condensador	7/8 HP HCA-114D	1	115,00	115,00
3	Evaporador	3/8 HP HER 1202	1	95,00	95,00
4	Válvula de expansión	Roscable 3/8" x 1/2" R22/R407C	1	80,64	80,64
5	Orificio válvula expansión	T2/TE2 #01	1	24,19	24,19
6	Filtro secador	Roscable 1/4" QDM	1	3,37	3,37
7	Acumulador de succión	SE 1/2" x 1/2"	1	21,49	21,49
8	Visor de líquido	Roscable de 1/4"	1	9,00	9,00
9	Ventilador axial	QE 18W - 220V	2	14,48	28,96
10	Refrigerante	Gas R600a 420gr	3	5,97	17,91
11	Válvula check	1/4" Soldable	2	8,57	17,14
12	Válvula de carga	1/4" Soldable	6	1,00	6,00
13	Tuerca de bronce	1/4" Reforzada	9	0,89	8,01
14	Tuerca de bronce	3/8" Reforzada	1	0,90	0,90
15	Tuerca de bronce	1/2" Reforzada	1	1,34	1,34
16	Tubería de cobre	5/16" Flex	17	0,80	13,60
17	Tubería de cobre	1/4", 3/8", 5/8", 1/2" Flex	5	1,39	6,96
18	Accesorios de cobre	Codos, tee, reducciones, uniones, acoples	30	0,85	25,64
<b>Total</b>					<b>640,01</b>

Elaborado por: Marco Alvarez & Jonathan Campos

#### 4.1.2. Costos de elementos eléctricos y de medición

En la Tabla 11 se detallan los equipos y accesorios que fueron necesarios para realizar un adecuado nexo entre el sistema eléctrico y el sistema de refrigeración, así se lograra un adecuado control de temperatura, presión y humedad en la cámara de secado.



Tabla 11. Costos de insumos que se utilizan para el sistema eléctrico y de control.

Ítem	Denominación	Detalle	Cantidad	Costo unitario [USD]	Costo total [USD]
1	Termómetro digital	Rectangular 3" x 2"	7	6,19	43,33
2	Controlador de temperatura y humedad	MT-530E 115/220V	1	87,58	87,58
3	Dial manómetro de alta	Multi refrigerante rojo	2	4,76	9,52
4	Dial manómetro de baja	Multi refrigerante azul	2	4,76	9,52
5	Motor olla de secado	Emerson 100 RPM 115V	1	150,00	150,00
6	Capacitor de arranque	30 UF 370V	1	10,00	10,00
7	Breaker	30A-220V	2	4,50	9,00
8	Contactador	30A-220V	1	25,00	25,00
9	Terminales	Cable desnudo	15	0,12	1,80
10	Cable AWG	Flex Calibre 12	4	2,23	8,92
11	Switch	Dos posiciones	1	7,50	7,50
12	Pulsador	Doble marcha	1	6,00	6,00
13	Panel eléctrico	50 x 40 cm	1	25,00	25,00
<b>Total</b>					<b>393,17</b>

Elaborado por: Marco Alvarez & Jonathan Campos

Es importante implementar un sistema de control en el equipo, para ello se procedió a centralizar todos los indicadores en un tablero de control, donde se podrá monitorear el proceso de secado en todo momento.

#### 4.1.3. Estructura del equipo

La estructura del equipo ha sido construida en su mayoría de acero inoxidable, el uso de este material y un acabado anticorrosivo garantizará dos aspectos relacionados al equipo, el primero está vinculado a la asepsia del producto y el segundo está ligado a evitar la corrosión prematura de los componentes metálicos ya que al trabajar en un ambiente húmedo y con alta salinidad en el aire es propenso al deterioro por corrosión.

Tabla 12. Costos de insumos empleados en la fabricación de la estructura del equipo.

Ítem	Denominación	Detalle	Cantidad	Costo unitario [USD]	Costo total [USD]
1	Tubo estructural inoxidable	Cuadrado 1" 25x25x1,2 304 SF	2	26,49	52,99
2	Plancha perforada cámara de secado	Acero A36 espesor 1,4 mm, perf.red. 2mm	1	24,00	24,00
3	Olla de secado	Acero inoxidable espesor 2 mm	1	50,00	50,00
4	Ducto de aire hacia la olla de secado	Acero galvanizado espesor 0,7 mm	1	16,83	16,83
5	Base compresores	Acero inoxidable espesor 2 mm	1	60,00	60,00
6	Pernos y tuercas inoxidables y galvanizados	1/4" x 3/4", 1/4" x 2"	45	8,00	8,00
7	Pintura fondo	Anticorrosiva 1/2 gal	1	8,00	8,00
8	Pintura acabado	Sintético 1/4 gal	1	15,00	15,00
<b>Total</b>					<b>234,82</b>

Elaborado por: Marco Alvarez & Jonathan Campos

En la Tabla 12 se especifican los materiales necesarios para la construcción de la estructura donde se colocará la bomba de calor, asimismo se detallan los insumos necesarios para la elaboración de la olla de secado.

#### 4.1.4. Costos de asesoría y diseño

En cada etapa de la construcción del equipo es necesaria la asesoría de profesionales capacitados, esta ayuda externa facilita y encamina de manera correcta la adquisición de equipos y accesorios, así como su posterior ensamble y puesta en marcha, dichas asesorías se encuentran detalladas en la Tabla 13.

Tabla 13. Costo por asesoría y diseño

Denominación	Detalle	Tiempo [h]	Costo por hora [USD/h]	Costo total [USD]
Asesoría externa	Sistema de refrigeración	4	10,00	40,00
Asesoría externa	Sistema eléctrico y de control	2	8,00	16,00
Asesoría especial	Ensamble de componentes	2	5,00	10,00
Asesoría especial	Soldadura	1	8,00	8,00
<b>Total</b>				<b>74,00</b>

Elaborado por: Marco Alvarez & Jonathan Campos

#### 4.1.5. Costos de mano de obra

La mano de obra es un factor considerable dentro de la construcción de la bomba de calor, para llevar a cabo la construcción, montaje y puesta en marcha, se requiere conocimientos relacionados a la soldadura, automatización y refrigeración, así se aprovechará al máximo las capacidades de los equipos.

Tabla 14. Costo de mano de obra para la fabricación del equipo.

Denominación	Detalle	Tiempo [h]	Costo por hora [USD/h]	Costo total [USD]
Elaboración estructural y montaje de equipos	Corte, armado y anclaje de equipos	50	3,00	150,00
Soldadura	Suelda de tubería de cobre y estructura metálica	20	5,00	100,00
Refrigeración	Presurización, vacío y carga de refrigerante al sistema	5	10,00	50,00
Sistema de control	Cableado eléctrico y prueba de equipos	12	8,00	96,00
Acabados	Limpieza, señalización y pintura	3	12,00	36,00
<b>Total</b>				<b>432,00</b>

Elaborado por: Marco Alvarez & Jonathan Campos

Los valores correspondientes a la mano de obra se encuentran detallados en la Tabla 14.

#### 4.1.6. Total costos directos

En la Tabla 15 se encuentra detallados todos los valores totales que se analizó anteriormente, la sumatoria de todos estos rubros permitirán conocer el valor total de costos directos del proyecto.

Tabla 15. Resultado de costos directos.

<b>Especificación del costo</b>	<b>Costo total [USD]</b>
Material del sistema de refrigeración	640,01
Elementos eléctricos y de medición	393,17
Estructura del equipo	234,82
Asesoría y diseño	74,00
Mano de obra	432,00
<b>Total costos directos</b>	<b>1774,00</b>

Elaborado por: Marco Alvarez & Jonathan Campos

#### 4.2. Costos indirectos

Se denomina costo indirecto al conjunto de gastos productivos que intervienen en la transformación de la materia prima y que no se identifican o cuantifican plenamente con la elaboración de partidas específicas de productos o procesos productivos [87].

##### 4.2.1. Costo de Insumos

El costo por insumos se refiere a todo material de cualquier clase necesario para la construcción del equipo, todos los insumos considerados en la Tabla 16 fueron necesarios para una adecuada elaboración de la bomba de calor.

Tabla 16. Costo de insumos utilizados para la fabricación del equipo.

Ítem	Denominación	Detalle	Cantidad	Costo unitario [USD]	Costo total [USD]
1	Aporte inoxidable	308L-3/32	10	1,25	12,50
2	Oxiacetilénica	Tanques de 6 m <sup>3</sup>	1	60,00	60,00
3	Soldadura de plata	Harris al 15 %	8	4,50	36,00
4	Disco de corte	Norton 4 1/2"	5	2,00	10,00
5	Disco de pulido	Norton 4 1/2"	1	2,75	2,75
6	Disco de pulido inoxidable	Zirconio 4 1/2"	2	3,10	6,20
7	Cepillo acero	Inoxidable	1	8,00	8,00
8	Decapante	Gel para inoxidable	1	12,00	12,00
9	Brocha	Madera 2 1/2"	1	2,50	2,50
10	EPP	Guantes, tapones de oído, facial, mascarilla	1	50,00	50,00
<b>Total</b>					<b>199,95</b>

Elaborado por: Marco Alvarez & Jonathan Campos

#### 4.2.2. Costos imprevistos

Existen costos imprevistos que no se encuentran presupuestados dentro de la construcción del equipo y que surgen en diferentes momentos del proyecto, pese a no ser muy elevados se deben tomar en cuenta ya que afectan a los costos indirectos y por ende a al costo total del proyecto, en la Tabla 17 se detallan los gastos realizados.

Tabla 17. Costos imprevistos en la fabricación del equipo.

Denominación	Costo total [USD]
Movilización	50,00
Telefonía	10,00
Servicios básicos	40,00
<b>Total</b>	<b>100,00</b>

Elaborado por: Marco Alvarez & Jonathan Campos

#### 4.2.3. Total costos indirectos

En la Tabla 18 se encuentra detallados los valores totales de los insumos e imprevistos analizados anteriormente, la sumatoria de estos rubros permitirán conocer el valor total de costos indirectos del proyecto.

Tabla 18. Resultado de costos indirectos.

<b>Especificación del costo</b>	<b>Costo total [USD]</b>
Costo de insumos	199,95
Costo de imprevistos	100,00
<b>Total costos indirectos</b>	<b>299,95</b>

Elaborado por: Marco Alvarez & Jonathan Campos

#### 4.3. Valor total del proyecto

Para calcular el costo total del proyecto se toman en cuenta los costos directos e indirectos de fabricación como se muestra en la Tabla 19.

Tabla 19. Valor total del equipo.

<b>Especificación del costo</b>	<b>Costo total [USD]</b>
Total costos directos	1774,00
Total costos indirectos	299,95
<b>Total proyecto</b>	<b>2073,95</b>

Elaborado por: Marco Alvarez & Jonathan Campos

Una vez conocido el costo total del proyecto es prudente realizar un análisis financiero donde se procede a calcular el valor agregado neto (VAN) y la tasa interna de retorno (TIR).

#### 4.4. Costo de mantenimiento del equipo

El mantenimiento del equipo como en cualquier ámbito industrial debe ser periódico y programado, por lo que se ha considerado una revisión preventiva semestral de los componentes de refrigeración, monitoreo y control de la bomba de calor.

Tabla 20. Costos de mantenimiento del equipo.

<b>Sistema a revisar</b>	<b>Componente a cambiar</b>	<b>Costo [USD]</b>
	Filtro secador	3,37
<b>Sistema de refrigeración</b>	Refrigerante	5,97
	Visor de líquido	9,00
	Mano de obra refrigeración	30,00
<b>Sistema eléctrico y control</b>	Mano de obra sistema eléctrico y control	32,00
	<b>Total</b>	<b>80,34</b>

Elaborado por: Marco Alvarez & Jonathan Campos

Los costos de mantenimiento detallados en la Tabla 20, se han determinado bajo condiciones normales de uso del equipo, se debe considerar que los componentes a cambiar en el sistema de refrigeración son los principales para el correcto desempeño del equipo, en el sistema de control básicamente se debe realizar la revisión de todos los componentes eléctricos y de ser necesarios efectuar el remplazo de aquellos que se encuentren defectuosos y afecten al desempeño o monitoreo de la bomba de calor.

#### **4.5. Plan tarifario de energía eléctrica en el Ecuador**

Los datos obtenidos de la Agencia de regulación y control de electricidad (ARCONEL), permiten determinar el consumo promedio mensual de energía eléctrica en la capital del Ecuador y en las principales provincias productoras de arroz, estos valores se muestran en la Tabla 22 [88].

El costo promedio de energía eléctrica en el Ecuador es de 9,33 centavos por kWh consumido [89], en la Tabla 21 se encuentran los cargos tarifarios únicos que se aplican a los clientes dependiendo el rango de consumo mensual.

Tabla 21. Cargos tarifarios residenciales en base al rango de consumo [88].

<b>Rango de consumo [kWh]</b>	<b>Costo [USD/kWh]</b>	<b>Especificación</b>
1 – 50	0,091	Por cada kWh hasta 50 kWh
51 – 100	0,093	Por cada kWh pasado los 50 kWh
101 – 150	0,095	Por cada kWh pasado los 100 kWh
151 – 200	0,097	Por cada kWh pasado los 150 kWh
201 – 250	0,099	Por cada kWh pasado los 200 kWh
251 – 300	0,101	Por cada kWh pasado los 250 kWh
301 – 350	0,103	Por cada kWh pasado los 300 kWh
351 – 500	0,105	Por cada kWh pasado los 350 kWh
501 – 700	0,1285	Por cada kWh pasado los 500 kWh
701 – 1000	0,1450	Por cada kWh pasado los 700 kWh
1001 – 1500	0,1709	Por cada kWh pasado los 1000 kWh
1501 – 2500	0,2752	Por cada kWh pasado los 1500 kWh
2501 – 3500	0,4360	Por cada kWh pasado los 2500 kWh
Superior	0,6812	Por cada kWh

Elaborado por: Marco Alvarez & Jonathan Campos

Para el análisis del presente trabajo se tomará un valor de consumo mensual entre 201 y 250 kWh, esto tomando en cuenta que el consumo promedio en la provincia del Guayas mostrado en la Tabla 22 es de 210,6 kWh.

Tabla 22. Consumo eléctrico en provincias del Ecuador [88].

<b>Ciudad</b>	<b>Residencial [kWh]</b>	<b>Comercial [kWh]</b>
Pichincha	139,73	554,43
Guayas	210,6	1227,17
Los Ríos	122,65	713,06
Manabí	152,05	978,16

Elaborado por: Marco Alvarez & Jonathan Campos

#### 4.6. Costo energético del equipo

Precisar el costo energético que conlleva utilizar el equipo permitirá conocer el consumo eléctrico diario y mensual de cada componente y en su conjunto, para ello



se estima que el equipo trabajará 12 horas diarias para lograr el secado de 25 kg de arroz.

Tabla 23. Consumo eléctrico mensual del equipo.

<b>Equipo</b>	<b>Potencia consumida [kW]</b>	<b>Tiempo de uso mensual [h]</b>	<b>Consumo eléctrico mensual [kWh]</b>
Compresor	0,302	240	72,48
Ventiladores Condensador	0,036	200	7,2
Ventiladores Evaporador	0,036	240	8,64
Motor	0,138	200	27,6
<b>Total</b>			<b>115,92</b>

Elaborado por: Marco Alvarez & Jonathan Campos

Se debe aclarar que el tiempo de uso mensual para el motor y los ventiladores del condensador es menor frente a los otros equipos debido a que su funcionamiento no será continuo, más bien será por intervalos de tiempo.

El consumo eléctrico mensual del equipo mostrado en la Tabla 23 se logra determinar empleando la ecuación 63.

$$C_M = P_e \cdot h_d \cdot d_c \quad (63)$$

Donde:

$C_M$ : Consumo eléctrico mensual, [kWh].

$P_e$ : Potencia, [kW].

$h_d$ : Horas de uso por día, [h].

$d_c$ : Días de uso al mes, [días].

Realizado el cálculo del consumo eléctrico mensual se determina el valor a pagar por este consumo en base al pliego tarifario vigente que se muestra en la Tabla 21, para ello se emplea la siguiente ecuación.

$$COST_M = C_M \cdot V_T \quad (64)$$

Donde:

$COST_M$ : Costo mensual, [USD].

$V_T$ : Valor del pliego tarifario, [USD/kWh].

Utilizando la ecuación 64 se determina el costo mensual.

$$COST_M = 115,92 \text{ kWh} \cdot 0,099 \frac{\text{USD}}{\text{kWh}}$$
$$COST_M = 11,47 \text{ USD}$$

El costo mensual que se obtuvo denota dos cosas, la primera de ellas es el valor a pagar en la planilla mensual mientras que la segunda es la cantidad de arroz que se lograría secar en un mes siendo aproximadamente 500 kg, tomando en cuenta el secado de 25 kg/día por cinco días a la semana.

#### **4.7. Costo de secado con combustibles fósiles**

El combustible de origen fósil más utilizado para el secado de arroz en Ecuador es sin duda el gas licuado de petróleo (GLP), su gran participación en la industria del secado se debe principalmente a que es un combustible subsidiado por el gobierno nacional lo que hace su adquisición muy fácil y a un costo de 1,60 USD en lugares autorizados según información obtenida de la agencia de regulación y control hidrocarburífero (ARCH) [90].

En la Tabla 24 se detallan los costos del GLP para diferentes sectores que consumen este combustible.

Tabla 24. Costo del GLP para diferentes sectores productivos [90], [91].

<b>Sector productivo</b>	<b>Costo [USD/kg]</b>
GLP Industrial	0,617
GLP Doméstico	0,106
GLP Agroindustrial	0,188
GLP Vehicular	0,188

Elaborado por: Marco Alvarez & Jonathan Campos

El diésel se puede considerar como el segundo combustible fósil más utilizado para el secado de granos, al igual que el GLP es un combustible subsidiado por el gobierno nacional, sin embargo, su precio no es tan accesible como el antes mencionado, por esta razón los equipos que utilizan el diésel no son tan comunes, la ARCH es la encargada de regular los precios de comercialización, en la Tabla 25 se detalla el costo de diferentes tipos de diésel para el sector industrial.

Tabla 25. Costo del diésel para el sector industrial [90].

<b>Tipo de diésel</b>	<b>Costo [USD/galón]</b>
Diésel 1	2,087
Diésel 2	2,087
Diésel Premium	2,164

Elaborado por: Marco Alvarez & Jonathan Campos

#### 4.8. Análisis comparativo de costos

Los costos comparativos que se presentan en la Tabla 26 permiten comparar el precio de secado entre los principales combustibles fósiles derivados del petróleo frente a la bomba de calor que utiliza un refrigerante orgánico.

Tabla 26. Comparación del secado de arroz con diferentes combustibles.

<b>Combustible</b>	<b>Costo para secado de 25 kg [USD]</b>	<b>Costo para secado de 500 kg [USD]</b>
Secado utilizando GLP	0,92	18,40
Secado con bomba de calor	0,57	11,47
Secado utilizando diésel	0,71	14,20

Elaborado por: Marco Alvarez & Jonathan Campos

El costo de secado utilizando GLP agroindustrial claramente es mayor frente a la bomba de calor, sin embargo, la diferencia de precio se acorta si se compara frente al diésel, la diferencia entre los costos sería mayor si el subsidio otorgado por el gobierno nacional se elimina lo que incrementaría el costo de secado del arroz para los combustibles fósiles haciendo de la bomba de calor una excelente alternativa.

Para estimar el precio de secado con GLP agroindustrial y diésel se ha de considerar inicialmente 25 kg/día y luego se realiza el cálculo con una cantidad de 500 kg que será el peso total que la bomba de calor llegaría a secar en un mes de trabajo.

#### **4.9. Análisis financiero**

El análisis del proyecto compara, mediante distintos indicadores, si el flujo de caja proyectado permite al inversor obtener la rentabilidad esperada, además de recuperar la inversión inicial. Los métodos más comunes son el valor actual neto (VAN), la tasa interna de retorno (TIR), el período de recuperación de la inversión (PRI), la relación beneficio-costos y la relación costo-efectividad [92].

##### **4.9.1. Valor actual neto (VAN)**

El valor actual neto mide el excedente que ha resultado después de obtener la rentabilidad esperada y después de recuperar toda la inversión inicial, los resultados del flujo neto de efectivo (FNE) con una tasa de interés del 5 %, así como el flujo activo se encuentran tabulados en la Tabla 27 para un período de 12 meses.

$$VAN = -I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1+k)^t} \quad (65)$$

Donde:

$I_0$ : Inversión realizada al inicio del proyecto

$n$ : Número de períodos

$t$ : Períodos

$F_t$ : Flujo de dinero en cada período

$k$ : Interés demandado para la inversión

Tabla 27. Valor actual neto (VAN).

<b>Período</b>	<b>FNE [USD]</b>	<b>Flujo activo [USD]</b>
0	-2073,95	-2073,95
1	260,00	247,62
2	260,00	235,83
3	260,00	224,60
4	260,00	213,90
5	260,00	203,72
6	179,66	134,07
7	260,00	184,78
8	260,00	175,98
9	260,00	167,60
10	260,00	159,62
11	260,00	152,02
12	179,66	100,04
<b>VAN</b>		<b>125,81</b>

Elaborado por: Marco Alvarez & Jonathan Campos

El resultado obtenido se interpreta con una de las siguientes alternativas expuestas por Sapag Chain *et al.* [92], si el resultado es mayor que 0, mostrará cuánto se gana con el proyecto, después de recuperar la inversión, por sobre la tasa de retorno que se requería del proyecto, por otro lado, si el resultado es igual a 0, sugiere que el proyecto reporta exactamente la tasa esperada después de recuperar el capital invertido, finalmente, si el resultado es negativo, muestra la suma faltante para ganar la tasa que se deseaba obtener después de recuperada la inversión [93].

#### 4.9.2. Tasa interna de retorno (TIR)

La tasa interna de retorno es un segundo criterio considerado para evaluar un proyecto, mide la rentabilidad como porcentaje en cada período durante toda su vida útil, a partir de la ecuación que sigue se realiza el cálculo [92], [93].

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1 + TIR)^t} - I_0 \quad (66)$$

Donde:

$I_0$ : Inversión realizada al inicio del proyecto

$n$ : Número de períodos

$t$ : Períodos

$F_t$ : Flujo de dinero en cada período

$k$ : Interés demandado para la inversión

El criterio de aceptación o rechazo del proyecto propuesto por la tasa interna de retorno como lo muestra Córdoba *et al.* [93], compara a la TIR con la tasa de interés ocupada para calcular el FNE y se acepta exclusivamente si la TIR es mayor a dicho interés, por el contrario si la TIR es menor se puede considerar el proyecto como indiferente con elevadas posibilidades de rechazo.

En la Tabla 28 se considera un FNE idéntico al ocupado en el cálculo de la VAN considerando que cada seis meses se realiza un mantenimiento el cual reduce el flujo neto de efectivo en los períodos seis y doce.

Tabla 28. Tasa interna de retorno (TIR).

Período	FNE [USD]	Flujo acumulado [USD]
0	-2073,95	-2073,95
1	260,00	-1813,95
2	260,00	-1553,95
3	260,00	-1293,95
4	260,00	-1033,95
5	260,00	-773,95
6	179,66	-594,29
7	260,00	-334,29
8	260,00	-74,29
9	260,00	185,71
10	260,00	445,71
11	260,00	705,71
12	179,66	885,37
<b>TIR</b>		<b>6 %</b>

Elaborado por: Marco Alvarez & Jonathan Campos

#### 4.9.3. Período de recuperación de la inversión

Es un indicador que permite medir la rentabilidad en términos de tiempo que se requiere para que los flujos netos de efectivo de la inversión recuperen su costo inicial, para determinar el PRI se suman los flujos futuros de efectivo de cada año hasta que la inversión inicial quede por lo menos cubierta [93], el cálculo se realiza a partir de la siguiente ecuación.

$$PRI = N + \frac{|F_a|}{F_{a+1}} \quad (67)$$

Donde:

$PRI$ : Período de recuperación de la inversión

$N$ : Número de períodos con flujo negativo

$F_a$ : Último valor negativo del flujo acumulado

$F_{a+1}$ : Primer valor positivo del flujo acumulado

La recuperación de la inversión se calcula a partir de la ecuación 67 y los datos obtenidos en la Tabla 28.

$$PRI = 9 \text{ meses} + \frac{|-74,29 \text{ USD}|}{185,71 \text{ USD}}$$

$$PRI = 9,4 \text{ meses}$$

$$PRI \approx 10 \text{ meses}$$

El resultado obtenido corrobora los datos de la Tabla 27 donde se puede analizar que en el transcurso del noveno al décimo período el proyecto ya entrega un valor positivo.

#### **4.10. Conclusiones del capítulo**

El análisis económico realizado, así como el estudio de los principales indicadores financieros permiten determinar la rentabilidad del proyecto, es así que el costo total del proyecto es de 2073.95 USD, de igual manera, se estableció el costo de mantenimiento preventivo del equipo con valor de 80,34 USD que deberá ser asumido cada seis meses.

La comparación económica entre la bomba de calor y técnicas tradicionales, arroja como resultado un ahorro considerable al usar el equipo frente al consumo de combustibles fósiles, el ahorro económico es del 20 y 38 % comparado con el GLP y diésel respectivamente.

Los indicadores de rentabilidad arrojan como resultado 125,81 USD para el VAN y un 6 % para la TIR, ambos dentro de un período de 12 meses, el tiempo que se tardará el proyecto en recuperar su inversión inicial será de 10 meses.



## CONCLUSIONES GENERALES

El uso de bombas de calor para sistemas de climatización permite un ahorro de consumo eléctrico entre el 30 a 35 % frente a un sistema de climatización convencionales. Si bien es cierto en Ecuador no está en auge el uso de bombas de calor para sistemas de secado de granos es una gran alternativa como reemplazo del gas licuado de petróleo (GLP) o diésel, contribuyendo con la reducción de emisiones de CO<sub>2</sub>.

El refrigerante R600a se proyecta como una alternativa viable del R134a, al poseer un calor latente de vaporización mayor, esto permite trabajar a menores presiones y con menor cantidad de refrigerante, el sistema se cargó con un total de 420 gr logrando presiones absolutas de 1135.56 kPa en alta y 204.77 kPa en baja, obteniendo una temperatura de 72.05 °C en el condensador, temperatura suficiente para el secado de arroz.

El COP de la bomba de calor obtenido es de 5.73 bajo condiciones normales de trabajo, obteniendo una eficiencia global para los dos compresores de 1.56. Tanto el COP como la eficiencia de los compresores pueden variar dependiendo de las condiciones ambientales o el lugar de trabajo manejando un 6 % de tolerancia.

El valor de humedad proveniente del arroz varía entre 26 y 28 %, mediante el proceso de secado con el equipo se ha logrado obtener una humedad final del 16 % lo cual es idóneo para su posterior proceso o almacenamiento.

La bomba de calor con R600a es capaz de secar un total de 500 kg de arroz con cáscara al mes, considerando varios períodos de secado de 5 kg, cada ciclo con una duración aproximada de 3.8 horas y a un costo de 0.12 centavos por proceso.

La temperatura que llega a la olla de secado calculada de manera teórica tiene un error del 5 % si se compara con la temperatura obtenida de manera practica en la puesta en marcha del equipo.

Mediante el análisis económico se logró determinar que el equipo es una alternativa viable, pese a que su inversión de 2073,95 USD es elevada el costo de producción para 500 kg al mes es relativamente económico si se compara con las técnicas tradicionales que consumen combustibles fósiles, implementar la bomba de calor para el secado de arroz con cascara representa un ahorro económico del 20 % comparado con GLP y 38 % comparado con diésel, de esta manera se determina que se recuperara la inversión inicial en un período de 10 meses.

## RECOMENDACIONES GENERALES

Salvaguardar la integridad física de la persona delegada para cargar el refrigerante al sistema pues el R600a es altamente inflamable, el lugar donde se realiza este proceso debe ser ventilado y siempre tener un extintor disponible, es indispensable verificar con una pinza amperimétrica que no se exceda los 2,7 amperios en cada compresor.

El ciclo termodinámico por compresión de vapor que utiliza R600a trabaja con presión negativa en el evaporador, en la práctica se recomienda realizar una carga mayor de refrigerante con el fin de aumentar la presión y temperatura en el condensador tomando en cuenta no exceder el punto crítico de las propiedades antes mencionadas.

Se aconseja que el ducto que transporta el flujo de aire hacia la olla de secado sea lo más hermético posible ya que si existen fugas éstas son consideradas como pérdidas lo que haría menos eficiente el equipo, si se desea una mayor eficiencia en este proceso es aconsejable aislar el ducto y la olla de secado, de esta manera se lograra eliminar pérdidas ocasionadas por la convección natural.

Tener una cama de arroz completamente estática no es aconsejable por lo que se recomienda instalar un aspa giratoria que remueva el arroz constantemente, este proceso permite que el flujo de aire caliente extraiga la humedad del grano, de igual manera para que el secado se realice dentro del tiempo establecido no se debe sobrepasar la capacidad de carga para la cual fue diseñada.

Mejorar el tiempo de secado, así como la cantidad de arroz a secar en cada ciclo es posible si se diseña una olla de secado de mayor tamaño y ciertos componentes del sistema de refrigeración se mejoran como podría ser el caso de los compresores ya que actualmente en el país no se encuentra este componente con una mayor capacidad a la utilizada en el presente proyecto, es así que el desarrollo de nuevas tecnologías para este tipo de refrigerante orgánico y similares mejorara la calidad de vida en el sector agroindustrial a nivel país.

## BIBLIOGRAFÍA

- [1] U. Y. Sociedad, A. Estrada Paneque, D. M. Gallo González, D. Elisa, and N. Arroyo, “Volumen 8 | Número 2 | Mayo-Agosto,” 2016.
- [2] O. de las N. U. (ONU), “Protocolo de Kyoto de la convección marco de las Naciones Unidas sobre el cambio climático,” 1998.
- [3] J. Zhang and Y. Zhang, “Carbon tax, tourism CO<sub>2</sub> emissions and economic welfare,” *Ann. Tour. Res.*, vol. 69, no. August 2017, pp. 18–30, 2018.
- [4] A. Elizondo, V. Pérez-Cirera, A. Strapasson, J. C. Fernández, and D. Cruz-Cano, “Mexico’s low carbon futures: An integrated assessment for energy planning and climate change mitigation by 2050,” *Futures*, vol. 93, no. June 2017, pp. 14–26, 2017.
- [5] D. Keiner, M. Ram, L. D. S. N. S. Barbosa, D. Bogdanov, and C. Breyer, “Cost optimal self-consumption of PV prosumers with stationary batteries, heat pumps, thermal energy storage and electric vehicles across the world up to 2050,” *Sol. Energy*, vol. 185, no. September 2018, pp. 406–423, 2019.
- [6] K. J. Chua, S. K. Chou, and W. M. Yang, “Advances in heat pump systems,” *Appl. Energy*, vol. 87, no. 12, pp. 3611–3624, 2010.
- [7] M. Jarre, M. Noussan, and M. Simonetti, “Primary energy consumption of heat pumps in high renewable share electricity mixes,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 171, no. June, pp. 1339–1351, 2018.
- [8] A. F. Macia Gómez, “Análisis y Caracterización de una Instalación de Calefacción y Refrigeración Solar Usando Una Bomba de Calor de Absorción LiBr/H<sub>2</sub>O Condensada/Evaporada Mediante Un Intercambiador Geotérmico Cerrado,” pp. 1–206, 2016.
- [9] C. Ren, Q.-S. Wu, and M.-B. Hu, “Heat Transfer in Loop Heat Pipe’s Wick: Effect of Porous Structure Parameters,” *J. Thermophys. Heat Transf.*, vol. 21, no. 4, pp. 702–711, 2007.
- [10] S. Yamawaki, T. Yoshida, M. Taki, and F. Mimura, “Fundamental Heat Transfer Experiments of Heat Pipes for Turbine Cooling,” vol. 120, no. July 1998, 2016.
- [11] G. Ala, A. Orioli, and A. Di Gangi, “Energy and economic analysis of air-to-air heat pumps as an alternative to domestic gas boiler heating systems in the South of

- Italy,” *Energy*, vol. 173, pp. 59–74, 2019.
- [12] G. R. Figueredo, “Caracterización experimental y modelización de una enfriadora de absorción de simple/doble efecto de H<sub>2</sub>O/LiBr con accionamiento a dos temperaturas para climatización de edificios,” p. 212, 2012.
- [13] A. D. Carvalho, D. Mendrinós, and A. T. De Almeida, “Ground source heat pump carbon emissions and primary energy reduction potential for heating in buildings in Europe - Results of a case study in Portugal,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 45, pp. 755–768, 2015.
- [14] H. B. Niranján Banik, Adam Koesoemadinata, Charles Wagner, Charles Inyang, “Calefacción en el sector residencial argentino: Primera modelización y estudio de las consecuencias de la sustitución de bombas de calor en remplazo de calefactores a gas,” 2013.
- [15] I. Sarbu and C. Sebarchievici, “General review of ground-source heat pump systems for heating and cooling of buildings,” *Energy Build.*, vol. 70, pp. 441–454, 2014.
- [16] F.-B. I. Gorozabel-Chata and T. I. Carbonell-Morales, “Actualidad y perspectivas de una bomba de calor de expansión directa con energía solar,” *Ing. Mecánica*, vol. 19, no. 1, pp. 49–58, 2016.
- [17] D. I. e Industria, “Una bomba de calor eficiente y ecológica,” *DYNA Ingeniería e Industria*, Bilbao, 2019.
- [18] U. I. Dar, I. Sartori, L. Georges, and V. Novakovic, “Improving the interaction between netZEB and the grid using advanced control of HP,” *13th Conf. Int. Build. Perform. Simul. Assoc. Chambéry, Fr.*, pp. 1365–1372, 2013.
- [19] E. Jiménez Macías, “Análisis económico, energético y ambiental del uso de la aerotermia,” p. 224, 2017.
- [20] K. Nawaz, B. Shen, A. Elatar, V. Baxter, and O. Abdelaziz, “R290 (propane) and R600a (isobutane) as natural refrigerants for residential heat pump water heaters,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 127, pp. 870–883, 2017.
- [21] Y. S. Lee and C. C. Su, “Experimental studies of isobutane (R600a) as the refrigerant in domestic refrigeration system,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 22, no. 5, pp. 507–519, 2002.

- [22] K. Mani and V. Selladurai, “Experimental analysis of a new refrigerant mixture as drop-in replacement for CFC12 and HFC134a,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 47, no. 11, pp. 1490–1495, 2008.
- [23] M. Rasti, M. S. Hatamipour, S. F. Aghamiri, and M. Tavakoli, “Enhancement of domestic refrigerator’s energy efficiency index using a hydrocarbon mixture refrigerant,” *Meas. J. Int. Meas. Confed.*, vol. 45, no. 7, pp. 1807–1813, 2012.
- [24] S. Wongwises, A. Kamboon, and B. Orachon, “Experimental investigation of hydrocarbon mixtures to replace HFC-134a in an automotive air conditioning system,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 47, no. 11–12, pp. 1644–1659, 2006.
- [25] M. El-Morsi, “Energy and exergy analysis of LPG (liquefied petroleum gas) as a drop in replacement for R134a in domestic refrigerators,” *Energy*, vol. 86, pp. 344–353, 2015.
- [26] C. Salamanca, “La bomba de calor aerotermica,” *Climatización*, pp. 1–21, 2016.
- [27] “La Bomba de Calor. Energía Natural y Renovable Madrid, 7 de Abril de 2016.”
- [28] P. Manning, “De Calor Geotérmica Y La Distribución De Calor / Frío En Los Edificios Índice,” 2014.
- [29] Junkers, “Bombas de calor aire-agua,” 2013.
- [30] C. Borgnakke and R. E. Sonntag, *Fundamentals of Thermodynamics*. 2009.
- [31] F. Toro López, Mauricio & Isaza, Cesar & Chejne Janna, “Uso de las bombas de calor de alta temperatura como alternativa para el uso racional de energía en la industria,” *Prod. + Limpia*, vol. I, p. 45, 2007.
- [32] TECNA, “Bombas de Calor,” Madrid, 2017.
- [33] Mitsubishi Electric, “Aerotermia El Aire como Fuente Gratuita de Calor,” 2014.
- [34] A. T. E. de C. y R. (ATECYR), *Diseño de sistemas de bomba de calor geotérmica*. Madrid, 2010.
- [35] E. Sánchez, “Ciclo de refrigeración,” 2016.
- [36] W. M. J. William C. Whitman, *Tecnología de la Refrigeración y Aire Acondicionado*, III. 01-06-2000, 2000.
- [37] R. Miller and M. R. Miller, *Air Conditioning and Refrigeration*. United States of

- America: McGrawHill, 2006.
- [38] Embraco, “Manual de Aplicación de Compresores,” 2019.
- [39] EMERSON, “Compresores Herméticos Copeland,” 2018.
- [40] G. Towler and R. Sinnott, *Chemical Engineering Design*, vol. 53, no. 9. 2013.
- [41] S. (ventilation group) Palau, “Manual práctico de ventilación,” vol. 4, p. 51, 2012.
- [42] Salvador Escoda S.A., “Manual práctico de ventilación,” vol. 2, p. 136, 2014.
- [43] F. de la E. de la C. de M. (FENERCOM), “Manual de manipulación de gases refrigerantes,” Madrid, 2013.
- [44] A. D. F. D. E. D. C. (AFEC), *La Bomba de calor Fundamentos, Tecnología y Casos Prácticos*, 2nd ed. Madrid: Industrias Gráficas El Instalados, 2015.
- [45] R. J. Dossat and R. J. Dossat, *Principios de Refrigeración*. Ed. CECSA, 2001.
- [46] J. Kenneth Wak and D. E. Richards, “Termodinámica,” McGRAW-HILL, Madrid, 2001.
- [47] Y. A. Cengel, “Termodinamica,” p. 1041, 2009.
- [48] I. O. Martinez, “Estudio experimental de optimización de una bomba de calor agua-agua empleando propano como fluido de trabajo,” pp. 1–290, 2008.
- [49] G. F. Frate, L. Ferrari, and U. Desideri, “Analysis of suitability ranges of high temperature heat pump working fluids,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 150, no. August 2018, pp. 628–640, 2019.
- [50] B. Zühlsdorf, J. K. Jensen, and B. Elmegaard, “Heat pump working fluid selection—economic and thermodynamic comparison of criteria and boundary conditions,” *Int. J. Refrig.*, vol. 98, pp. 500–513, 2019.
- [51] K. Nawaz and M. R. Ally, “Options for low–global-warming-potential and natural refrigerants Part 2: Performance of refrigerants and systemic irreversibilities,” *Int. J. Refrig.*, 2019.
- [52] F. P. Incropera and D. P. Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, SEVENTH ED. Jefferson city, 2011.
- [53] J. P. Holman, *Transferencia de calor*, Décima. México, 2010.

- [54] D. Q. Kern, *Proceso de transferencia de calor*. México, 2008.
- [55] Y. A. Cengel and A. J. Ghajar, *Transferencia de calor y masa*, Cuarta. México, 2011.
- [56] G. Ruiz Arroyo, “Estudio de la transferencia de calor en haces de barras verticales. Aplicación a contenedores de almacenamiento de combustible nuclear gastado.” 1999.
- [57] F. Kreith, R. M. Manglik, and M. S. Bohm, *Principles of Heat Transfer*, Septima. 2011.
- [58] B. Karlekar and R. Desmond, *Transferencia de calor*, Segunda. 1996.
- [59] E. J. Córdoba Tuta and D. A. Fuentes Díaz, “Modelado y simulación del flujo de intercambiadores de calor de tubos y aletas con cambio de fase en el refrigerante,” *Rev. Int. Metod. Numer. para Calc. y Disen. en Ing.*, vol. 32, no. 1, pp. 31–38, 2016.
- [60] M. A. B. Yubus A. Cengel, *Termodinámica*, Octava. Mexico, D.F, 2014.
- [61] O. de A. y A. de las N. U. (FAO), “Año internacional del arroz 2004 el arroz es vida,” 2004. [Online]. Available: [www.fao.org](http://www.fao.org).
- [62] M. Paredes *et al.*, “Producción de arroz: Buenas Prácticas Agrícolas (BPA),” Santiago de Chile, 2015.
- [63] C. F. N. (CFN), “FICHA SECTORIAL: Arroz,” 2018.
- [64] G. I. Viteri and C. E. Zambrano, “Comercialización de arroz en el Ecuador: Análisis de la evolución de precios en el eslabón producto-consumidor,” vol. 9, no. 2, pp. 11–17, 2016.
- [65] Ministerio de Agricultura y Ganadería (MAGAP), “Ecuador inicia la primera fase de exportación de arroz del año,” *MAGAP*, 2019. [Online]. Available: <https://www.agricultura.gob.ec/>.
- [66] R. J. Aguerre, “Secado de arroz,” Universidad de Buenos Aires, Buenos Aires, 1984.
- [67] M. Walter, E. Marchezan, and L. A. De Avila, “Arroz, composición y características nutricionales,” *Ciencia Rural*, pp. 1184–1192, 2008.



- [68] Grupo Técnico Fedearroz - FNA, *Guía de trabajo*. 2015.
- [69] Diario La Hora, “Secado del arroz : Noticias Los Ríos : La Hora Noticias de Ecuador, sus provincias y el mundo,” *AGRO*, Los Rios, p. 1, May-2016.
- [70] D. I. Pedrera, “Influencia de la temperatura del grano, durante el proceso de secado, en la calidad el arroz blanco,” vol. 15, no. 4, pp. 394–405, 2013.
- [71] S. de A. y G. (SAG), “Manual técnico para el cultivo de arroz,” Comayagua, 2003.
- [72] P. Parra Rosero, “Modelación de un proceso de secado de cacao utilizando una cámara rotatoria cilíndrica y flujo de aire caliente,” *Univ. Piura*, 2017.
- [73] D. I. Pedrera, S. H. Díaz Solís, R. M. Rivera, Y. Norangeles, and I. Pedrera, “Influencia de la temperatura del grano, durante el proceso de secado, en la calidad del arroz blanco,” 2013.
- [74] R. Rodríguez, Juan C ; Bartosik, “Secado de granos,” *Secado De Granos*, vol. Actualizac, no. 16, p. 4, 2006.
- [75] F. Pereira, “Manual de manejo poscosecha de granos a nivel rural,” *Fao*, pp. 50–58, 2009.
- [76] F. Allebrandt, “Secado y Almacenaje de Arroz,” 2016.
- [77] J. P. Holman, *Holman-Transferencia de calor*, 10th ed. Mexico, D.F, 1999.
- [78] Y. A. Cengel and J. M. Cimbala, *Mecánica de Fluidos Fundamentos y Aplicaciones*, Primera. México: McGrawHill, 2006.
- [79] B. R. Munson, D. F. Young, and T. H. Okiishi, *Fundamentos de Mecánica de Fluidos*. México: Editora Blucher, 2004.
- [80] R. L. Mott, *Mecánica de fluidos*, Sexta. México: PRETINCE HALL, 2006.
- [81] C. A. Echeverri Londoño, *Ventilación industrial*. Medellín: Ediciones de la U, 2011.
- [82] H. Lee, *Thermal Design Heat Sinks , Thermoelectrics , Heat Pipes , Compact Heat Exchangers , and Solar Cells*. 2011.
- [83] G. Thomas, “Método para la determinación del volumen de una muestra de granos de arroz mediante el procesamiento digital de imágenes,” *RIA Rev. Investig.*

*Agropecu.*, vol. 39, no. 2, pp. 185–190, 2013.

- [84] C. Orrego, *Procesamiento de alimentos*, Primera. Colombia: Centro de publicaciones Universidad Nacional de Colombia sede Manizales, 2003.
- [85] C. Cadena and A. Bula, “Estudio de la variación en la conductividad térmica de la cascarilla de arroz aglomerada con fibras vegetales,” *Ing. y Desarro. Rev. la Div. Ing. la Univ. del Norte*, no. 12, pp. 1–9, 2002.
- [86] B. O. Juliano, *El arroz en la nutrición humana*. Roma, 1994.
- [87] J. García Colín, *Contabilidad de costos*, Cuarta. Mexico: McGrawHill, 2014.
- [88] A. de R. y C. de E. (ARCONEL), “Estadística Anual y Multianual del Sector Eléctrico Ecuatoriano 2018,” Quito, 2018.
- [89] A. Araujo, “Alza de tarifas eléctricas busca bajar el subsidio,” *El Comercio*, Quito, 2018.
- [90] Agencia de Regulación y Control Hidrocarburífero (ARCH), “Precios combustibles,” 2020. [Online]. Available: <https://www.controlhidrocarburos.gob.ec/precios-combustibles/>.
- [91] Petroecuador, “Precios de comercialización,” 2020. [Online]. Available: <https://www.eppetroecuador.ec/wp-content/uploads/downloads/2019/03/PRECIOS-MARZO-2019-MENSUAL-SNI-DEL-07-AL-13-DE-MARZO-2019.pdf>.
- [92] N. S. Chain, *PROYECTOS DE INVERSIÓN Formulación y Evaluación*. 2011.
- [93] M. Córdoba Padilla, “Formulación y Evaluación de Proyectos,” Segunda., Bogotá, 2011, p. 358.
- [94] Hispania, “Catálogos Equipos Hispania,” *Hispania*, 2019. [Online]. Available: [www.hispaniacorp.com](http://www.hispaniacorp.com).
- [95] Danfoss, “Diagrama de Mollier R600a,” *Danfoss*, 2019. [Online]. Available: [www.danfoss.com](http://www.danfoss.com).

## ANEXOS

### Anexo 1. Manual de operación

- Conectar el equipo a una línea de alimentación 220 V.



Figura A. 15. Conexión de enchufe industrial a tomacorriente 220 V.

- Observar en el panel de control que se encienda el sensor de humedad y temperatura.



Figura A. 16. Tablero de control, con indicadores de humedad, presión y temperatura.

- Pesar con la ayuda de una balanza digital un total de 5 kg, la carga total no debe exceder la capacidad de diseño del equipo.



Figura A. 17. Proceso de pesado de arroz húmedo con cáscara.

- Cargar el producto comprobando que la compuerta de descarga se encuentre cerrada, inmediatamente cerrar la tapa de carga.



Figura A. 18. Olla de secado con una carga de 5 kg.

- Verificar que botón de paro de emergencia no se encuentre pulsado.
- Encender los compresores por un período aproximado de dos minutos, se debe verificar mediante el visor de líquido la circulación de refrigerante.

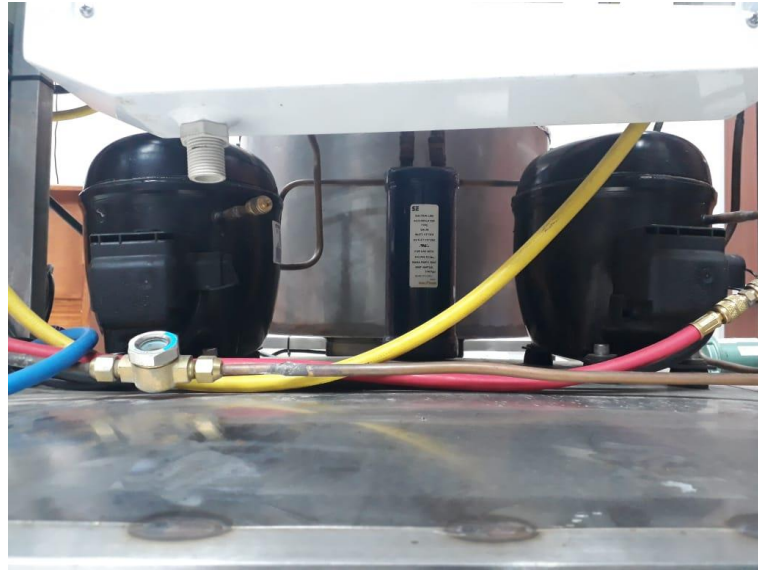


Figura A. 19. Compresores y visor de líquido del sistema.

- Encender los ventiladores para iniciar el proceso de secado.
- Encender el rotor de aspas para distribuir de manera uniforme la carga de producto.
- Verificar que la presión de baja se encuentre en un rango de trabajo de (5 a 30 psi) y la presión de alta (80 a 160 psi).
- Finalizado el proceso de secado se abre la compuerta de descarga y se acciona el rotor de aspas para evacuar el producto.
- Apagar el equipo mediante los pulsadores individuales de cada componente o presionando el paro de emergencia.
- Desconectar el equipo de la alimentación eléctrica.

Anexo 2. Fotografías del equipo.



Figura A. 20. Elaborado por: Marco Alvarez & Jonathan Campos



Figura A. 21. Elaborado por: Marco Alvarez & Jonathan Campos





Figura A. 22. Elaborado por: Marco Alvarez & Jonathan Campos

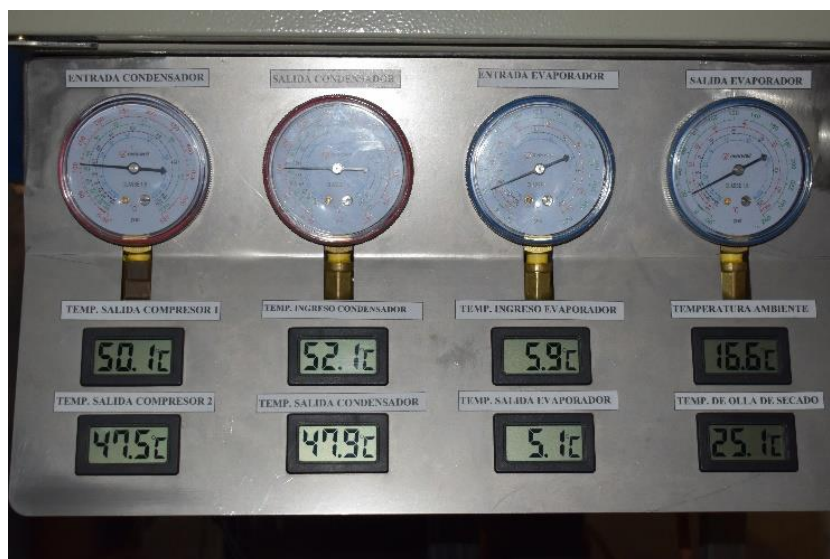


Figura A. 23. Elaborado por: Marco Alvarez & Jonathan Campos

Anexo 3. Diseño del equipo en el software Inventor.

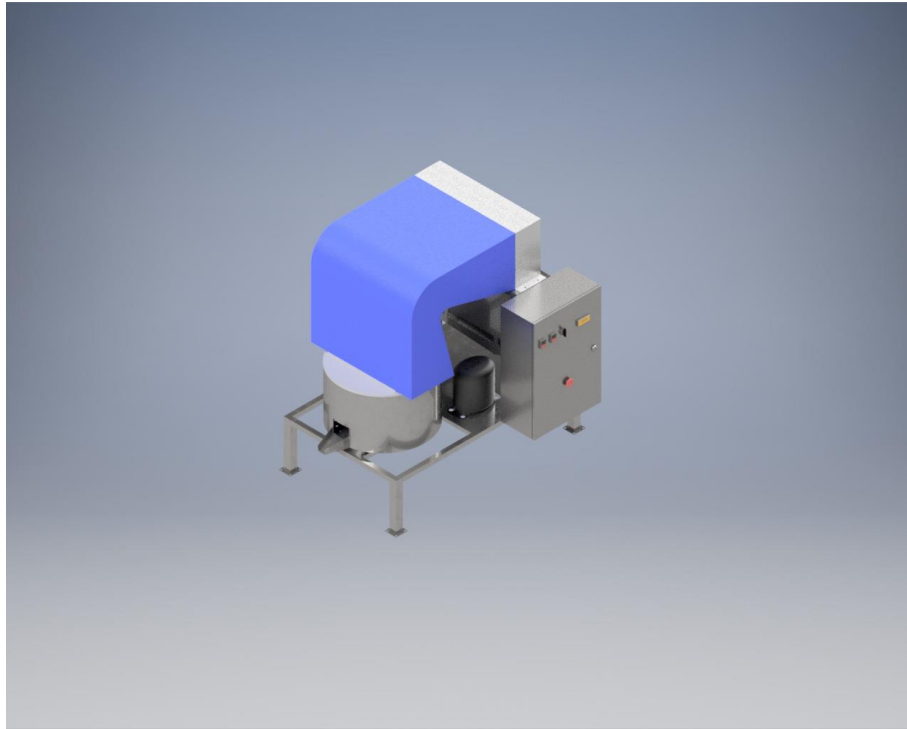
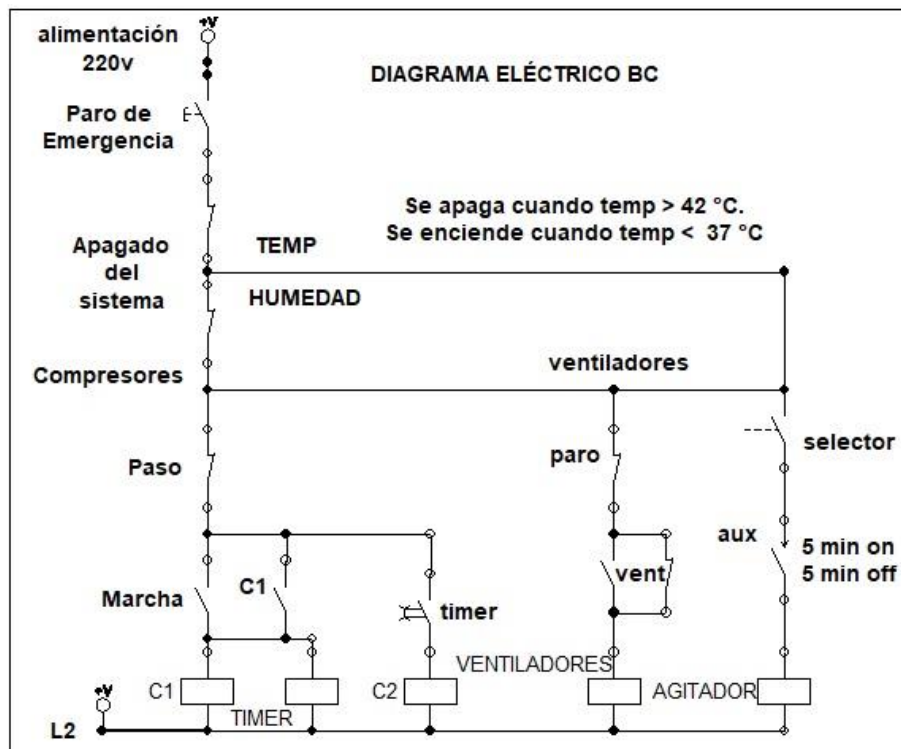


Figura A. 24. Elaborado por: Marco Alvarez & Jonathan Campos

Anexo 4. Circuito eléctrico tablero de control.



Elaborado por: Marco Alvarez & Jonathan Campos



Anexo 5. Tabla de propiedades del aire.

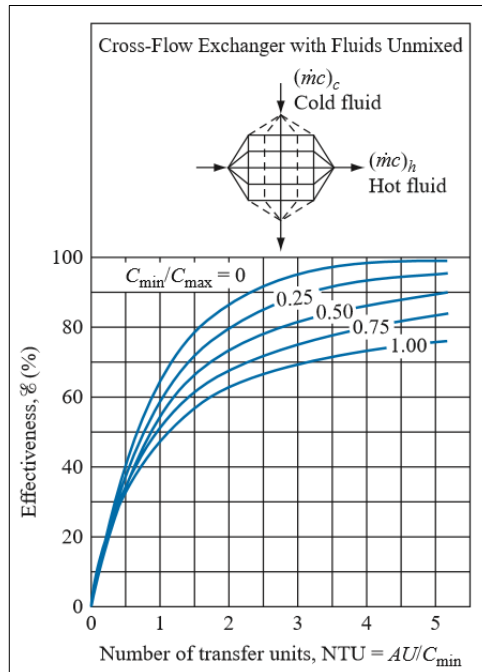
**TABLA A-2E**  
 Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes (continuación)  
 b) A diversas temperaturas

Temp., °F	$c_p$ Btu/lbm · R	$c_v$ Btu/lbm · R	$k$	$c_p$ Btu/lbm · R	$c_v$ Btu/lbm · R	$k$	$c_p$ Btu/lbm · R	$c_v$ Btu/lbm · R	$k$
<i>Aire</i>			<i>Dióxido de carbono, CO<sub>2</sub></i>			<i>Monóxido de carbono, CO</i>			
40	0.240	0.171	1.401	0.195	0.150	1.300	0.248	0.177	1.400
100	0.240	0.172	1.400	0.205	0.160	1.283	0.249	0.178	1.399
200	0.241	0.173	1.397	0.217	0.172	1.262	0.249	0.179	1.397
300	0.243	0.174	1.394	0.229	0.184	1.246	0.251	0.180	1.394
400	0.245	0.176	1.389	0.239	0.193	1.233	0.253	0.182	1.389
500	0.248	0.179	1.383	0.247	0.202	1.223	0.256	0.185	1.384
600	0.250	0.182	1.377	0.255	0.210	1.215	0.259	0.188	1.377
700	0.254	0.185	1.371	0.262	0.217	1.208	0.262	0.191	1.371
800	0.257	0.188	1.365	0.269	0.224	1.202	0.266	0.195	1.364
900	0.259	0.191	1.358	0.275	0.230	1.197	0.269	0.198	1.357
1000	0.263	0.195	1.353	0.280	0.235	1.192	0.273	0.202	1.351
1500	0.276	0.208	1.330	0.298	0.253	1.178	0.287	0.216	1.328
2000	0.286	0.217	1.312	0.312	0.267	1.169	0.297	0.226	1.314
<i>Hidrógeno, H<sub>2</sub></i>			<i>Nitrógeno, N<sub>2</sub></i>			<i>Oxígeno, O<sub>2</sub></i>			
40	3.397	2.412	1.409	0.248	0.177	1.400	0.219	0.156	1.397
100	3.426	2.441	1.404	0.248	0.178	1.399	0.220	0.158	1.394
200	3.451	2.466	1.399	0.249	0.178	1.398	0.223	0.161	1.387
300	3.461	2.476	1.398	0.250	0.179	1.396	0.226	0.164	1.378
400	3.466	2.480	1.397	0.251	0.180	1.393	0.230	0.168	1.368
500	3.469	2.484	1.397	0.254	0.183	1.388	0.235	0.173	1.360
600	3.473	2.488	1.396	0.256	0.185	1.383	0.239	0.177	1.352
700	3.477	2.492	1.395	0.260	0.189	1.377	0.242	0.181	1.344
800	3.494	2.509	1.393	0.262	0.191	1.371	0.246	0.184	1.337
900	3.502	2.519	1.392	0.265	0.194	1.364	0.249	0.187	1.331
1000	3.513	2.528	1.390	0.269	0.198	1.359	0.252	0.190	1.326
1500	3.618	2.633	1.374	0.283	0.212	1.334	0.263	0.201	1.309
2000	3.758	2.773	1.355	0.293	0.222	1.319	0.270	0.208	1.298

Nota: La unidad Btu/lbm · R es equivalente a Btu/lbm · °F.  
 Fuente: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4a. ed., Nueva York, McGraw-Hill, 1983, p. 830, Tabla A.4. Publicada originalmente en *Tables of Thermal Properties of Gases*, NBS Circular 564, 1955.

Fuente: [60]

Anexo 6. Gráfica para determinar la eficiencia de un intercambiador de calor de flujo cruzado.



Fuente: [57]

Anexo 7. Tabla de especificaciones técnicas para condensador HCA 114D.

Model / Modelo	Tubos N°/ Tubos N°	Nominal Capacity / Capacidad Nominal		Capacity / Capacidad		Fin Spacing Espacio entre aletas (mm)	Surface/ Superficie (m²)	Ventilator Ventilador		Dimensions Dimensiones(mm)				Connection/ Conexión (ø mm)	
		DT1=15K		DT1=15K				N° x Ø (mm)	Air Flow Volumen de Aire (m³/h)	A	H	W	L	Inlet/ Entrada	Outlet/ Salida
		HP	kw	HP	kw										
HCA-82	8 x 2	1/5	0.64	1/5	0.56	3.5	1.2	1 x 200	380	280	245	100	240	3/8"	3/8"
HCA-83	8 x 3	1/4	0.92	1/4	0.80	3.5	1.8	1 x 200	350	280	245	125	240	3/8"	3/8"
HCA-84	8 x 4	1/4	1.06	1/4	0.92	3.5	2.3	1 x 200	310	280	245	150	240	3/8"	3/8"
HCA-92	9 x 2	1/4	1.01	1/4	0.88	3.5	1.6	1 x 250	600	310	285	100	270	3/8"	3/8"
HCA-93	9 x 3	1/3	1.35	1/3	1.17	3.5	2.2	1 x 250	520	310	285	125	270	3/8"	3/8"
HCA-94	9 x 4	3/8	1.53	3/8	1.33	3.5	2.9	1 x 250	450	310	285	150	270	3/8"	3/8"
HCA-103	10 x 3	1/3	1.48	1/3	1.29	3.5	2.4	1 x 250	550	310	285	125	270	3/8"	3/8"
HCA-104	10 x 4	3/8	1.71	3/8	1.49	3.5	3.2	1 x 250	500	310	285	150	270	3/8"	3/8"
HCA-114	11 x 4	1/2	1.99	1/2	1.73	3.5	3.9	1 x 250	560	340	290	150	300	3/8"	3/8"
HCA-124A	12 x 4	1/2	2.00	1/2	1.74	3.5	4.3	1 x 250	600	340	315	150	300	5/8"	1/2"
HCA-124B	12 x 4	5/8	3.22	5/8	2.80	3.5	5.0	1 x 300	1050	420	365	150	350	5/8"	1/2"
HCA-143	14 x 3	5/8	3.05	5/8	2.65	3.5	4.4	1 x 300	1250	420	365	150	350	5/8"	1/2"
HCA-144	14 x 4	5/8	3.67	5/8	3.19	3.5	5.8	1 x 300	1150	420	365	150	350	5/8"	1/2"
HCA-145	14 x 5	3/4	3.47	3/4	3.02	3.5	7.3	1 x 300	1050	420	365	175	350	3/4"	5/8"
HCA-163	16 x 3	7/8	5.07	7/8	4.41	3.5	6.1	1 x 350	2250	500	420	150	430	5/8"	1/2"
HCA-164A	16 x 4	1	5.80	1	5.04	3.5	8.1	1 x 350	2050	500	420	150	430	3/4"	5/8"
HCA-164B	16 x 4	1.25	6.77	1.25	5.89	3.5	8.5	1 x 400	2500	520	465	200	450	3/4"	5/8"
HCA-165	16 x 5	1.5	7.25	1.5	6.30	3.5	10.7	1 x 400	2250	520	465	200	450	3/4"	5/8"
HCA-185	18 x 5	1.75	8.98	1.75	7.81	3.5	13.3	1 x 400	2650	570	465	200	500	3/4"	5/8"
HCA-104D	10 x 4	7/8	5.51	7/8	4.79	3.5	6.4	2 x 250	960	610	285	150	540	5/8"	1/2"
HCA-114D	11 x 4	7/8	6.64	7/8	5.77	3.5	7.8	2 x 250	1120	670	290	150	600	5/8"	1/2"
HCA-124D	12 x 4	1.25	10.40	1.25	9.04	3.5	9.9	2 x 300	2100	770	365	150	700	3/4"	5/8"
HCA-100S	14 x 3	1.5	7.71	1.5	6.70	2.5	11.8	2 x 300	2160	770	365	150	700	5/8"	1/2"
HCA-150K	14 x 4	1.8	7.41	1.8	6.44	2.5	15.8	2 x 300	1900	770	365	150	700	3/4"	5/8"
HCA-200L	16 x 3	2	11.19	2	9.73	2.5	15.5	2 x 350	3600	870	420	150	800	5/8"	1/2"
HCA-200S	18 x 3	2.5	12.34	2.5	10.73	2.5	17.4	2 x 350	3900	870	470	200	800	5/8"	1/2"
HCA-300S	18 x 4	3	13.44	3	11.69	2.5	23.2	2 x 350	3500	870	470	200	800	3/4"	5/8"
HCA-400E	20 x 4	3.5	17.11	3.5	14.88	2.5	34.6	2 x 350	4400	1145	520	200	1075	1-1/8"	3/4"
HCA-400S	20 x 4	4	19.77	4	17.19	2.5	34.6	2 x 400	5300	1145	520	200	1075	1-1/8"	7/8"
HCA-500T	22 x 5	5	22.06	5	19.18	2.5	47.6	2 x 400	5200	1145	600	230	1075	1-3/8"	7/8"
HCA-500S	22 x 5	7.5	26.36	7.5	22.92	2.5	47.6	2 x 450	6500	1145	600	230	1075	1-3/8"	7/8"
HCA-600T	22 x 5	9	32.67	9	28.41	2.5	57.0	2 x 500	8200	1260	600	230	1190	1-3/8"	7/8"
HCA-285	28 x 5	10	40.84	10	35.51	2.5	67.0	2 x 500	10200	1260	742	230	1190	1-3/8"	7/8"
HCA-286	28 x 6	15	64.73	15	56.29	2.5	101.4	2 x 630	15000	1570	742	400	1500	1-3/8"	7/8"

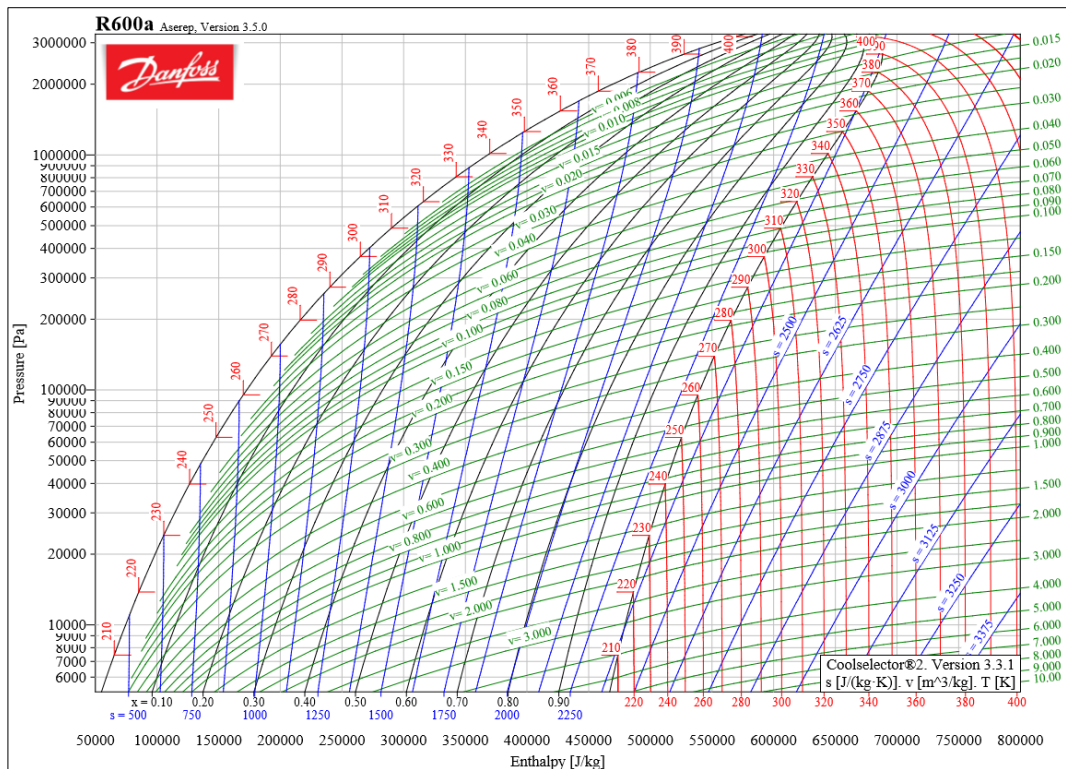
Fuente: [94]

Anexo 8. Tabla de especificaciones para evaporador HER 1202 1.43 4.5TD.

Model/ Model	Axial Fans/ Ventilador con motor axial							Electric Defrost/ Desescarche Eléctrico
	Diameter Diámetro (Φ mm)	Nº	Voltage/ Voltaje (V, 50Hz)	Power/ Potencia (W)	Current/ Intensidad (A)	Air Flow/ Volumen de Aire (m³/h)	Air Throw/ Tiro de Aire (m)	Total (W)
HER 1202 1.19 4.5TD	120	2	1~ 220	40	0.26	102	2.16	1 × 435
HER 1202 1.43 4.5TD	120	2	1~ 220	40	0.26	112	2.04	1 × 435
HER 1202 1.91 4.5TD	120	2	1~ 220	40	0.26	121	1.83	1 × 435
HER 1202 2.38 4.5TD	120	2	1~ 220	40	0.26	124	1.76	1 × 435
HER 1202 3.29 4.5TD	120	2	1~ 220	40	0.26	126	1.64	1 × 500
HER 1202 3.66 4.5TD	120	2	1~ 220	40	0.26	124	1.64	1 × 500
HER 1502 4.39 4.5TD	150	2	1~ 220	72	0.48	255	2.46	1 × 500
HER 1502 5.48 4.5TD	150	2	1~ 220	72	0.48	238	2.46	1 × 500
HER 1202 1.19 4.5BD	120	2	1~ 220	40	0.26	102	2.16	1 × 435
HER 1202 1.43 4.5BD	120	2	1~ 220	40	0.26	112	2.04	1 × 435
HER 1202 1.91 4.5BD	120	2	1~ 220	40	0.26	121	1.83	1 × 435
HER 1202 2.38 4.5BD	120	2	1~ 220	40	0.26	124	1.76	1 × 435
HER 1202 3.29 4.5BD	120	2	1~ 220	40	0.26	126	1.64	1 × 500
HER 1202 3.66 4.5BD	120	2	1~ 220	40	0.26	124	1.64	1 × 500
HER 1502 4.39 4.5BD	150	2	1~ 220	72	0.48	255	2.46	1 × 500
HER 1502 5.48 4.5BD	150	2	1~ 220	72	0.48	238	2.46	1 × 500

Fuente: [94]

Anexo 9. Diagrama de Mollier para refrigerante R600a.



Fuente: [95]

Anexo 10. Tabla de consumo eléctrico de diferentes sectores a nivel nacional.

Empresa	Industrial	Otros	Comercial	Residencial	Alumbrado Público	Promedio Total
CNEL-Guayaquil	46.187,51	8.315,97	1.227,17	210,60	18,84	548,19
CNEL-Sucumbíos	56.821,00	1.689,25	505,02	117,74	21,26	530,97
CNEL-Guayas Los Ríos	45.951,75	5.083,53	1.235,21	180,58	24,47	450,04
CNEL-Sta. Elena	48.860,40	5.170,01	965,97	134,58	27,12	398,87
CNEL-Milagro	140.631,50	3.576,48	696,85	130,27	22,14	383,52
CNEL-Manabí	23.862,53	4.459,83	978,16	152,05	30,19	350,48
CNEL-EI Oro	13.022,70	3.708,07	553,74	129,38	26,40	343,71
CNEL-Esmeraldas	14.030,31	2.764,94	621,25	137,28	23,22	290,73
CNEL-Los Ríos	11.481,07	2.349,08	713,06	122,65	31,51	255,02
CNEL-Sto. Domingo	34.672,70	1.914,26	550,29	109,24	19,34	232,66
CNEL-Bolívar	306,59	520,08	310,54	65,41	26,43	114,22
<b>Total CNEL EP</b>	<b>34.179,93</b>	<b>4.203,76</b>	<b>918,09</b>	<b>157,85</b>	<b>23,55</b>	<b>404,23</b>
E.E. Galápagos	209,55	1.413,89	832,42	171,03	12,58	341,32
E.E. Cotopaxi	5.729,82	1.203,11	347,70	82,78	16,09	300,78
E.E. Quito	5.946,86	1.666,75	554,43	139,73	18,00	294,45
E.E. Centro Sur	4.933,20	985,70	377,87	97,43	21,26	227,20
E.E. Ambato	1.720,91	1.133,62	333,47	96,75	23,08	201,07
E.E. Azogues	5.524,63	544,78	327,98	77,45	24,20	197,35
E.E. Norte	3.338,62	1.014,57	315,00	95,61	18,56	189,27
E.E. Riobamba	7.198,04	756,01	280,70	83,37	16,88	164,04
E.E. Sur	950,51	510,67	332,59	82,95	15,93	139,90
<b>Total Empresas Eléctricas</b>	<b>4.562,50</b>	<b>1.172,50</b>	<b>447,29</b>	<b>112,59</b>	<b>18,79</b>	<b>243,41</b>
<b>Total general</b>	<b>9.904,69</b>	<b>2.490,97</b>	<b>656,36</b>	<b>135,26</b>	<b>21,13</b>	<b>322,52</b>

Fuente: [88]