

**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 UN EQUIPO DE EVALUACIÓN DEL
PROCESO DE CONDENSACIÓN CON R600a Y ACEITE MISCIBLE
HASTA EL 5 % UTILIZANDO UNA BOMBA DE ENGRANAJES**

**AUTORES:
CAIZA REA ANTONIO JAVIER
RAZA PLACES CRISTHIAN ANDRÉS**

**TUTOR:
LUIS FERNANDO TOAPANTA RAMOS**

Quito, marzo del 2020

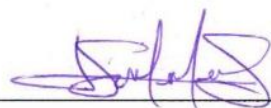
CESIÓN DE DERECHOS

Nosotros, Antonio Javier Caiza Rea con cédula de identidad N° 0401533070 y Cristhian Andrés Raza Places, con cédula de identidad N° 1724348279, manifestamos de manera voluntaria y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud que somos los autores del trabajo de titulación intitulado: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DE EVALUACIÓN DEL PROCESO DE CONDENSACIÓN CON R600A Y ACEITE MISCIBLE HASTA EL 5 % UTILIZANDO UNA BOMBA DE ENGRANAJES”, el mismo que fue desarrollado para optar por el título de Ingenieros Mecánicos, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo que determina 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.



Antonio Javier Caiza Rea
C.I. 0401533070



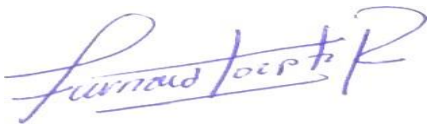
Cristhian Andrés Raza Places
C.I. 1724348279

Quito, marzo 2020.

DECLARATORIA DE COAUTORÍA

Yo, declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el Trabajo de Titulación, “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DE EVALUACIÓN DEL PROCESO DE CONDENSACIÓN CON R600A Y ACEITE MISCIBLE HASTA EL 5 % UTILIZANDO UNA BOMBA DE ENGRANAJES”, realizado por Crithian Andrés Raza Places y Antonio Javier Caiza Rea, 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

CI: 172111375-9

DEDICATORIA

El presente Trabajo de Titulación lo dedico, primeramente, a Dios por ser la principal guía en cada momento de este camino; a mis padres Patricio Raza, Mayra Places que con su apoyo incondicional, especialmente, en los momentos difíciles supieron encaminarme a lo largo de esta trayectoria cosechando cada día consejos con palabras de aliento ya que sin ellos no hubiera podido culminar esta carrera; a mi hermano Mauricio Raza que siempre estuvo apoyándome en los días de dificultad; y, en general a mi familia más cercana como mi abuelita Patricia Cástula que ha sido una gran persona a lo largo de mi vida; también a mis tías, tíos que supieron darme ese gran consejo de seguir una carrera y a Nicole P. por su incondicional apoyo en este último proceso.

A cada una de las personas que están a mi lado les doy las gracias...

Cristhian

Dedico este proyecto a mis padres, María Rea y Manuel Caiza, quienes me han apoyado en este largo camino, donde existió momentos difíciles, momentos alegres en los cuales gracias a sus consejos pude tomar las mejores decisiones posibles, permitiéndome así llegar a cumplir una de mis metas. A mi familia, en general, quienes, con sus palabras de apoyo, su confianza al darme ánimos y creer en mí, me generaron más confianza y ánimos para llegar a cumplir el objetivo trazado... tiempo atrás.

Antonio

AGRADECIMIENTO

En primer lugar, quiero agradecer a mis padres y hermano por la gran confianza que me supieron depositar a lo largo de toda la carrera... Gracias a toda mi familia porque de diferentes formas me supieron alentar, en cada momento, con palabras de aliento. Quiero agradecer a la Universidad Politécnica Salesiana por su ética y vocación de educadores a través de los docentes quienes supieron impartir generosos conocimientos; de manera especial a nuestro tutor, Ingeniero Fernando Toapanta MSc., quien con su conocimiento y su tiempo nos ayudó con la investigación del proyecto de titulación.

Cristhian

Agradezco a Dios, por permitirme tener unos padres quienes confiaron en mí al darme la educación y apoyarme para cumplir mis sueños, objetivos. Las palabras de aliento que me supieron dar fueron un gran apoyo para continuar en este largo camino. Agradezco a mi Universidad por permitirme ser parte de sus estudiantes, más aún, por permitirme seguir la carrera que desde pequeño soñé; de igual manera quiero agradecer a mi tutor Ingeniero Fernando Toapanta, MSc., quien nos apoyó desde un principio brindándonos sus conocimientos, consejos y permitiéndonos ser nuestro tutor.

Antonio

ÍNDICE GENERAL

CESIÓN DE DERECHOS	¡Error! Marcador no definido.
DECLARATORIA DE COAUTORÍA.....	ii
DEDICATORIA	iii
AGRADECIMIENTO	iv
ÍNDICE GENERAL.....	v
ÍNDICE DE FIGURAS.....	ix
ÍNDICE DE TABLAS	x
RESUMEN.....	xi
ABSTRACT.....	xii
INTRODUCCIÓN	xiii
CAPÍTULO 1	
ESTADO DEL ARTE Y ASPECTOS TEÓRICOS	1
1.1 Estado del arte	1
1.2 Aspectos teóricos de la investigación.....	3
1.2.1 Ciclo de refrigeración.....	3
1.2.2 Refrigerante.....	5
1.2.3 Bombas de engranajes.....	7
1.2.4 Ventiladores	8
1.2.5 Intercambiadores de calor	9
1.2.6 Intercambiador de calor por aire	10
1.2.7 Condensadores	10
1.2.8 Evaporadores.....	11
1.2.9 Transferencia de calor	12
1.2.10 Aceites lubricantes	13
1.3 Conclusiones del capítulo.....	15
CAPÍTULO II	
DISEÑO DEL EQUIPO DE EVALUACIÓN DEL PROCESO DE CONDENSACIÓN DEL REFRIGERANTE R600a CON BOMBA DE ENGRANAJE Y ACEITE MISCIBLE PAO	16

2.1	Concentración de la masa de entrada	16
2.1.1	Cantidad de aceite en mezcla de acuerdo con el porcentaje	16
2.1.2	Flujo másico	17
2.1.3	Flujo másico de mezcla de refrigerante aceite	17
2.1.4	Velocidad de fluido	17
2.1.5	Densidad de mezcla.....	18
2.1.6	Flujo volumétrico	18
2.1.7	Viscosidad dinámica	19
2.1.8	Viscosidad cinemática.....	19
2.1.9	Temperatura de condensación.....	19
2.1.10	Potencia térmica de condensación	20
2.1.11	Potencia de condensación aprovechable para potencia térmica.....	20
2.2	Potencia requerida de la bomba.....	20
2.2.1	Rendimiento (η) en función del caudal	21
2.2.2	Cálculo de pérdida de carga (Darcy-Weisbach).....	21
2.3	Selección de Bomba de engranes	22
2.3.1	COP de refrigeración.....	22
2.3.2	Calor específico de la mezcla.....	22
2.3.3	Balance de energía	23
2.4	Ecuación general para determinar el número de Reynolds	24
2.4.1	Número de Prandtl	24
2.4.2	Número de Nusselt	25
2.4.3	Diferencia de temperatura media logarítmica (DTML)	25
2.4.4	Resistencia térmica.....	26
2.4.5	Coefficiente de transferencia de calor global (U).....	27
2.4.6	Variación de coeficiente de transferencia de calor por condensación .	27

2.4.7	Coeficiente de transferencia de calor por condensación mezcla refrigerante y aceite	28
2.5	Conclusiones del capítulo.....	28
CAPÍTULO III		
ANÁLISIS DEL DISEÑO DE UN EQUIPO DE EVALUACIÓN DEL PROCESO DE CONDENSACIÓN CON R600a Y ACEITE MISCIBLE HASTA EL 5 % UTILIZANDO UNA BOMBA DE ENGRANES		
		30
3.1	Valor del flujo másico	30
3.2	Valor del flujo volumétrico	31
3.2.1	Valor de la velocidad del fluido	31
3.2.2	Valor de la viscosidad cinemática.....	32
3.2.3	Valor del número de Reynolds.....	32
3.3	Trasferencia de calor en estado mixto	32
3.3.1	Cálculo de la densidad en el proceso de mezcla	34
3.3.2	Cálculo de la viscosidad dinámica	35
3.3.3	Cálculo de coeficientes de transferencia de calor por condensación ...	37
3.4	Conclusiones del capítulo.....	38
CAPÍTULO IV		
ANÁLISIS DEL EQUIPO DE EVALUACIÓN DEL PROCESO DE CONDENSACIÓN DEL REFRIGERANTE R600a Y ACEITE MISCIBLE PAO CON RESPECTO A LA PARTE MATEMÁTICA		
		39
4.1	Análisis comparativo del equipo de evaluación	39
4.2	Funcionamiento del equipo	39
4.2.1	Análisis de las gráficas P-h a diferentes concentraciones.....	40
4.3	Análisis de costos del equipo	45
4.3.1	Costos directos	45
4.3.2	Materiales y equipos	46
4.3.3	Accesorios eléctricos y control	47
4.3.4	Diseño e ingeniería.....	47

4.3.5	Mano de obra.....	47
4.3.6	Total, costos directos.....	48
4.3.7	Costos indirectos	48
4.3.8	Materiales	48
4.3.9	Imprevistos	49
4.3.10	Total, de costos indirectos.....	49
4.3.11	Costo total del proyecto	49
4.4	Conclusiones del capítulo.....	50
BIBLIOGRAFÍA		53
ANEXOS		

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Diagrama de ciclo P-V	4
Figura 2. Elementos principales de una instalación frigorífica por compresión de vapor	4
Figura 3. Bomba de engranes	7
Figura 4. Intercambiador de calor de flujo cruzado.	10
Figura 5. Curva de característica de bomba de engranes	21
Figura 6. Calidad de vapor vs concentración de la masa de entrada.....	33
Figura 7. Calidad vs la densidad de la mezcla.	35
Figura 8. Calidad vs la viscosidad de la mezcla.....	36
Figura 9. Coeficiente de transferencia de calor vs la calidad de vapor.....	38
Figura 10. Análisis del R600a en estado puro.	40
Figura 11. Análisis termodinámico de la concentración al 1 % de aceite PAO.....	42
Figura 12. Análisis termodinámico de la concentración al 2 % de aceite PAO.....	43
Figura 13. Análisis termodinámico de la concentración al 3 % de aceite PAO.....	44
Figura 14. Análisis termodinámico de la concentración al 4 % de aceite PAO.....	44
Figura 15. Análisis termodinámico de la concentración al 5 % de aceite PAO.....	45

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Clasificación de refrigerantes de acuerdo al grado de inflamabilidad o explosividad	5
Tabla 2. Comparación de datos entre refrigerantes	6
Tabla 3. Información de aceites PAO.	14
Tabla 4. Comparativa de aceites refrigerantes	15
Tabla 5. Resultados de la concentración de masa local.	33
Tabla 6. Resultados de la densidad de la mezcla.	34
Tabla 7. Resultados de la viscosidad de la mezcla.....	36
Tabla 8. Resultados de la transferencia de calor en la mezcla.	37
Tabla 9. Tabla de costos de materiales y equipos.	46
Tabla 10. Costos accesorios eléctricos.....	47
Tabla 11. Costo de diseño e ingeniería	47
Tabla 12. Costo por mano de obra.	48
Tabla 13. Total, costos directos.	48
Tabla 14. Costos indirectos.	49
Tabla 15. Costo de imprevistos.....	49
Tabla 16. Total, de costos indirectos.....	49
Tabla 17. Costo total del proyecto.	50

RESUMEN

El sistema se enfocó tanto en el diseño como la construcción de un equipo de evaluación del proceso de condensación con R600a y aceite miscible hasta el 5 % utilizando una bomba de engranajes, en la presente investigación se va a utilizar procesos sistemáticos, aplicados al estudio del problema, los cuales ayudarán a obtener la información deseada, se adquiere el método cualitativo para la realización de la investigación, el mismo que trata de investigar los componentes adecuados que se requieran para la correcta construcción de la máquina, establecer el comportamiento termodinámico del refrigerante a través del condensador y determinar las características deseadas para el mejoramiento del ciclo de refrigeración.

Utilizando este tipo de refrigerante como alternativa del refrigerante R134a, el estudio termodinámico se encuentra fundamentado en el ciclo de refrigeración que está conformado por una bomba de engranes, dos evaporadores en serie de tipo tubo aleteado con una capacidad de rendimiento de 589 W y un condensador de mismas características, conectado por tubería de tipo k de dimensiones de 3/8 plg y 1/4 plg que hay en el mercado ecuatoriano. El principal funcionamiento del equipo es cargar al sistema refrigerante R600a en estado de líquido a la entrada de la bomba de engranes en donde llegará al evaporador cambiando a estado de sobrecalentado e ingresando a los dos condensadores en serie que garantizará que a la entrada de la bomba llegue en estado líquido para evitar posibles daños y adicionando aceite PAO proporcionalmente hasta llegar a un valor del 5%, obteniendo presiones de 60 psi y temperaturas de condensación de 28 °C.

En el equipo notamos cambios de viscosidades al aumentar el aceite PAO al refrigerante R600a por lo que se debe considerar para que el trabajo de la bomba de engranes no afecte al sistema.

Palabras claves: aceite miscible PAO, bomba de engranes, condensador, evaporador, refrigerante R600a.

ABSTRACT

The system was focused on the design and construction of an evaluation equipment for a condensation process with R600 and miscible oil up to 5% will using a gear pump. In this research, we will be using systematic processes, which are applied over the study of the, which will help to obtain the desired information. The qualitative method for carrying out the research is acquired, the same one that tries to investigate the appropriate components that are required for the correct construction of the machine. The thermodynamic behavior of the refrigerant through the condenser is established and the characteristics required for the improvement of the cooling cycle must be determined.

This refrigerant will be used as an alternative to the Refrigerant R134a. The thermodynamic study has been based on the cooling cycle consisting of a gear pump, two series evaporators type alloyed tube with a performance capacity of 589 W and a condenser with the same characteristics, connected by k-type pipes with dimensions of 3/8 inches and 1/4 inches in the Ecuadorian market. The main function of the equipment is to charge the R600a refrigerant system in the liquid state at the entrance of the gear pump which is where it will reach the evaporator by changing to the superheated state and entering the two capacitors, which will ensure its arrival in liquid state to avoid damage.

Changes in viscosities have been noticed in the equipment when increasing PAO oil to R600a refrigerant that should be considered so that the work of the gear pump does not affect the system.

Keywords: PAO miscible oil, gear pump, Condenser, evaporator, R600a refrigerant.

INTRODUCCIÓN

El presente estudio comienza a través de un plan de trabajo y un análisis planificado con anterioridad, con la finalidad de tener información de relevancia para diseñar y construir un equipo de evaluación del proceso de condensación con R600a y aceite miscible hasta el 5% utilizando una bomba de engranajes, todos los datos se obtuvieron de libros y artículos relacionados con el tema.

El estudio termodinámico del sistema de refrigeración con refrigerante R600a con aceite miscible PAO para el análisis del comportamiento de la mezcla de tales fluidos.

El estudio se forma por diferentes capítulos, el capítulo uno se encuentra desarrollado por el estudio del arte, el cual está enfocado en el tipo de refrigerante que utiliza el equipo, así como los sistemas de refrigeración y características de la bomba de engranes.

En el capítulo dos se encuentra principalmente dirigido en la recopilación de todas las ecuaciones necesarias para un respectivo cálculo de los componentes, que son necesarios para la construcción del sistema de refrigeración, estas ecuaciones se obtuvieron en libros y artículos de estudios anteriormente hechos.

En el capítulo tres se toman en consideración las ecuaciones obtenidas con anterioridad para el respectivo análisis térmico, así como se utilizan los datos tabulados por el programa EES "*Engineering Equation Solver*" para hacer que la compra de los equipos sean los correctos.

En el capítulo cuatro está encaminado en los resultados del equipo de refrigeración, así como el respectivo análisis de precio reales con respecto al mercado nacional y que se factible la construcción.

Basándose en la implementación de una bomba de engranajes como principal elemento en la elaboración del equipo se considera como uno de los principales problemas al realizar el estudio del refrigerante R600a, ya que el refrigerante R600a no puede ser transportado por medio de bombas de engranajes que sean específicamente para refrigerante R134a por las diferentes propiedades que existen

entre los dos elementos.

Otro inconveniente se identificó en la selección del aceite adecuado el cual debe llegar a ser miscible con las propiedades del refrigerante a ser utilizado, del cual dependerá el rendimiento adecuado del refrigerante y de la bomba de engranajes.

Desconocimiento de los datos exactos producidos en el proceso de condensación como el porcentaje existente de vapor-líquido, presiones, temperaturas en etc.

Teniendo en cuenta las políticas actuales respecto al medio ambiente la implementación de otro refrigerante menos contaminante es indispensable, lo cual en la actualidad se ha comenzado con la implementación del refrigerante R600a (isobutano), considerado como uno de los menos agresivos al medio ambiente de la familia HFC y por sus componentes siendo el principal candidato para reemplazar al refrigerante R134a.

Finalmente se pregunta lo siguiente: ¿La selección del aceite miscible del 5 % y de la bomba de engranajes serán los adecuados para transportar el refrigerante R600a, y la regulación de del proceso de condensación por medio del equipo de evaluación podrá mejorar el rendimiento del refrigerante.

El objetivo general es diseñar y construir un equipo de evaluación del proceso de condensación con R600a y aceite miscible hasta el 5% utilizando una bomba de engranajes.

Los objetivos específicos son:

- Conocer los equipos actuales de refrigeración y su eficiencia, para la evaluación de la eficacia en la utilización del refrigerante R600a.
- Diseñar un equipo de valoración del proceso de condensación con R600a y aceite miscible hasta el 5 % en fracción volumétrica utilizando una bomba de engranajes.

- Analizar las propiedades térmicas de transporte del refrigerante R600a en el condensador, para la implementación equipos no convencionales de refrigeración.

CAPÍTULO I

ESTADO DEL ARTE Y ASPECTOS TEÓRICOS

El objetivo principal del primer capítulo es dar a conocer la evolución, antecedentes, principal funcionamiento y aspectos teóricos sobre el proceso de condensación mediante una bomba de engranajes, así como sus distintos componentes.

Este capítulo se basará en conocer los procesos de cambio en la fase del refrigerante R600a y su principal funcionamiento utilizado en un equipo de evaluación.

1.1 Estado del arte

En los procesos de refrigeración se considera que hay aproximadamente 3 billones de equipos, el tipo más común de sistema es basado en la compresión de vapor o ciclo Rankine que incluye un compresor, condensador, válvula de expansión y un evaporador [1],[2]. Cortez et al. [3] mencionan que, es importante con la continuación de los estudios de refrigeración, tomando en cuenta el ciclo de encendido y apagado del compresor. El compresor eleva la presión para que el refrigerante pueda condensarse por un disipador de calor en el condensador [4]. Efstratiadi et al. [5] subrayan que, el uso de condensador enfriado por agua puede llevar una reducción de un 20 % en el consumo de energía en el sistema.

Una bomba de calor puede trabajar simultáneamente energía de refrigeración y de calefacción [6]. Tidiane et al. [7] en su estudio de HPS1, una baja eficiencia energética no se congela con calor de CO₂ debido al bajo rendimiento en el enfriamiento.

La refrigeración por eyectores de vapor se puede obtener usando el sistema de refrigeración combinado de compresor-eyector como sistema de refrigeración óptimo para aplicaciones de calor a bajas temperaturas [8].

Bai et al. [9] mencionan que, los resultados de R600 se proponen debido al bajo *global warming potentials* (GWP), alto coeficiente de rendimiento (COP) y pequeño tamaño de compresor. Sin embargo, debido a la preocupación por el medio ambiente se busca el uso de refrigerantes respetuosos para el medio ambiente como refrigerante R600a que tiene cero potencial de agotamiento de ozono y un potencial de calentamiento

global bastante bajo ($ODP = 0$, $GWP < 20$) que se considera uno de los refrigerantes más apropiados [10]. La condensación homogénea del refrigerante R600a es la transición de fase vapor a líquido en ausencia de partículas extremas [11].

El problema esencial en la operación de los compresores de refrigeración es el cambio en la lubricidad de los aceites en la mezcla con un refrigerante [12]. Baqeri et al. [13] en su estudio investigan experimentalmente el efecto de nanopartículas de CuO en el proceso de ebullición con R600a en el cual concluyeron que la transferencia de calor mejora al agregar nanopartículas de CuO hasta una fracción de masa de 2 %, la medición se realizó con respecto a la mezcla de aceite (1 % de aceite de masa) y refrigerante.

El diseño de sistemas de refrigeración se producen fallas repentinas o con el uso empeoran, lo que provoca ineficiencia de energía el cual provoca altos costos de precio de servicio [14]. Bogdanovská et al. [15] mencionan que, al analizar los defectos de unidad de condensación para refrigerantes (R134a y R404A) un 30 % de las reclamaciones son relación con las válvulas de condensación.

Bomba de engranajes son dispositivos que se pueden utilizar con grandes rangos de viscosidades de líquidos debido a la baja velocidad de operación, este tipo de bombas por cada revolución los engranes se mantienen unidos por un tiempo considerado y el espacio entre dientes se llena de líquido ocasionando que no exista cavidades [16].

Ahmet y Ozden. [17] mencionan que, la bomba de engranaje se utilizó en lugar de compresor herméticamente cerrado para poder circular el refrigerante dentro sistema. Debido a la creciente conciencia de la protección del medio ambiente, los clorofluorocarbonos (CFC), el hidroclofluorocarbonos (HCFC) y los hidrofluorocarbonos (HFC) están prohibidos o restringidos para su uso debido al agotamiento del ozono y el calentamiento global. Buscar alternativas amigables con el medio ambiente ha sido un tema candente recientemente [18]. Babak Ghorbani et al. [19] mencionan que en su estudio se demostró que la adición de nano partículas dará como resultado en aumento promedio de 4.1 %, 8.11 % y 13.7 % en el coeficiente de transferencia de calor de condensación con respecto a la mezcla de aceite R600a.

M.A. Akhavan-Behabadi et al. [20] en el estudio experimental de las características de transferencia de calor de R600a / POE / Cuo nano-refrigerante flujo condensado, tienen tanto como la entrada y salida una presión de 10 kPa y esta calibrada por la fábrica para un máximo de 150 kPa.

Haiying Wang et al. [21] mencionan en su estudio de refrigeración de distrito con bomba de chorro múltiple que al utilizar una bomba de circulación puede ahorrar hasta un 10-30 % el consumo de electricidad.

1.2 Aspectos teóricos de la investigación

1.2.1 Ciclo de refrigeración

La refrigeración es una de las principales aplicaciones de la termodinámica, es la refrigeración, que consiste en la transferencia de calor de una región de temperatura inferior hacia una temperatura mayor, los dispositivos que refrigeran operan en ciclos que se denominan ciclos de refrigeración por compresión de vapor en donde el refrigerante se evaporará y condensará alternamente para luego comprimirse en la fase de vapor [22].

El ciclo de refrigeración, si la transformación se produce de modo reversible, es el ciclo de Carnot. Las operaciones relativas a este ciclo pueden esquematizarse de la siguiente manera, como se observa en la Figura 1:

- Expansión adiabática con enfriamiento del fluido.
- Absorción de calor a baja temperatura, isotérmica.
- Compresión adiabática con calentamiento del fluido.
- Cesión del calor a alta temperatura, isotérmica [23].

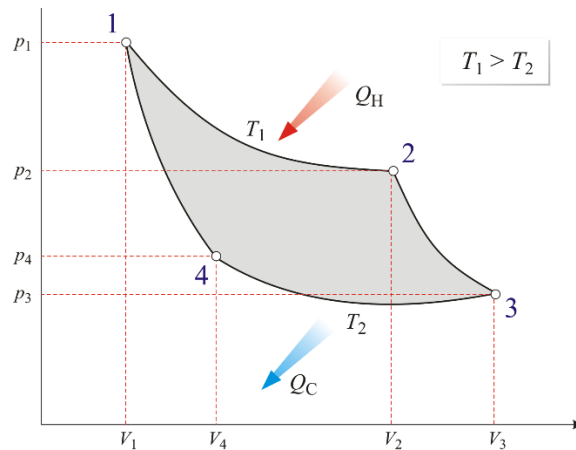


Figura 1. Diagrama de ciclo P-V [24]

Estos cuatro elementos son los siguientes: el compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador. Estos elementos se pueden ver representados en la Figura 2 [25].

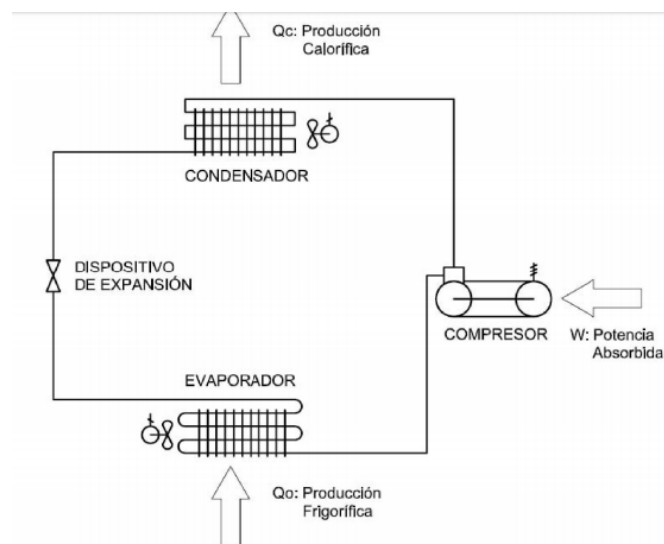


Figura 2. Elementos principales de una instalación frigorífica por compresión de vapor [25]

El evaporador es una parte funcional del sistema de refrigeración en donde el refrigerante se vaporiza, ingresa en estado líquido en el evaporador de baja presión y en consecuencia también a baja temperatura. El medio al cual se encuentra rodeado es a una temperatura superior y existe una cesión de calor que proviene del ambiente, la cual absorbe el fluido refrigerante para poder llevar su estado de líquido a vapor [26].

Los compresores aportan energía a los fluidos comprensibles sobre los que operan. Esto se realiza mediante el intercambio de energía entre la máquina y el fluido en la

que el trabajo ejercido por el compresor se trasfiere a la sustancia que pasa por el mismo convirtiéndose en energía de flujo, y así que aumente su presión y energía cinética impulsándola al fluir, al igual que las bombas, los compresores también desplazan fluidos [27] [28].

La condensación es una técnica de separación en la cual uno o más de los componentes volátiles de una mezcla de vapor son separados de los vapores restantes por medio de la saturación, seguida por un cambio de fase [29].

La válvula de expansión es la que regula la inyección del líquido refrigerante hacia el evaporador, la inyección se controla en función del recalentamiento a la que se encuentre el refrigerante [30].

1.2.2 Refrigerante

El ciclo de un equipo frigorífico, el cual se complementa con el empleo de líquidos, llamados refrigerantes y más comúnmente gases, cuyos puntos de ebullición sean bien bajos. Debido a su punto de ebullición tan bajos, estos refrigerantes son extremadamente volátiles y, por consiguiente, aunque se conserven en un depósito hermético el calor extraído de la atmósfera sería suficiente para causar ebullición [31].

Los refrigerantes van a variar en cuanto su facultad para arder o soportar combustión, en Estados Unidos la organización *National Refrigeration Safety Code* (NRSC), clasifica los refrigerantes en tres grupos de acuerdo al grado de inflamabilidad o explosividad como se muestra en la Tabla 1 [32].

Tabla 1. Clasificación de refrigerantes de acuerdo al grado de inflamabilidad o explosividad [32]

Grupo	Refrigerantes
Grupo 1: Pueden utilizarse en cantidades mayores en cualquier instalación	R-11, R-12, R-22, R-500, R-502, R503, R-744
Grupo 2: Pueden ser ligeramente inflamables, independiente que sea o no toxico	R-717, R-40, R-746
Grupo 3: Los refrigerantes de este grupo forman mezclas combustibles, cuando se combinan con el aire.	R-170, R-290, R-600

Las propiedades ideales para un refrigerante se pueden enumerar de la siguiente manera:

- Alto calor latente de vaporización.
- Densidad del gas de alta succión.
- Presiones positivas, no excesivas en condiciones de evaporización y condensación.
- Químicamente estable.
- No toxico, no inflamable y no corrosivo.
- Amigable con el ambiente [33].

El Refrigerante R-600a puede sustituir a otros refrigerantes que causan gran impacto ambiental ya que se caracteriza por tener un potencial de destrucción de ozono ODP de cero y un potencial global de calentamiento GWP insignificante. Se puede considerar un refrigerante natural. En la Tabla 2 se comparan datos entre refrigerantes [34]:

Tabla 2. Comparación de datos entre refrigerantes [34] [35]

Refrigerante	R-600a	R-134a	R12
Nombre	Isobutano	1,1,1,1-Tetra-Fluoroetano	Dicloro-Fluorometano
Formula	$(CH_3)_3CH$	CF_3-CH_2F	CF_2Cl_2
Temperatura critica en °C	135	101	112
Peso molecular en kg/kmol	58.1	102	120.9
Punto normal de ebullición en °C	-11.6	-26.5	-29.8
Presión a -25°C en bar (absoluto)	0.58	1.07	1.24
Entalpia de vaporización a -25°C en kJ/kg	376	216	163
GWP	0	1300	8100
ODP	0	0	1.0

1.2.3 Bombas de engranajes

La bomba que se instala para utilizar en la hidráulica de calefacción o refrigeración tiene la función de circular desde el equipo generador hasta el terminal de uso por lo que la bomba debe generar un caudal, cuya presión sea suficiente para vencer las resistencias a lo largo del circuito de distribución [36].

La bomba de engranajes se encuentra compuesto por dos ruedas, una de ella con dentado exterior que es la motriz y la otra con dentado interior la que va a girar aspirando el fluido desde la entrada y expulsándola por el de salida de la bomba, el principio de funcionamiento es que en la succión del fluido la cámara entra por las dos ruedas aumentando el volumen hasta en punto máximo en este punto el fluido es impulsado al reducirse este volumen debido a la excentricidad de la ruedas [37].



Figura 3. Bomba de engranes [37]

1.2.3.1 Ventajas y desventajas

Se deben tomar en cuenta las ventajas y desventajas de la bomba para su correcta aplicación.

a. Ventajas:

- Solo dos piezas se mueven.
- Descarga continua.
- Opera en cualquier dirección.
- Descarga continua sin importar la presión.
- Ideal para líquidos de alta viscosidad.
- Requiere de bajo NPSH.
- Bajo costo en mantenimiento[16].

b. Desventajas:

- Requiere de velocidades moderadas.
- Limitadas a presiones medias.
- Sobrecarga en el cojinete de la flecha.
- Cojinete en contacto con el líquido bombeado[16].

1.2.3.2 Factores que afectan el rendimiento de la bomba

Para la selección de bombas se deben tomar en cuenta factores que afecten en rendimiento de la bomba:

- La viscosidad afecta el rendimiento ya que requiere más tiempo para llenar las cavidades de la bomba.
- La volatilidad al momento del incremento de la presión del vapor produce disminución en la disponibilidad del NPSH.
- La corrosión interactúa químicamente con los materiales y dañan dicho material.
- La abrasión, así como la corrosión, los líquidos abrasivos deterioran a las bombas [16].

1.2.4 Ventiladores

Los ventiladores son equipos que, se utilizan para generar el movimiento del aire en el área industrial. El funcionamiento se encuentra basado en la transferencia de la energía mecánica al aire por medio de un rotor que gira a altas velocidades y hace que aumente la energía cinética del fluido, transformando parcialmente a presión estática. Se encuentran divididos en dos grupos: ventiladores centrífugos y ventiladores axiales [38].

En los ventiladores axiales los caudales que ingresan y sale de la hélice con trayectorias a lo largo de superficies cilíndricas coaxiales al ventilador. Las hélices de los ventiladores axiales pueden ser de dos tipos: hélice axial de perfil delgado y hélice axial de perfil sustentador [39].

Los ventiladores axiales son de diseño aerodinámico, en el cual los coeficientes de presión oscilan entre (0.05 - 0.6) en algunos diseños llegan a 1. Estos ventiladores consisten principalmente en una hélice encerrada.

El aumento de álabes-guía en la parte posterior del rotor, transforma al ventilador tubo-axial en ventilador axial con aletas guías. Pueden llegar a operar a grandes rangos de volúmenes de aire, con presiones estáticas de baja a media y puede desarrollar elevadas presiones estáticas que un ventilador tubo-axial y tener mejor eficiencia.

La conversión de componentes rotativos puede llegar alcanzar presiones estática más alta que las de tipo hélice de aspas rectas, tiene facilidad de montaje y el flujo de aire en línea recta es ideal para diferentes usos por encima de 75 a 100 mm de presión estática, sin embargo, no son muy utilizados para el servicio de ventilación [40].

1.2.5 Intercambiadores de calor

En sistemas ya sean mecánicos, nucleares, químicos u otros, sucede que el calor debe trasladarse de un lugar a otro, o de un fluido a otro. Existen dispositivos como los intercambiadores de calor que permiten realizar dicho trabajo, el conocimiento básico de cada componente es necesario para entender el funcionamiento y como opera de manera adecuada un intercambiador de calor. [41].

Principales razones para la utilización de intercambiadores de calor:

- Enfriador en la cual una corriente de proceso intercambia calor sin que ocurra cambio de fase.
- Refrigerador unidad que usa sustancia refrigerante para enfriar un fluido, hasta una temperatura menor que la obtenida.
- Condensador unidad en la cual los vapores de proceso se convierten total o parcialmente en líquidos.
- Evaporador son intercambiadores para aumentar la concentración de las soluciones acuosas.
- Vaporizador se refiere normalmente a aquellas unidades que manejan líquidos diferentes al agua [42].

En el flujo cruzado uno de los fluidos se traslada de manera perpendicular al otro fluido, en el cual se moverán los fluidos de tal manera que formarán un ángulo de 90°. Estos son comúnmente utilizados para hacer que uno de los fluidos presente cambio de fase, por lo que tiene un fluido dirigiéndose por el intercambiador en dos fases bifásicos [41].

El arreglo de flujo cruzado puede ser muy compacto y admite con facilidad el uso de superficies extendidas. En consecuencia, generalmente siempre que uno de los fluidos es gas, se utiliza el arreglo de flujo cruzado, en la Figura 6, muestra como en el intercambiador de calor de flujo cruzado uno de los fluidos fluye de manera perpendicular al otro fluido [43] [44].

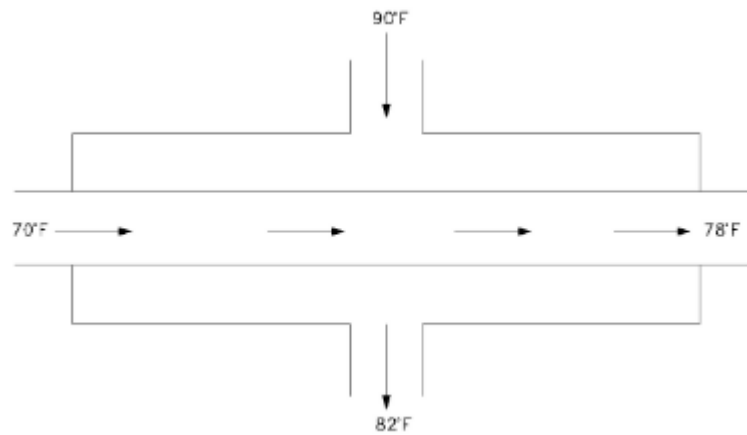


Figura 4. Intercambiador de calor de flujo cruzado[41]

1.2.6 Intercambiador de calor por aire

Los intercambiadores enfriados por aire fueron los primeros condensadores, el costo es mayor a los intercambiadores de calor que utilizan agua por dos razones: primero la conductividad térmica del aire es menor que la del agua, lo que se traduce a una resistencia térmica mayor, segundo, que las temperaturas de diseño de entrada del aire son mayores que las de diseño de agua [42].

1.2.7 Condensadores

La función del condensador es mezclar los vapores, a alta presión. Este funcionamiento se realiza poniendo en contacto el vapor con el fluido más frío, aire o agua. La condensación ha de ser capaz de tomar del gas refrigerante, todo el calor que contiene que es igual a la suma del calor absorbido del evaporador y correspondiente al trabajo mecánico de la compresión.

La sesión de calor se constituye de tres fases:

- a. El enfriamiento de temperaturas de vapor sobrecalentado hasta la de condensación, esta es una de las fases más rápidas debido a la diferencia de temperaturas que tiene y se realiza en la primera cuarta parte del condensador.
- b. Trasmisión del calor latente de condensación a temperatura contante, esta fase de cesión es demasiado lenta y necesita se da en las dos cuartas partes del condensador, para que la cesión se realice en indispensable un salto de temperatura significativo, entre el fluido y la condensación.
- c. Enfriamiento del líquido desde su temperatura de condensación hasta la temperatura deseada (líquido sub-enfriado), este proceso se realiza en la última cuarta parte del condensador, el enfriamiento que se consigue es función del salto de temperatura entre en refrigerante y el medio de condensación [45].

Los fabricantes buscan un régimen de funcionamiento lo más económico posible e intentando que exista la mejor trasmisión de calor posible por lo que es necesario que el condensador cumpla unas condiciones:

- Gran admisión de gas.
- Pronta expulsión del líquido al depósito, sin que permanecía prolongada en la tubería.
- Sentido diferente en el fluido del agua o aire en el condensador.
- Elevada velocidad del fluido de enfriamiento [45].

1.2.8 Evaporadores

El evaporador es el órgano productor de frio, la misión que absorber el calor del recinto a refrigerar y trasmitir este calor al fluido refrigerante. En el evaporador es donde el refrigerante entra en ebullición tras el paso por la válvula de regulación. El evaporador es el que causa más problemas debido a:

- Dificultad en la selección del tipo necesario para cada instalación.
- Determinación en la colocación de instalaciones pequeñas.

- La transformación del coeficiente de transmisión como consecuencia de la formación de hielo en tubos y aletas.
- Reducción de rendimiento debido a la existencia de aceite procedente del compresor [45].

Para la obtención de un buen rendimiento del evaporador se debe tomar en consideración varias condiciones, como:

- Presentar el mayor contacto posible en el fluido refrigerante.
- El refrigerante debe circular por el evaporador con pequeñas pérdidas de cargas.
- Una separación completa del aceite y demás impurezas arrastradas por el fluido.
- Construcción sencilla y económica.
- Evaporadores secos [45].

1.2.9 Transferencia de calor

La Transferencia de calor es la energía en tránsito debido a una diferencia de temperaturas en un cuerpo o entre cuerpos diferentes. Siempre que exista una diferencia de temperatura, la energía se transfiere de la región de mayor temperatura a la de menor temperatura. De acuerdo con los conceptos de la termodinámica, la energía que se transfiere como resultado de una diferencia de temperatura es el calor, complementa los principios termodinámicos, proporcionando métodos de análisis que permitan predecir esta velocidad de transferencia térmica [46].

1.2.9.1 Conducción

La transferencia de calor producida por la conducción es un método de difusión, en donde la energía térmica es transferida de un punto caliente (usualmente sólido) a su punto frío por medio de un intercambio de energía intermolecular. El calor fluye mediante un sólido por un proceso que se conoce como difusión térmica, o simplemente conducción. De esta forma, el calor se transfiere a través de un mecanismo submicroscópico complejo en la cual los átomos interactúan por choques elásticos e inelásticos para difundir la energía en sectores de mayor temperatura a sectores de menor temperatura [47].

1.2.9.2 Convección

Consiste en el mecanismo de transferencia de calor mediante un fluido, en existencia de un movimiento intensivo de éste. La convección se cataloga como convección natural (o libre) y forzada, dependiendo del método como se comience el movimiento del fluido. En la convección forzada se fuerza a que el fluido se transporte sobre una superficie o tubo por parte externa, tales como en una bomba o ventilador. En la convección natural, cualquier movimiento del fluido es consecuencia de medios naturales, como el método de flotación, el cual se expresa como el ascenso del fluido caliente y la caída del fluido frío [48].

1.2.9.3 Radiación

Cengel et al. [48] subrayan que la radiación es emitida por cada punto en una superficie plana, en diferente dirección hacia el hemisferio que se encuentre por encima de ella.

1.2.10 Aceites lubricantes

En los equipos de climatización, el aceite realiza un papel principal, a la hora de cambiar el compresor como a la hora de colocar la instalación durante el servicio de climatización, para una marcha segura y duradera es importante el uso de aceites de alta calidad, si se utiliza un aceite de poca calidad provocara un mayor desgaste en el equipo [49].

1.2.10.1 Aceite PAO

Los aceites PAO (polialfaolefina), son de tipo sintético para la compresión de aire y de máxima calidad, estos lubricantes tienen excelente estabilidad térmica y estabilidad a la oxidación, elevado índice de viscosidad, alto punto de inflamación, mínimo punto de escurrimiento y gran estabilidad hidrolítica.

Los grados ISO 32, 46 y 68 son los más empleados para compresores de aire rotativos mientras que para los compresores de aire alternativos se prefieren los de mayor viscosidad, en la Tabla 3 se observa la principal información de cada aceite PAO [50].

Tabla 3. Información de aceites PAO [50]

Grado ISO	32	46	68	100	150
Número de producto	293024	293025	293026	293027	293028
Número MSDS	28999	28999	29718	19718	29751
Gravedad API	30,6	36,6	36,0	35,4	34,6
Índice de viscosidad	134	136	141	142	145
Punto de inflamación °C	250	250	240	260	266
Punto de escurrimiento °C	-45	-46	-47	-48	-49

1.2.10.2 Aceite POE

Los Aceites POE (Poliolésteres), son lubricantes sintéticos de primera calidad para compresores de refrigeración, estos lubricantes son especialmente para utilizar con refrigerantes ecológicos HFC (R-134a, R-404a, R407a). el fluido ha sido diseñado para ser totalmente miscible sobre un alto rango de temperatura manteniendo la propiedad de lubricación excelente, estos lubricantes también son semejantes con los refrigerantes HCFC y CFC [51].

1.2.10.3 Aceite PAG

Los aceites PAG (Polialquileno Glicol) son lubricantes totalmente artificiales e higroscópicos de categoría superior, tienen varias viscosidades, estos lubricantes se emplean con refrigerante R-134a.

Para utilizar este lubricante se debe tener en cuenta la viscosidad adecuada (PAG 46, PAG 100, PAG 150), el problema de estos lubricantes es que son higroscópicos esto quiere decir, que captan la humedad del medio ambiente y lo integran como parte del aceite [49].

1.2.10.4 Comparativa de aceites

En la Tabla 4 se tiene la comparativa entre los aceites (PAO, POE, PAG).

Tabla 4. Comparativa de aceites refrigerantes [49]

Tipo de aceite	Aplicación	Observación
Aceite PAG	Para refrigerantes R-134a	Los aceites PAG estándar no están indicados para refrigerantes R-124yf ni para compresores de aire acondicionado accionados eléctricamente.
Aceite PAO	Para refrigerantes R-134a y otros refrigerantes	Actualmente se está comprobando la posibilidad de utilizar con refrigerantes R-124yf ni para compresores de aire acondicionado accionados eléctricamente.
Aceite POE	Para refrigerantes R-134a	No está indicado para refrigerante R-1234yf

1.3 Conclusiones del capítulo

Finalmente se deduce que el uso del refrigerante R600a con bomba de engranajes es elemental para la atención y cuidado del ecosistema, debido que el refrigerante R600a es uno de los que menos contamina al ambiente o ecosistema y hace que sea favorable su uso en el equipo.

En la gran mayoría de equipos de refrigeración se utilizan compresores para el funcionamiento, se puede considerar como una variable ya que puede ser remplazado por una bomba de engranes el cual trasportara el refrigerante R600a por todo el sistema realizando la misma función.

En varios estudios mencionan que al utilizar refrigerante R600a tenemos un menor trabajo en el equipo por las condiciones a las cuales trabaja por lo que genera mayor ahorro en temas de costos y así como un cuidado para el medio ambiente.

CAPÍTULO II

DISEÑO DEL EQUIPO DE EVALUACIÓN DEL PROCESO DE CONDENSACIÓN DEL REFRIGERANTE R600a CON BOMBA DE ENGRANAJE Y ACEITE MISCIBLE PAO

A continuación, se presentará en el siguiente capítulo el diseño de una serie de fórmulas para la selección tanto para la bomba de engranajes, condensadores, refrigerante y el evaporador, por medio de una indagación científica de manera que se darán resultados específicos para obtener mayor precisión en la elección de los distintos accesorios del equipo.

De la misma manera, se plantearán varias ecuaciones para decretar las eficiencias de los componentes que formen la construcción del equipo, ecuaciones que servirán para un análisis independiente y general.

2.1 Concentración de la masa de entrada

La razón de porcentaje de la masa del solvente en relación con la masa del soluto va a dar como resultado que se haga una mezcla homogénea entre las sustancias.

Mediante la concentración de aceite en el sistema se puede calcular la concentración de masa local con la siguiente ecuación.

$$\omega_{Local} = \frac{\omega_{inlet}}{(1 - x)} \quad (1)$$

Donde:

ω_{Local} : Concentración de la masa local (aceite), [%].

ω_{inlet} : Concentración de masa de entrada (aceite), [%].

x : Calidad de vapor.

2.1.1 Cantidad de aceite en mezcla de acuerdo con el porcentaje

Para el equipo de refrigeración con aceite PAO necesita obtener la cantidad de mezcla de acuerdo con cada porcentaje que se aumente.

$$m_{oil} = \frac{\% \omega_{oil} \cdot m_R}{(1 - \% \omega_{intel\ oil})} \quad (2)$$

Donde:

ω_{oil} : Concentración de la masa local (aceite), [%].

ω_{inlet} : Concentración de masa de entrada (aceite), [%].

m_R : Flujo másico de refrigerante, [kg/s].

2.1.2 Flujo másico

El flujo másico es la relación de masa del fluido con respecto a las entalpías del fluido y la demanda calorífica como se muestra en la ecuación 3 sirve para la medición del fluido cuando se encuentra en estado de gas.

$$\dot{m} = \frac{Q}{h_2 - h_1} \quad (3)$$

Donde:

\dot{m} : flujo másico, [kW].

Q : Demanda calorífica, [kW].

h : Entalpía, [kJ/kg].

2.1.3 Flujo másico de mezcla de refrigerante aceite

De acuerdo con el porcentaje de mezcla entre el aceite PAO y el refrigerante R600a en el sistema se puede ir determinando con la siguiente ecuación.

$$\dot{m}_{mix} = \dot{m}_{oil} + \dot{m}_R \quad (4)$$

Donde:

\dot{m}_{mix} : Flujo másico de mezcla, [kg/s].

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

\dot{m}_R : Flujo másico de refrigerante, [kg/s].

2.1.4 Velocidad de fluido

Hay varios factores los cuales afectaran la velocidad del fluido por lo que se deben considerar, para tener una velocidad satisfactoria en el sistema y pueda trabajar, la velocidad del fluido se incrementará conforme se disminuya el área por la cual se traslada. La velocidad de fluido es la relación entre avance lineal en el tiempo.

$$V = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot D^2} \quad (5)$$

Donde:

\dot{V} : Gasto volumétrico, [m^3/s].

D : Diámetro del tubo, [m].

V : Velocidad, [m/s].

2.1.5 Densidad de mezcla

La densidad de mezcla es la combinación de dos sustancias, estas pueden ser tanto homogéneas como heterogéneas en el análisis que se realiza y será entre la concentración de aceite y refrigerante en donde es difícil separar, por lo que la densidad de mezcla está dada por ecuación 6.

$$\rho_m = \frac{\rho_o}{\left[\left(1 + (1 - \omega_{Local}) \cdot \left(\frac{\rho_o}{\rho_R} - 1 \right) \right) \right]} \quad (6)$$

Donde:

ρ_m : Densidad de la mezcla, [kg/m^3].

ρ_o : Densidad del aceite, [kg/m^3].

ρ_R : Densidad del refrigerante, [kg/m^3].

2.1.6 Flujo volumétrico

El flujo volumétrico es el volumen de un fluido que pasa por una superficie específica en un cierto tiempo, el cual permitirá saber qué cantidad circulará por el equipo de refrigeración como se muestra en la ecuación 7.

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (7)$$

Donde:

\dot{V} : Flujo volumétrico, [m^3/s].

ρ : Densidad del fluido, [kg/m^3].

2.1.7 Viscosidad dinámica

La viscosidad dinámica o también conocida como viscosidad absoluta, es la resistencia interna entre las moléculas de un fluido en movimiento y determina la fuerza en la que se mueve. Mientras el fluido se traslada en la parte interior se desarrolla un esfuerzo cortante que dependerá de la viscosidad de cada fluido como se muestra en la siguiente ecuación.

$$\mu_m = \mu_R^{(1-\omega_{Local})} \cdot \mu_o^{(\omega_{Local})} \quad (8)$$

Donde:

μ_m : Viscosidad dinámica de la mezcla, [N·s/m²].

μ_R : Viscosidad dinámica del refrigerante, [N·s/m²].

μ_o : Viscosidad dinámica del aceite, [N·s/m²].

2.1.8 Viscosidad cinemática

La viscosidad cinemática del fluido es la razón entre la viscosidad dinámica y la densidad del fluido [52]. Teniendo la viscosidad dinámica, se puede calcular la viscosidad cinemática de un fluido con la ecuación 9.

$$v = \frac{\mu}{\rho} \quad (9)$$

Donde:

v: Viscosidad cinemática, [m²/s]

μ : Viscosidad dinámica, [kg/m.s].

ρ : Densidad del fluido, [kg/m³].

2.1.9 Temperatura de condensación

La temperatura de condensación se produce cuando el vapor saturado se pone en contacto con una superficie de menor temperatura para que se enfrié y que sea inferior a la temperatura de saturación.

Si el vapor está en estado puro la temperatura corresponderá a la presión total, si se trata de una mezcla de vapor y gas no condensado, la temperatura de saturación corresponde a la presión parcial del vapor [53].

2.1.10 Potencia térmica de condensación

La potencia térmica de condensación es producida por el condensador, esto va a variar dependiendo del porcentaje de aceite PAO que adicione al sistema.

$$P_{Q,cond} = m_{mix}(h_{evap} - h_{cond}) \quad (10)$$

Donde:

$P_{Q,cond}$: Potencia térmica de condensación, [kW].

m_{mix} : Flujo másico de mezcla refrigerante/aceite, [kg/s].

h_{evap} : Entalpia de evaporación, [kJ/kg].

h_{cond} : Entalpia de condensación, [kJ/kg].

2.1.11 Potencia de condensación aprovechable para potencia térmica

Al aumentar aceite PAO al sistema producirá una desventaja de disminuir la eficiencia de transferencia de calor en el sistema la cual se calculará con la ecuación 11.

$$P_{Q,cond\ aprov} = (m_R - m_{oil})(h_{evap} - h_{cond}) \quad (11)$$

Donde:

$P_{Q,cond\ aprov}$: Potencia térmica de condensación aprovechable, [kW].

m_{oil} : Flujo másico de aceite, [kg/s].

m_R : Flujo másico de refrigerante, [kg/s].

h_{evap} : Entalpia de evaporación, [kJ/kg].

h_{cond} : Entalpia de condensación, [kJ/kg].

2.2 Potencia requerida de la bomba

Sabiendo el caudal que el sistema necesitara para el correcto funcionamiento se hace la selección de la bomba de engranes, ya que por las viscosidades en las cuales el sistema funcionará, este tipo de bombas son las adecuadas para la construcción del sistema de refrigeración.

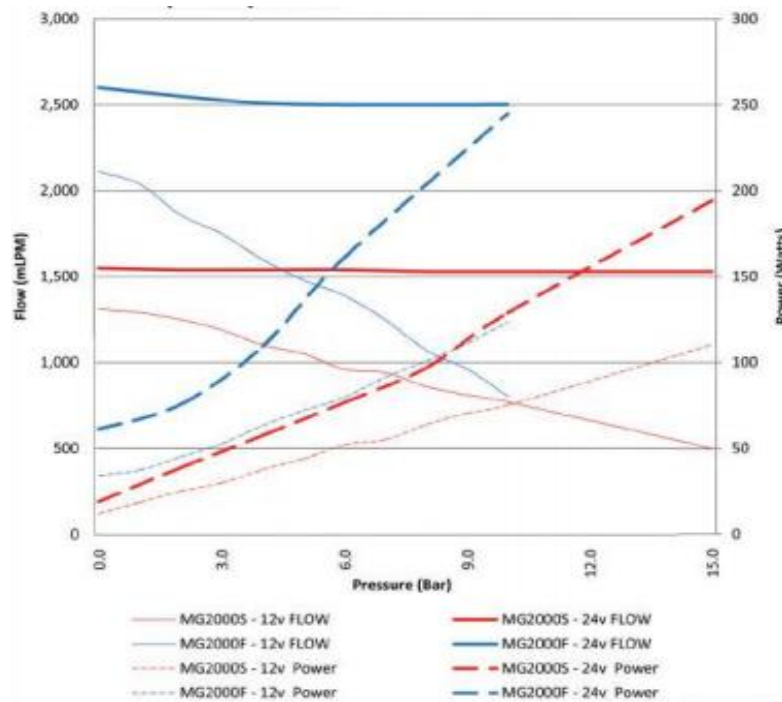


Figura 5. Curva de característica de bomba de engranes [54]

2.2.1 Rendimiento (η) en función del caudal

La eficiencia es la relación entre el suministro de potencia y la cantidad de potencia utilizada realmente en el equipo.

$$\eta = \frac{P_h}{P} \quad (12)$$

Donde:

P_h : Potencia hidráulica, [kW].

P : Potencia consumida, [kW].

2.2.2 Cálculo de pérdida de carga (Darcy-Weisbach)

La pérdida de carga es una ecuación empírica que relaciona la pérdida de carga hidráulica (o pérdida de presión) debido a la fricción a lo largo de una tubería dada con la velocidad media del flujo. El flujo en tuberías y tubos la fricción será proporcional a la carga de velocidad de flujo y en relación con la longitud en la cual se trasladará el fluido.

$$h_l = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (13)$$

$$h_l = f \frac{8LQ^2}{g\pi^2 D^5} \quad (14)$$

Donde:

L: Longitud total de tubería, [m].

D: Diámetro tubería, [m].

v: Velocidad media, [m/s].

g: Aceleración de la gravedad, [m/s²].

f: Factor de fricción.

La ecuación 5 se encuentra en función del flujo volumétrico.

2.3 Selección de Bomba de engranes

Para la selección de la bomba se engranes se determinan varios parámetros tales como:

- Conocer el caudal en galones por minuto (GPM).
- Determinar la viscosidad del líquido.
- Determinar el tamaño de la tubería de succión es primordial que sea de gran tamaño especialmente para los líquidos viscosos.
- Determinar el tamaño de tubería de expulsión.

2.3.1 COP de refrigeración

El COP (rendimiento calorífico en relación a la energía absorbida) de refrigeración es, la relación entre la potencia que evacua del evaporador y la que se suministra al compresor [52].

$$COP_R = \frac{Q_L}{W_{neto}} \quad (15)$$

Donde:

COP_R : Coeficiente de desempeño del sistema de refrigeración, [adimensional].

Q_L : Suministro de calor deseado, [W].

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

2.3.2 Calor específico de la mezcla

El calor específico es una unidad física de las cantidades de calor que hay que suministra a un volumen de la sustancia o equipo termodinámico para elevar en un grado la temperatura.

$$C_{p_m} = (1 - \omega_{Local}) \cdot C_{p_R} + (\omega_{Local}) \cdot C_{p_o} \quad (16)$$

Donde:

C_{p_m} : Calor específico de la mezcla, [kJ/kg·K].

C_{p_R} : Calor específico del refrigerante, [kJ/kg·K].

C_{p_o} : Calor específico del aceite, [kJ/kg·K].

2.3.3 Balance de energía

La ley de conservación de energía expresa que, no se puede crear ni destruir, solo se transforma en un procedimiento que se encuentre en estabilidad para que la intensidad calórica no pueda salir ni entrar se conoce como un ciclo adiabático utilizando las siguientes ecuaciones.

$$Q = \dot{m}_h(h_{h.e} - h_{h.s}) \quad (17)$$

$$Q = \dot{m}_c(h_{c.s} - h_{c.e}) \quad (18)$$

Donde:

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

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

h : Entalpía del fluido, [J/kg].

Se debe considerar que al momento de sustituir h y c en la ecuación 17, 18, corresponde al fluido de mayor temperatura y el fluido de menor temperatura respectivamente, así mismo con e y s que corresponda la entrada como a la salida del fluido, y si el fluido no tiene ningún cambio de fase las ecuaciones 17, 18 se reducen a las siguientes ecuaciones

$$Q = \dot{m}_h C_{p,h}(T_{h.e} - T_{h.s}) \quad (19)$$

$$Q = \dot{m}_c C_{p,c}(T_{c.s} - T_{c.e}) \quad (20)$$

Donde:

C_p : Calor específico del fluido, [J/kg K].

T : Temperatura del fluido, [K].

Si el flujo de calor son los mismos se puede igualar las ecuaciones 19, 20 obteniendo:

$$\dot{m}_h C_{p,h}(T_{h,e} - T_{h,s}) = \dot{m}_c C_{p,c}(T_{c,s} - T_{c,e}) \quad (21)$$

Con los cual se puede obtener las temperaturas de ingreso y salida con la ecuación 21.

2.4 Ecuación general para determinar el número de Reynolds

R. Mott. [56] menciona que, el número de Reynolds es la relación de la fuerza de inercia y la fuerza de rozamiento en el desplazamiento de un fluido que tiene viscosidad de la misma por lo que es importante analizar el comportamiento de un fluido, tomando en consideración si el fluido va a actuar de forma lamina o de forma turbulenta.

$$N_R = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V L_c}{\nu} \quad (22)$$

Donde:

N_R : Número de Reynolds, [adimensional].

μ : Viscosidad dinámica del fluido, [Pa-s].

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

D: Diámetro del ducto, [m].

L_c : Longitud característica del ducto, [m].

En estudios de mecánica de fluidos se consideran calores para determinar el tipo de flujo que posee el fluido mediante los siguientes valores.

$N_R < 2300$: Flujo laminar.

$N_R > 2300$: Flujo turbulento.

2.4.1 Número de Prandtl

El número de Prandtl es una unidad adimensional que es proporcional entre la velocidad de difusión y la difusión térmica [44] cuando el valor de Prandtl es bajo el calor se difunde rápidamente.

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad (23)$$

Donde:

k: Conductividad térmica del fluido, [W/m· K].

2.4.2 Número de Nusselt

En la transferencia de calor por convección es importante determinar la razón de transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido adyacente, siempre y cuando exista diferencia de temperaturas [44].

Representa el mejoramiento en la transferencia de calor a través de la capa de fluido como resultado de convección en relación a la conducción en la misma capa [57].

$$Nu = \frac{hi \cdot Di}{k} \quad (24)$$

En el caso de transformadores de calor se considera la fórmula de Dithus-Boelter definida por la ecuación 25.

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^n \quad (25)$$

Donde:

Re : Número de Reynolds, [adimensional].

Pr^n : Número de Prandtl, donde la constante $n = 0.4$, $n = 0.3$ es para calentar o enfriar respectivamente.

2.4.3 Diferencia de temperatura media logarítmica (DTML)

El DTML (diferencia de temperatura media logarítmica) es la temperatura del sistema determinando la subida de temperatura o la caída de temperatura del fluido, en intercambiadores de calor tanto para fluido paralelo como en contracorriente.

$$DTML = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (26)$$

Donde:

DTML: Diferencia de temperatura media logarítmica.

Para intercambiador de calor en contraflujo se define como:

$$\Delta T_1 = T_{h.1} - T_{c.1} = T_{h.i} - T_{c.o} \quad (27)$$

$$\Delta T_2 = T_{h.2} - T_{c.2} = T_{h.o} - T_{c.i} \quad (28)$$

Para condensador:

$$\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,sal} \quad (29)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,ent} \quad (30)$$

Para evaporador:

$$\Delta T_1 = T_{h,sal} - T_{c,ent} \quad (31)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,ent} - T_{c,sal} \quad (32)$$

Donde:

$T_{h,ent}$: Temperatura de entrada del R600a, [°C].

$T_{c,sal}$: Temperatura de entrada del aire, [°C].

$T_{h,sal}$: Temperatura de salida del R600a, [°C].

$T_{c,ent}$: Temperatura de salida del aire, [°C].

2.4.4 Resistencia térmica

La resistencia térmica es la capacidad de cualquier material del intercambiador de calor para oponerse al flujo del calor.

$$R_{pared} = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} \quad (33)$$

Donde:

D_o : Diámetro externo del tubo, [m].

D_i : Diámetro interno del tubo, [m].

k : Es la conductividad térmica del material de la pared, [W/m·°C].

L : Longitud del tubo, [m].

Para conocer la resistencia térmica de convección que se encuentra en el recorrido del flujo marcamos la Ecuación basada en el contacto de materiales.

$$R_o = \frac{1}{h_o \cdot A_o} \quad (34)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{1}{h_o \cdot A_o}} \quad (35)$$

Donde:

h_i : Es el coeficiente de transferencia de calor por convección interna, [W/m² K].

A_i : Área de la superficie interior, [m²].

h_o : Es el coeficiente de transferencia de calor por convección externa, [W/m² K].

A_o : Área de la superficie exterior, [m²].

D_o : Diámetro externo, [m].

D_i : Diámetro interno, [m].

2.4.5 Coeficiente de transferencia de calor global (U)

En un intercambiador se tienen dos flujos, uno con mayor temperatura que el otro, el calor se transfiere del fluido caliente al fluido frío [41].

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_o}} \quad (36)$$

Donde:

h_i y h_o : coeficientes de transferencia de calor por convección interior y exterior del tubo, [W/m² K].

L : es espesor pared, [m].

k : conductividad térmica del material, [W/m·°C].

La razón de transferencia de calor de un intercambiador de calor.

$$Q = U \cdot A \cdot DTML \cdot f \quad (37)$$

Donde:

U : Coeficiente global de transferencia de calor, [W/m²·K].

A : Área de transferencia, [m²].

$DTML$: Diferencia media de temperatura logarítmica, [°C].

f : Factor de corrección.

2.4.6 Variación de coeficiente de transferencia de calor por condensación

Es un coeficiente de resistencia térmica total para la transferencia de calor entre dos fluidos en la cual se considera la resistencia por convección y conducción.

$$h_{cond} = \frac{\dot{q}}{(T_s - T_w)} \quad (38)$$

Donde:

h_{cond} : Coeficiente de transferencia de calor por condensación, [W/m²·K].

T_w : Temperatura de pared, [K].

T_s : Temperatura de saturación, [K].

\dot{q} : Flujo de calor, [W/m²].

2.4.7 Coeficiente de transferencia de calor por condensación mezcla refrigerante y aceite

La temperatura de la superficie del tubo interno y la temperatura saturada de refrigeración considerando la presión de operación del condensador el cual se calculará mediante la ecuación 39.

$$h_{mix} = \frac{\dot{q}}{A_i(T_s - T_w)} \quad (39)$$

Donde:

h_i : Coeficiente de transferencia de calor por condensación, [W/m²·K].

T_s : Temperatura de superficie, [K].

T_w : Temperatura de pared, [K].

\dot{q} : Flujo de calor, [W/m²].

A_i : Area interna, [m²].

2.5 Conclusiones del capítulo

Finalmente en el capítulo dos las fórmulas demostradas son basadas en libros y artículos, las cuales servirán para realizar los cálculos de cada uno de los componentes del equipo, para un análisis correcto, cada ecuación ayudará a la selección correcta de cada componente y así no tener inconvenientes y conocer los campos termodinámicos y físicos para tener un campo de visión amplio del equipo, tanto como el manejo de cada instrumento y evitar riesgos a corto o largo plazo por mala selección de material.

Las ecuaciones garantizarán una construcción con altas probabilidades de desempeño para cada componente y tener resultados apropiados del análisis del sistema de refrigeración.

En el siguiente capítulo se expone el análisis del equipo de refrigeración de la mezcla entre el refrigerante R600a y aceite miscible PAO utilizando bomba de engranes.

CAPÍTULO III
ANÁLISIS DEL DISEÑO DE UN EQUIPO DE EVALUACIÓN DEL
PROCESO DE CONDENSACIÓN CON R600a Y ACEITE MISCIBLE
HASTA EL 5 % UTILIZANDO UNA BOMBA DE ENGRANES

En el capítulo tres se realizará el respectivo análisis matemático con la ayuda de las fórmulas expuestas anteriormente, tanto como para el análisis termodinámico como el cálculo de la bomba de engranes que se implementará en el equipo.

Los sistemas de refrigeración son diseñados para que las condiciones de operación del equipo sean las adecuadas para el correcto funcionamiento, ya que el sistema es de gran utilidad en diferentes industrias. El análisis tanto para el condensador, evaporador y bomba de engranes que son las más relevantes del sistema, se tomarán en consideración el dimensionamiento y el material utilizado para el respectivo cálculo.

Los cálculos estarán basados en los materiales que existan en el mercado ecuatoriano tanto como el tipo, longitudes, calidad para así construir el equipo sin ningún problema y sin inconvenientes de materiales.

Se hará un análisis termodinámico en parámetros con la combinación entre el aceite miscible y el refrigerante R600a para conocer todos los datos que se generan dentro del sistema.

3.1 Valor del flujo másico

Los cálculos del calor de refrigeración son datos muy importantes ya que estos sirven para su correcto dimensionamiento de los diferentes accesorios que se utiliza en el equipo.

Se verifica que la carga de refrigeración se encuentra entre una variación de 190 W a 340 W y en congelación de 170 hasta 290 W, por motivos se estima una carga de refrigeración cercana a los 170 W ya que el equipo operara con refrigerante R600a con aceite miscible del 5 %.

Por ser un equipo experimental se utiliza 0,5 kW como dato para el análisis del flujo másico.

En este estudio se considerará despreciables las variaciones de la energía potencial, cinética y pérdida de calor obteniendo como resultado la ecuación 3 para el análisis del flujo másico:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_L}{(h_1 - h_4)}$$

$$\dot{m} = \frac{0,5 [kW]}{(600 - 240) [kJ/kg]}$$

$$\dot{m} = 1,38 \times 10^{-3} [kg/s]$$

3.2 Valor del flujo volumétrico

En el diagrama de Mollier P-h (presión-entalpía) del refrigerante R600, para el diseño de refrigeración que se encuentra en el estado de vapor sobrecalentado utilizando como densidad del refrigerante de 550.6 Kg / m³ que se obtuvo de EES.

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

$$\dot{V} = \frac{1,38 \times 10^{-3} [kg/s]}{550,6 [kg/m^3]}$$

$$\dot{V} = 2,52 \times 10^{-6} [m^3/s]$$

3.2.1 Valor de la velocidad del fluido

Mediante la respectiva selección de la tubería de 3/8 plg que utiliza por disponibilidad del mercado ecuatoriano. El mismo que corresponde a dimensiones reales del equipo de refrigeración se hace el análisis de la velocidad del fluido mediante la ecuación 5.

$$V = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot D^2}$$

$$V = \frac{4 \cdot 2,52 \times 10^{-6} \left[\frac{m^3}{s} \right]}{\pi \cdot (0,009525 m)^2}$$

$$V = 0,0353 [m/s]$$

El valor de 0,0353 m/s será el valor de la velocidad del refrigerante en una tubería de 3/8 plg.

3.2.2 Valor de la viscosidad cinemática

Al saber los valores de la viscosidad dinámica del refrigerante R600a que corresponde a $6,9 \times 10^{-6} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$ y el valor de densidad de $550,6 \text{ kg/m}^3$ datos de EES, se utiliza la ecuación 9 para obtener la viscosidad cinemática.

$$v = \frac{\mu}{\rho}$$
$$v = \frac{6,9 \times 10^{-6} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}} \right]}{550,6 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]}$$
$$v = 1,2531 \times 10^{-8} \text{ [m}^2/\text{s]}$$

3.2.3 Valor del número de Reynolds

Para la obtención del número de Reynolds se utiliza la ecuación 22, que se consideran valores obtenidos con anterioridad para su correcto cálculo, valores tales como la velocidad de $0,0353 \text{ m/s}$ y el de la viscosidad dinámica de $6,9 \times 10^{-6} \text{ [m}^2/\text{s]}$.

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu}$$
$$Re = \frac{550,6 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \cdot 0,0353 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \cdot 0,009525 \text{ [m]}}{6,9 \times 10^{-6} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}} \right]}$$
$$Re = 26830,378$$

De acuerdo con el valor obtenido de $26830,378$, se determinó que el fluido se comporta de forma turbulenta dentro del sistema de refrigeración.

3.3 Tránsito de calor en estado mixto

Para el respectivo cálculo de la concentración de masa de entrada de aceite como la calidad de vapor en estado estacionario a través del equipo de refrigeración se utiliza la ecuación 1.

Los datos que partirán con diferentes tipos de mezclas de concentración de aceite con refrigerante R600a que va desde $0,5 \%$ hasta un máximo del 5% y una calidad de $0,5$. Que se calcula de manera analítica como se muestra en la siguiente Tabla 5.

$$\omega_{Local} = \frac{\omega_{inlet}}{(1 - x)}$$

$$\omega_{Local} = \frac{0,01}{(1 - 0,5)}$$

$$\omega_{Local} = 0,02$$

Tabla 5. Resultados de la concentración de masa local

Calidad de vapor x	Concentración de la masa de entrada ω_{Local}				
	5 %	4 %	3 %	2 %	1 %
0	0,050000	0,040000	0,030000	0,020000	0,010000
0,1	0,055556	0,044444	0,033333	0,022222	0,011111
0,2	0,062500	0,050000	0,037500	0,025000	0,012500
0,3	0,071429	0,057143	0,042857	0,028571	0,014286
0,4	0,083333	0,066667	0,050000	0,033333	0,016667
0,5	0,100000	0,080000	0,060000	0,040000	0,020000
0,6	0,125000	0,100000	0,075000	0,050000	0,025000
0,7	0,166667	0,133333	0,100000	0,066667	0,033333
0,8	0,250000	0,200000	0,150000	0,100000	0,050000
0,9	0,500000	0,400000	0,300000	0,200000	0,100000

Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza

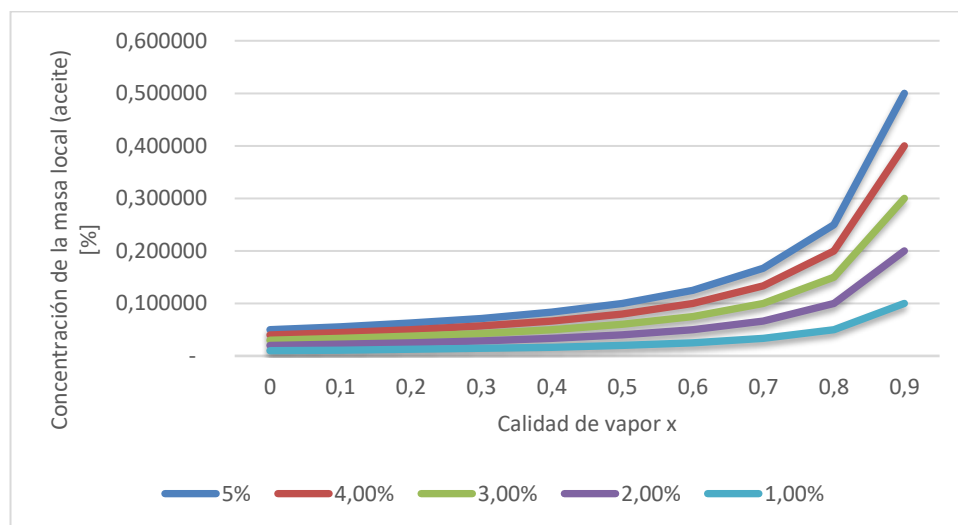


Figura 6. Calidad de vapor vs concentración de la masa de entrada

Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza

Los datos obtenidos de la concentración de la masa local de aceite que provoca por el cambio de la calidad de vapor generando una difusión en el aumento de conforme la saturación de la concentración del aceite.

3.3.1 Cálculo de la densidad en el proceso de mezcla

El análisis para la densidad de la mezcla refrigerante R600a y aceite PAO se utiliza la ecuación 6.

$$\rho_m = \frac{\rho_o}{\left[\left(1 + (1 - \omega_{Local}) \cdot \left(\frac{\rho_o}{\rho_R} - 1 \right) \right) \right]}$$

$$\rho_m = \frac{846}{\left[\left(1 + (1 - 0,02) \cdot \left(\frac{846}{550,60} - 1 \right) \right) \right]}$$

$$\rho_m = 554,472$$

De acuerdo con datos tabulados el refrigerante R600a y el aceite PAO tienen una densidad de 550,60 kg/m³ y 846 kg/m³ respectivamente en estado puro. Los valores obtenidos se detallan en la Tabla 6.

Tabla 6. Resultados de la densidad de la mezcla

Densidad de la mezcla refrigerante / aceite					
Calidad de vapor x	Concentraciones de la masa de entrada				
	5 %	4 %	3 %	2 %	1 %
0	560,3835	552,5293	556,4287	554,4721	552,5293
0,1	561,4921	552,7445	557,0839	554,9057	552,7445
0,2	562,8840	553,0137	557,9052	555,4487	553,0137
0,3	564,6837	553,3603	558,9646	556,1483	553,3603
0,4	567,1014	553,8230	560,3835	557,0839	553,8230
0,5	570,5210	554,4721	562,3821	558,3991	554,4721
0,6	575,7286	555,4487	565,4068	560,3835	555,4487
0,7	584,6223	557,0839	570,5210	563,7224	557,0839
0,8	603,2605	560,3835	581,0321	570,5210	560,3835
0,9	667,0594	570,5210	615,0250	591,9377	570,5210

Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza

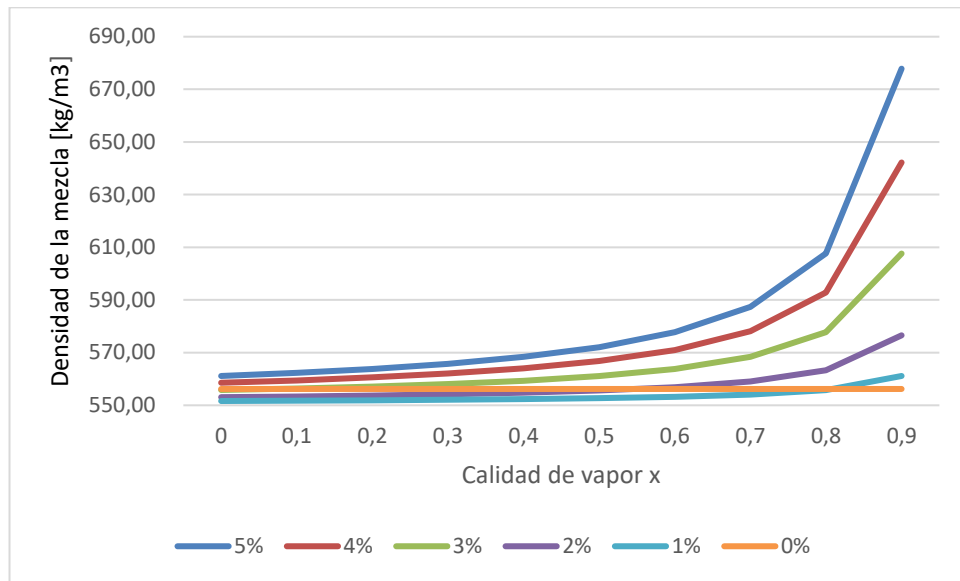


Figura 7. Calidad vs la densidad de la mezcla

Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza

En el estado de vaporización entre el aceite miscible PAO y el refrigerante R600a la calidad de esta aumenta conforme exista un incremento en la densidad de la mezcla llegando a una valorización de 677 kg/m^3 y con una calidad del 0,5 % de vapor dentro del equipo de refrigeración.

3.3.2 Cálculo de la viscosidad dinámica

Para el cálculo de la determinación de la viscosidad dinámica en la mezcla entre el aceite miscible PAO y el refrigerante R600a, se utiliza la ecuación 8, los valores obtenidos se detallan en la Tabla 7.

$$\mu_m = \mu_R^{(1-\omega_{Local})} \cdot \mu_o^{(\omega_{Local})}$$

$$\mu_m = 32^{(1-0,02)} \cdot 50^{(0,02)}$$

$$\mu_m = 33,464$$

Tabla 7. Resultados de la viscosidad de la mezcla

Viscosidad de la mezcla Refrigerante / aceite					
Calidad de vapor x	Concentraciones de la masa de entrada				
	5 %	4 %	3 %	2 %	1 %
0	35,7889	32,7242	34,2223	33,4649	32,7242
0,1	36,2367	32,8057	34,4786	33,6317	32,8057
0,2	36,8043	32,9079	34,8016	33,8415	32,9079
0,3	37,5471	33,0396	35,2213	34,1131	33,0396
0,4	38,5609	33,2162	35,7889	34,4786	33,2162
0,5	40,0265	33,4649	36,5989	34,9968	33,4649
0,6	42,3298	33,8415	37,8484	35,7889	33,8415
0,7	46,4671	34,4786	40,0265	37,1491	34,4786
0,8	55,9942	35,7889	44,7657	40,0265	35,7889
0,9	97,9796	40,0265	62,6241	50,0662	40,0265

Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza

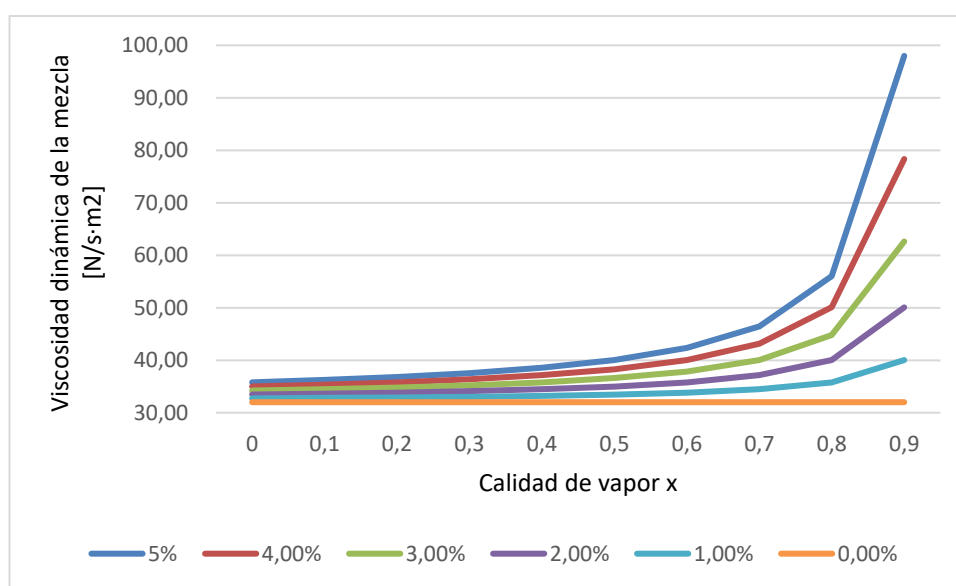


Figura 8. Calidad vs la viscosidad de la mezcla

Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza

Mediante la gráfica observamos que la viscosidad tiene un incremento en el cambio de fase debido al aceite miscible PAO en diferentes porcentajes y podemos observar

que con 0,5 % la viscosidad va a ver una disminución drásticamente y que el cambio de estado no se complete en la etapa de evaporación.

3.3.3 Cálculo de coeficientes de transferencia de calor por condensación

Para la obtención de la temperatura promedio se utiliza la ecuación 38 que hace un cambio de los procesos a través de las diferentes cantidades que se le agregan de aceite miscible PAO.

$$h_{cond} = \frac{\dot{q}}{(T_s - T_w)}$$

$$h_{cond} = \frac{1500}{(303 - 293)}$$

$$h_{cond} = 66,070 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K]}$$

Tabla 8. Resultados de la transferencia de calor en la mezcla

Calidad de vapor x	Coeficiente de transferencia de calor Refrigerante / aceite				
	Concentraciones de la masa de entrada				
	5 %	4 %	3 %	2 %	1 %
0	35,0006	92,1349	51,2451	66,0702	92,1349
0,1	32,0929	88,3027	47,6292	62,1118	88,3027
0,2	29,0353	83,9269	43,7388	57,7618	83,9269
0,3	25,8162	78,8832	39,5418	52,9590	78,8832
0,4	22,4233	73,0060	35,0006	47,6292	73,0060
0,5	18,8435	66,0702	30,0719	41,6809	66,0702
0,6	15,0637	57,7618	24,7052	35,0006	57,7618
0,7	11,0738	47,6292	18,8435	27,4467	47,6292
0,8	22,3802	35,0006	12,4274	18,8435	35,0006
0,9	1,5640	1.194,8598	4,0029	9,0001	18,8435

Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza

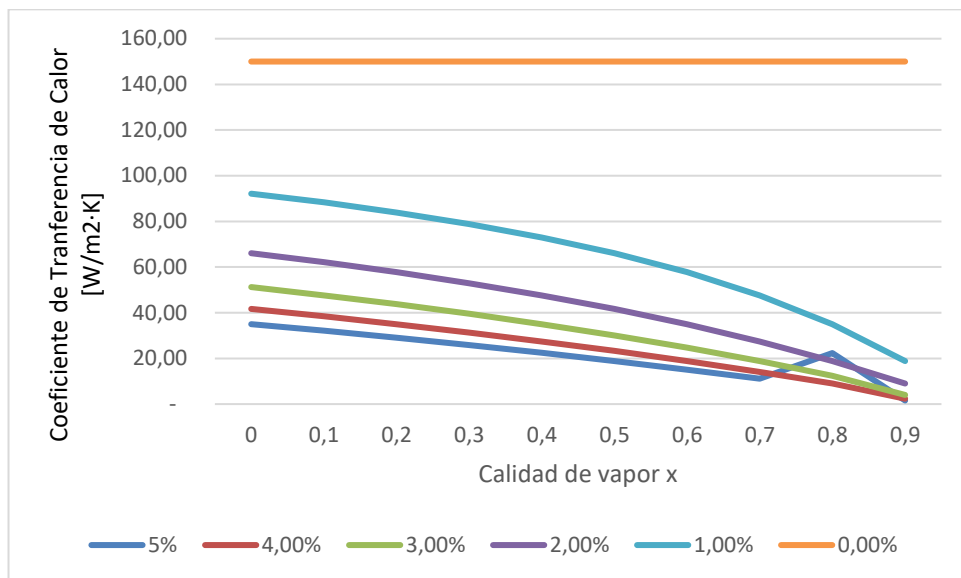


Figura 9. Coeficiente de transferencia de calor vs la calidad de vapor

Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza

3.4 Conclusiones del capítulo

Como se puede inferir en este capítulo se observa cada cálculo necesario para los correctos análisis del equipo de refrigeración, así como su respectiva construcción con respecto a los cálculos obtenidos y considerando materiales que disponga el mercado ecuatoriano.

Al ser analizando la parte matemática se determinó que, al aumento de porcentaje de aceite tenemos cambios que afectaran al rendimiento del sistema ende abra una variación en la potencia de la bomba de engranes, esto se produce por un aumento de la viscosidad al momento de mezclar aceite PAO con el refrigerante R600a, por lo que se debe tener muy en cuenta al momento de hacer pruebas en el equipo para no afectar a ningún componente.

Al generar un mayor trabajo al equipo se generará un mayor gasto de energía, por lo que se recomienda que los equipos de refrigeración no trabajen con fluidos de altas viscosidades.

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS DEL EQUIPO DE EVALUACIÓN DEL PROCESO DE CONDENSACIÓN DEL REFRIGERANTE R600a Y ACEITE MISCIBLE PAO CON RESPECTO A LA PARTE MATEMÁTICA.

Después de tener resultados del equipo de refrigeración que se construyó, obteniendo datos reales, se utiliza cada una de las ecuaciones y uso de programas como (EES) “*Engineering Equation Solver*”. En la presente sección se hará un estudio comparativo de la práctica del refrigerante R600a con la mezcla del aceite miscible PAO del 5 %, se expondrá tanto costos directos o indirectamente para la correcta construcción, así como dimensionamientos del equipo para el ciclo de evaporación con los diferentes componentes a utilizar como: bomba de engranes, evaporador, condensadores, válvula de expansión.

4.1 Análisis comparativo del equipo de evaluación

En el presente estudio del sistema de refrigeración se utilizó distintos porcentajes de aceite miscible PAO para un análisis apropiado de los diferentes procesos térmicos de transporte de cada fase que el sistema de refrigeración tendrá.

El equipo de refrigeración funcionará con refrigerante R600a, con una bomba de engranes en el cual funciona con este tipo de refrigerante al ser el menos dañino para el medio ambiente. Las características principales de la bomba de engranes utilizado en el equipo es de modelo MG2000 de la marca TCS Micropumps que utiliza un voltaje menor a 30 DC.

Se utilizó la bomba de engranes por motivos que el refrigerante y el aceite PAO tienen característica de viscosidad especiales por lo que la bomba instalada puede realizar el trabajo bajo estas características.

4.2 Funcionamiento del equipo

El sistema de refrigeración posee un controlador de temperaturas y manómetros de presión, así como un sistema de control eléctrico que controla el encendido como el apagado de los ventiladores y de la bomba de engranes.

En la fase de condensación en donde se traslada el refrigerante en estado líquido por tubería nominal de tipo k de 1/4 plg. Para el ciclo de condensación con refrigerante R600a en estado puro, se considera una presión de 58 psi en la entrada de los condensadores para que pueda llegar en estado líquido a la bomba para no causar posibles daños.

4.2.1 Análisis de las gráficas P-h a diferentes concentraciones

Análisis gráfico de P-h del refrigerante R600a en estado puro para la evaluación de las diferentes propiedades térmicas del equipo.

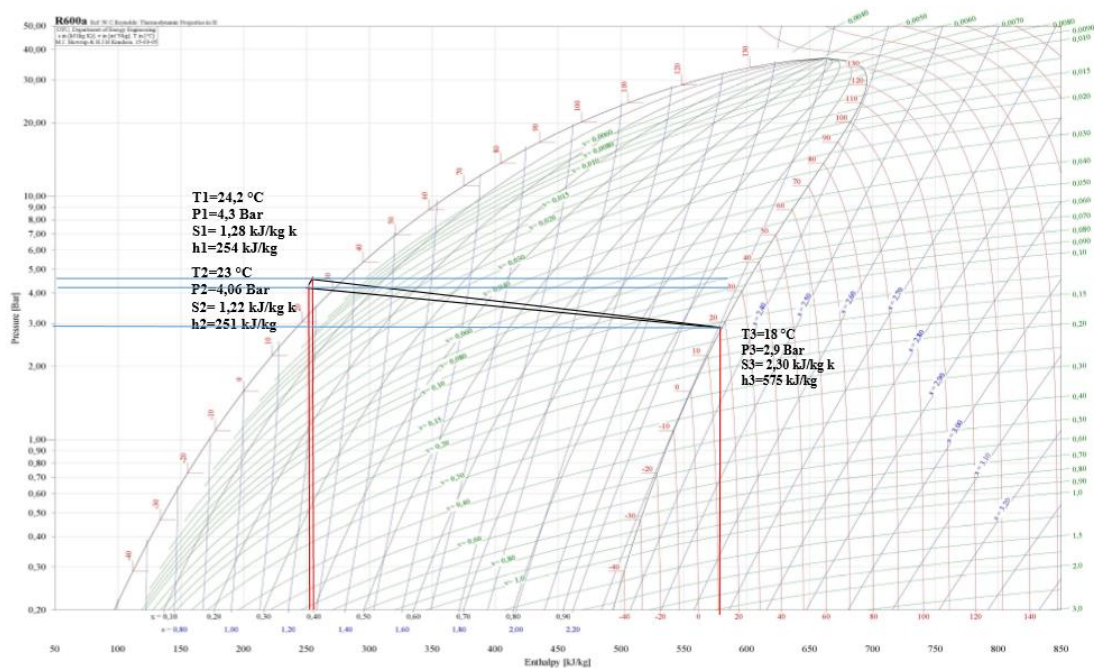


Figura 10. Análisis del R600a en estado puro
Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza

Para la fabricación del equipo de refrigeración se consideraron algunos casos especiales como la eliminación del tubo de expansión por motivos que la bomba no trabajara igual que un compresor produciendo una caída de presión en el sistema si se usa el tubo de expansión, también se debe considerar el hecho que al momento de sustituir el compresor por una bomba de engranes el sistema de refrigeración trabajara de forma contraria a un sistema de refrigeración común.

Con el objetivo del estudio del sistema de refrigeración con mezcla de aceite PAO en diferentes concentraciones porcentuales los cuales generaran variación en las

propiedades termodinámicas y se analizara tanto como la parte analítica como la parte práctica que se obtuvo a partir del equipo.

En la curva de P-h se sacan datos mediante las temperaturas y presiones que arrojen el equipo para realizar los siguientes cálculos en estado puro:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_L}{(h_1 - h_4)}$$

$$\dot{m} = \frac{0,5 [kW]}{(575 - 251) [kJ/kg]}$$

$$\dot{m} = 1,54 \times 10^{-3} [kg/s]$$

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

$$\dot{V} = \frac{1,54 \times 10^{-3} [kg/s]}{550,6 [kg/m^3]}$$

$$\dot{V} = 3 \times 10^{-6} [m^3/s]$$

$$V = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot D^2}$$

$$V = \frac{4 \cdot 3 \times 10^{-6} \left[\frac{m^3}{s} \right]}{\pi \cdot (0,009525 m)^2}$$

$$V = 0,0421 [m/s]$$

$$v = \frac{\mu}{\rho}$$

$$v = \frac{6,9 \times 10^{-6} \left[\frac{kg}{m \cdot s} \right]}{550,6 \left[\frac{kg}{m^3} \right]}$$

$$v = 1,2531 \times 10^{-8} [m^2/s]$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu}$$

$$Re = \frac{550,6 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \cdot 0,0353 \left[\frac{m}{s} \right] \cdot 0,009525 [m]}{6,9 \times 10^{-6} \left[\frac{kg}{m \cdot s} \right]}$$

$$Re = 31998,8$$

En la siguiente tabla se demuestra una comparativa entre los datos reales y los datos teóricos.

Tabla 9. Comparativa datos reales y teóricos del sistema de refrigeración real

	Reales	Teórico
Flujo másico	$1,54 \times 10^{-3} [kg/s]$	$1,38 \times 10^{-3} [kg/s]$
Flujo volumétrico	$3 \times 10^{-6} [m^3/s]$	$2,52 \times 10^{-6} [m^3/s]$
Velocidad del fluido	$0,0421 [m/s]$	$0,0353 [m/s]$
Viscosidad dinámica	$1,2531 \times 10^{-8} [m^2/s]$	$1,2531 \times 10^{-8} [m^2/s]$
Número de Reynolds	31998,8	26830,378

Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza

Los cálculos obtenidos del equipo no varían drásticamente y se mantienen en un rango que permite continuar con el estudio agregando aceite PAO al sistema de refrigeración ya que con anterioridad se analizó las velocidades y en el estado que trabajara el equipo.

En la Figura 11 representa el ciclo de condensación con 1% de aceite PAO agregado al sistema.

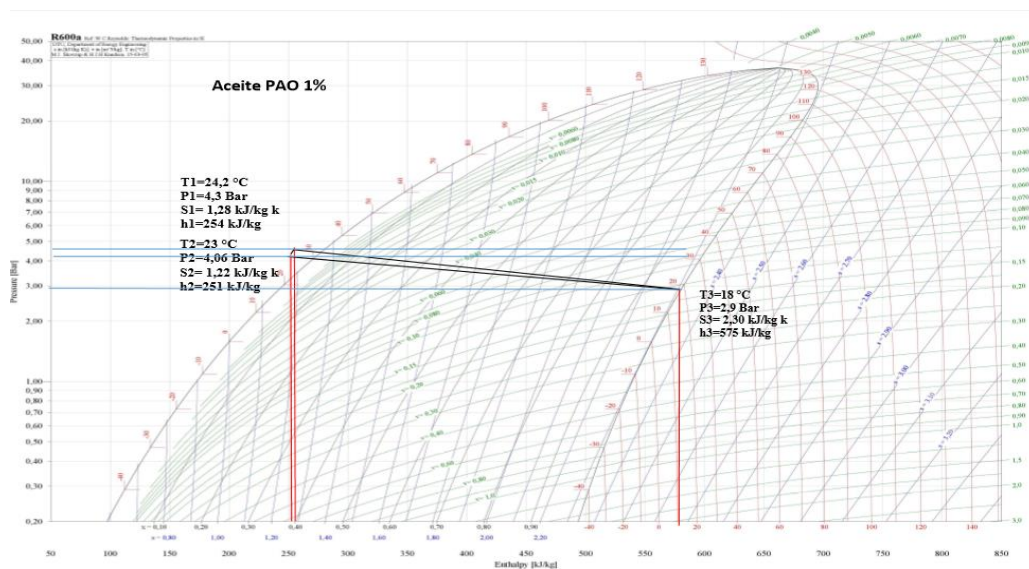


Figura 11. Análisis termodinámico de la concentración al 1 % de aceite PAO
Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza

En el ciclo de condensación del refrigerante R600a, se considera una presión de 4 bares a entrada de succión de la bomba de engranes la misma que aumentara a la salida, pero no con un aumento significativo como se muestra en la Figura 11.

En la Figura 12 al aumentar el porcentaje de aceite miscible PAO al 2% no se observa ningún cambio significativo en el sistema.

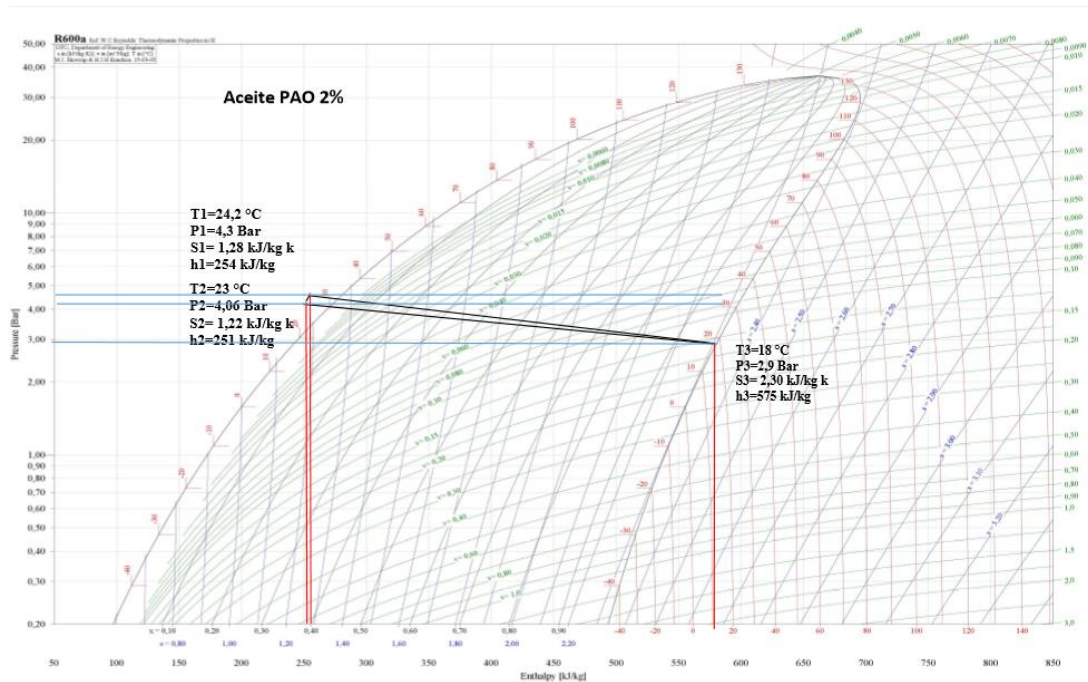


Figura 12. Análisis termodinámico de la concentración al 2 % de aceite PAO

Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza

A comparación entre la adición del aceite PAO de 1% a 2% se observa un cambio de fase del refrigerante y las temperaturas se mantendrán sin embargo hay un cambio de presiones.

En la Figura 13 al agregar aceite PAO al 3% se observa un cambio de presión muy mínimo en el sistema de condensación y un cambio de estado al momento de ingresar al evaporador.

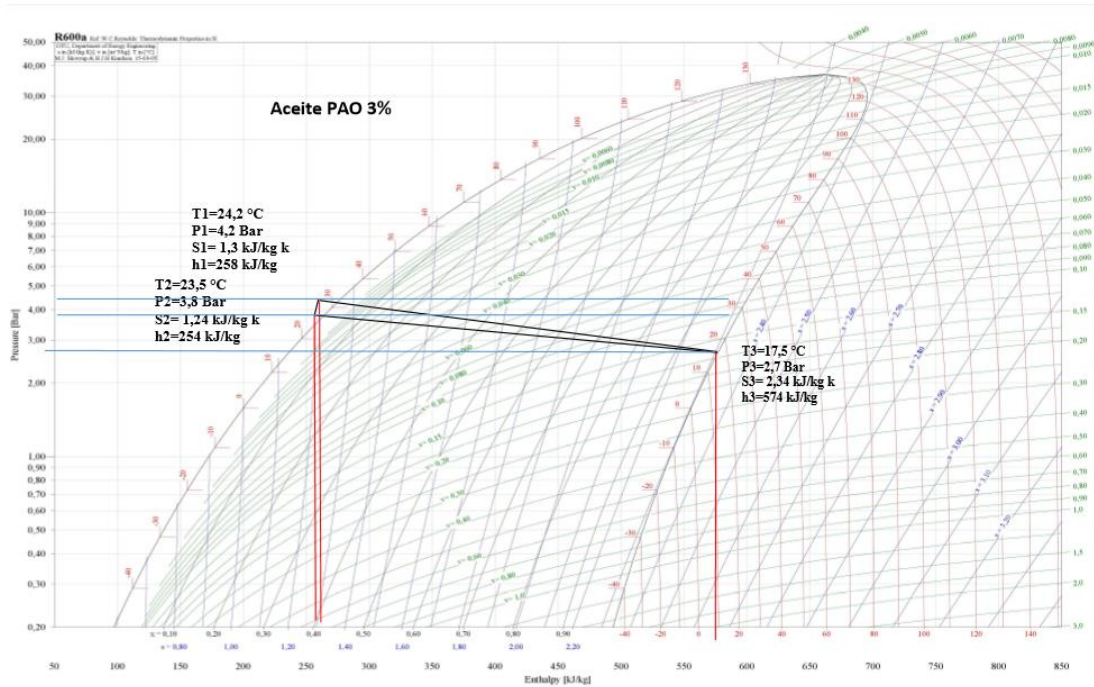


Figura 13. Análisis termodinámico de la concentración al 3 % de aceite PAO

Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza

En la Figura 14, al agregar aceite APO al 4% se observa que se mantienen las mismas condiciones con relación a la Figura 13 por lo que no hay cambios de presiones ni de temperaturas significativos o que se deben tomar en consideración.

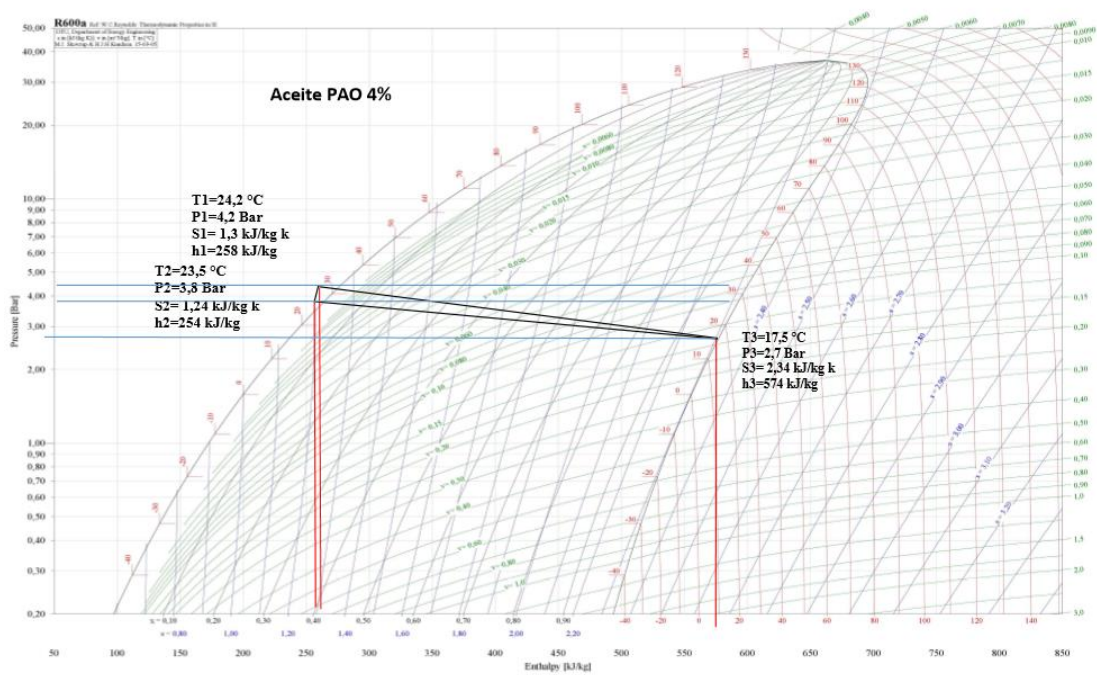


Figura 14. Análisis termodinámico de la concentración al 4 % de aceite PAO

Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza

En la Figura 15 se observa que a la salida del evaporador tenemos que el refrigerante no se encuentra en su estado óptimo por lo que se encuentra en mezcla haciendo que no cumpla con las propiedades térmicas.

A la salida del condensador se observa que tenemos una reducción de presión por lo que se puede producir que el refrigerante pase de estado líquido a mezcla.

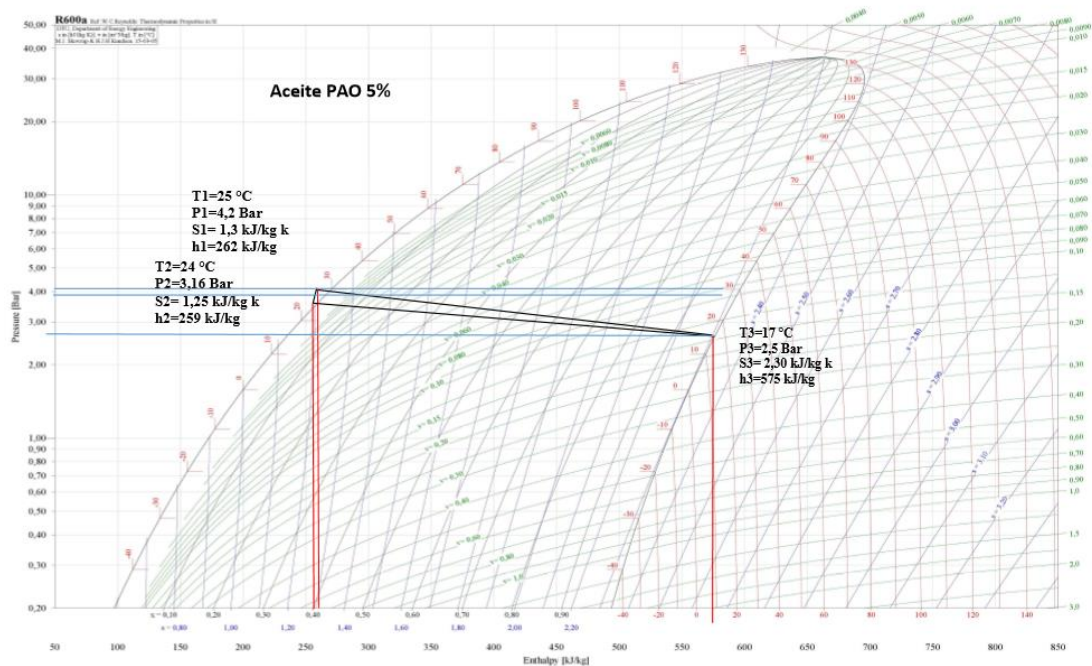


Figura 15. Análisis termodinámico de la concentración al 5 % de aceite PAO

Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza

4.3 Análisis de costos del equipo

Para una correcta construcción del equipo de refrigeración se debe considerar costos y disponibilidad en de los diferentes componentes dependiendo en el mercado que se vaya a trabajar, el coste es uno de los principales temas que se debe considerar para así obtener una aprobación de una rentabilidad como ahorro de los recursos.

4.3.1 Costos directos

Se hará un análisis del precio de cada uno de los componentes para realizar la respectiva ejecución del proyecto, para así tener una visualización clara de lo que ofrece el mercado y un rango de precios por el cual se va a comenzar a realizar el

equipo de refrigeración para predecir cualquier inconveniente que vaya presentando el proyecto con lo que se proyectó desde un comienzo.

4.3.2 Materiales y equipos

Para la respectiva construcción del sistema de refrigeración se hizo la adquisición de los siguientes equipos que se detallan en la Tabla 10 con su respectivo valor.

Tabla 10. Costos de materiales y equipos

N°	Descripción	Referencia	Cantidad	Valor unitario [USD]	Valor Total [USD]
1	Bomba de engranes	MG 2000	1 und	550	400
2	Serpentín condensador	1/8 HP CB-72	1 und	80,00	80,00
3	Serpentín evaporador	1/8 HP CB-72	2 und	80,00	160,00
4	Acumulador de aceite	1/2 A – AS – 384	1 und	38,00	38,00
5	Rollo tubería de cobre	3/8" tipo K	2 und	42,00	84,00
6	Tubería de cobre	1/4 Nacobre 1/4P	10 m	0,75	7,50
7	Tubo capilar	0,042 x pie	3 m	1,33	4,00
8	Manómetro	-15 a 800 PSI Everwell	4 und	5,00	20,00
9	Mirillas de refrigerante		1 und	3,00	3,00
10	Filtro secador unidireccional	1/4 DML – 032	1 und	8,00	8,00
11	Pote de refrigerante	R-600a	4 und	7,50	30,00
12	Aceite miscible	Aceite PAO	2 und	15,00	30,00
13	Caño aislante	3/8" x 1/2" x 2 metros	2 und	3,00	6,00
14	Ventilador	85 CFM 12V Dc	1 und	13,00	13,00
15	Válvula de carga	1/2 Nacobre 1/4 HP	5 und	1,00	5,00
				Subtotal:	888,5

Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza

Para la construcción del equipo se hace un previo cálculo y análisis de todos los accesorios que formarán en equipo, este tipo de accesorios se adquirieron en el mercado nacional como internacional para una especificación la bomba de engranes se importó del mercado internacional, todo esto es prevenido con anterioridad para que no haya inconvenientes durante la construcción.

Todos los equipos son adquiridos con un previo cálculo para evitar mayores gastos y todos los materiales se detallan en la Tabla 9 todos los materiales adquiridos son nuevos para tener una garantía de funcionamiento.

4.3.3 Accesorios eléctricos y control

Para el funcionamiento del equipo, se hace la adquisición de componentes eléctricos que se detallaran con su respectiva referencia y precio en la Tabla 11.

Todos los accesorios eléctricos fueron previstos para que el equipo de refrigeración tenga su correcto funcionamiento, en la Tabla 11 se verán detallados para que la ejecución sea la correcta.

Tabla 11. Costos accesorios eléctricos

Ítem	Descripción	Referencia	Cantidad	Valor unitario [USD]	Valor Total [USD]
1	Controlador	EQi-V2 MG2	1 und	80	80,00
2	Cable AWG	THHN Flex #14	6 m	5,00	30,00
3	Switch	Dos posiciones	4 und	4,50	18,00
4	Terminales eléctricos		12 und	0,10	1,20
5	Toma corriente		1 und	0,50	0,50
6	Controlador de temperatura		1 und	35,00	35,00
7	Canaleta para cableado	Dexson liso blanco	4 und	1,50	6,00
				Subtotal:	170,70

Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza

4.3.4 Diseño e ingeniería

Para un correcto desarrollo de la construcción del equipo, será de gran importancia un accesoriamente de personal capacitado en el tema tanto teórica como técnica en el tema de refrigeración los cuales se detallan en la Tabla 12.

Tabla 12. Costo de diseño e ingeniería

Área	Especificación	Tiempo (h)	Valor unitario [USD]	Valor Total [USD]
Autores	Diseño y proyección	130	4,00	480,00
Asesoría externa	Instalación de equipos	6	7,00	35,00
Asesoría de ingeniería	Especificaciones y análisis	6	15,00	60,00
			Subtotal:	652,00

Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza

4.3.5 Mano de obra

Para la realización del proyecto se necesita de personal con la capacidad de poder transformar la materia prima para la construcción y ensamblaje del equipo, estos costes se detallarán en la Tabla 13.

Tabla 13. Costo por mano de obra

Servicio	Especificación	Tiempo (h)	Valor unitario [USD]	Valor Total [USD]
Sistemas de refrigeración	Soldadura de cobre, carga y control del sistema	50	20,00	100,00
			Subtotal:	100,00

Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza

4.3.6 Total, costos directos

El costo total del equipo será la suma de los diferentes subtotales que se detallan anteriormente, estos valores serán detallados en la Tabla 14.

Tabla 14. Total, costos directos

Σ Subtotales	Valor Total [USD]
Materiales y equipos	888,5
Accesorios eléctricos	170,70
Diseño e ingeniería	652,00
Mano de obra	100,00
Total:	1811,2

Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza

4.3.7 Costos indirectos

Para la construcción del sistema de refrigeración se debe tomar en cuenta gastos indirectos que harán que el costo de producción aumente, por lo que es necesario incluirlos estos se adjuntan procesos como el costo de mano, transformación y acondicionamiento que serán detallado cada uno de ellos a continuación.

4.3.8 Materiales

Para la construcción de un equipo de refrigeración u otro equipo, intervendrán elementos que van a ser enceníceles tales como la materia prima que será transformado por un costo de mano de obra que intervienen como se muestra en la Tabla 15.

Tabla 15. Costos indirectos

Ítem	Descripción	Referencia	Cantidad	Valor unitario [USD]	Valor Total [USD]
1	Soldadura de plata	Varilla de plata al 15%	6 und	4,50	27,00
2	Tanque de oxígeno	O ₂ industrial 20 kg	1 und	10,00	10,00
3	Tanque de nitrógeno	N industrial 20 kg	1 und	12,00	12,00
4	Equipo de protección personal	Gafas, guantes, mascarilla	2 und	15,00	30,00
				Subtotal:	79,00

Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza

4.3.9 Imprevistos

Estos son costos que en la mayoría de las construcciones se deben tomar en cuenta ya que estos valores aumentaran el coste de construcción, esto son valores no establecidos que dependerán por el tiempo de mano de obra o por falta de stock en el mercado, ya sean valores mínimos se debe tomar en cuenta y se detallaran en la Tabla 16.

Tabla 16. Costo de imprevistos

Detalle	Valor Total [USD]
Material de oficina	30,00
Movilización Estudiantes	30,00
Servicios básicos	20,00
Subtotal:	80,00

Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza

4.3.10 Total, de costos indirectos

Los valores subtotales obtenidos en los costos indirectos, a continuación, se detallará en la Tabla 17 los valores que se presentaron en el equipo de refrigeración.

Tabla 17. Total, de costos indirectos

Σ Subtotales	Valor Total [USD]
Costos indirectos	79,00
Costos de imprevistos	80,00
Total:	159,00

Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza

4.3.11 Costo total del proyecto

Serán valores totales reflejados en la tabla anterior del capítulo tal como se muestra en la Tabla 18.

Tabla 18. Costo total del proyecto

Σ Totales	Valor Total [USD]
Costos directos	1811,2
Costos indirectos	159,00
Total:	1970,2

Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza

4.4 Conclusiones del capítulo

Finalmente se hizo un análisis de los costos directos e indirectos que intervienen para la fabricación del equipo de refrigeración siendo una inversión de 1970,2 USD, tomando en consideración que son materiales que brindaran un funcionamiento con una alta eficiencia, el costo aumenta por utilizar una bomba de engranes el cual se realizó la adquisición en el exterior y que el costo aumente, así como se realizó la compra de componentes principales tales como condensador y evaporador en el mercado nacional para hacer que el equipo sea factible para la construcción.

CONCLUSIONES

- Los equipos de refrigeración actuales utilizan refrigerantes R134a sin embargo comparando con equipos de refrigeración que utilizan refrigerantes R600a se concluye que es una gran alternativa este tipo de refrigerante ya que trabaja con presiones de 5 bar en la línea de alta y 1 bar en la de baja y en temperaturas de máximo 45 °C en el condensador y -2 °C en el evaporador, teniendo una reducción de energía aproximado del 12%
- En la construcción del equipo de refrigeración con bomba de engranajes se concluyó que este tipo de bombas no generan grandes presiones por lo que para el análisis se retiró el tubo de expansión haciendo que la carga del refrigerante sea de 60 psi.
- Mediante los cálculos obtenidos se trabaja con un flujo másico de $1,38 \times 10^{-3} [kg/s]$ necesario por el tipo de bomba que se utiliza tomando en cuenta que se trabaja en estado puro obteniendo un flujo volumétrico de $\dot{V} = 2,52 \times 10^{-6} [m^3/s]$, con una potencia de condensador y evaporador de 700 W y 330 W.
- Al analizar el coeficiente de transferencia de calor por condensación con una calidad de vapor del 0,5 y agregando aceite PAO al 1% nos dio como resultado un $h_{cond} = 66,070 [W/m^2 \cdot K]$, al aumentar el porcentaje de aceite PAO al 5% y una calidad de vapor de 0,9 nos da como resultado un $h_{cond} = 1,5640 [W/m^2 \cdot K]$, por lo que la transferencia de calor ira disminuyendo al aumentar el aceite PAO al refrigerante haciendo que el equipo no realice su funcionamiento adecuado.
- Mediante distintas pruebas se analizó que al momento que se realiza la adición de aceite PAO al refrigerante R600a los fluidos generan un mayor trabajo por el aumento de la densidad de mezcla de $554,472 kg/m^3$, por lo que la bomba trabajara a una mayor potencia.

RECOMENDACIONES

- Se recomienda hacer estudios con diferentes tipos de bombas y tipos de aceite para una comparación con el aceite PAO, así como la adición de un evaporador con un bypass y el cambio de diámetro de la tubería de cobre.
- En la actualidad estudios relacionados con el cuidado del medio ambiente se incrementan por lo que se, recomienda continuar con estudios en donde se mejoren características de transferencia de calor para generar un menor trabajo y generar un menor costo en los sistemas de refrigeración.
- Al ampliar diferentes estudios en temas de condensación generando posibles simulaciones y equipos con adiciones de aceite PAO, se podrá tener más resultados que favorecerán al tema de sistemas de refrigeración con este tipo de refrigerante que no es muy usado en la industria.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] S. M. R. de Carvalho, L. H. P. Massuchetto, R. B. C. do Nascimento, H. V. de Araújo, and J. V. H. d'Angelo, "Optimization of a vapor injection refrigeration cycle using hydrocarbon mixed refrigerants," *Int. J. Refrig.*, vol. 98, pp. 109–119, 2019.
- [2] Z. Berk, "Refrigeration—Equipment and methods," in *Food Process Engineering and Technology*, 2018, pp. 463–479.
- [3] E. Corte, C. Flores, N. Jara, and C. Isaza, "Sistemas de refrigeración doméstica - estado del arte de las mejoras en la eficiencia energética," *Rev. la Fac. Ciencias Químicas la Univ. Cuenca Ecuador*, vol. 9, no. March 2015, pp. 19–40, 2014.
- [4] W. L. Luyben, "Control of Compression Refrigeration Processes with Superheat or Saturated Boiling," *Chem. Eng. Process. - Process Intensif.*, 2019.
- [5] M. Efstratiadi, S. Acha, N. Shah, and C. N. Markides, "Analysis of a closed-loop water-cooled refrigeration system in the food retail industry: A UK case study," *Energy*, pp. 1133–1144, 2019.
- [6] P. Byrne and R. Ghouali, "Exergy analysis of heat pumps for simultaneous heating and cooling," *Appl. Therm. Eng.*, no. December, pp. 414–424, 2019.
- [7] A. T. Diaby, P. Byrne, and T. Maré, "Simulation of heat pumps for simultaneous heating and cooling using CO₂," *Int. J. Refrig.*, 2019.
- [8] M. N. Šarevski and V. N. Šarevski, "Ejector Refrigeration/Heat Pump Systems," in *Water (R718) Turbo Compressor and Ejector Refrigeration / Heat Pump Technology*, no. 2009, 2016, pp. 165–226.
- [9] T. Bai, G. Yan, and J. Yu, "Thermodynamic assessment of a condenser outlet split ejector-based high temperature heat pump cycle using various low GWP refrigerants," *Energy*, 2019.
- [10] Z. Q. Yang, M. Gong, G. Chen, Z. Lin, H. Huang, and H. Feng, "A new diabatic two phase flow pattern transition model of R600a," *Int. J. Refrig.*, vol. 99, pp. 138–144, 2019.
- [11] M. S. Alam and J. H. Jeong, "Molecular dynamics simulations on homogeneous condensation of R600a refrigerant," *J. Mol. Liq.*, vol. 261, no. 2017, pp. 492–502, 2018.
- [12] K. Górny, A. Stachowiak, P. Tyczewski, and W. Zwierzycki, "Lubricity of

- selected oils in mixtures with the refrigerants R452A, R404A, and R600a,” *Tribol. Int.*, pp. 50–59, 2019.
- [13] S. Baqeri, M. A. Akhavan-Behabadi, and B. Ghadimi, “Experimental investigation of the forced convective boiling heat transfer of R-600a/oil/nanoparticle,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 55, pp. 71–76, 2014.
- [14] D. P. Yuill and J. E. Braun, “Evaluating the performance of fault detection and diagnostics protocols applied to air-cooled unitary air-conditioning equipment,” *HVAC R Res.*, vol. 19, no. 7, pp. 882–891, 2013.
- [15] G. Bogdanovská, V. Molnár, and G. Fedorko, “Failure analysis of condensing units for refrigerators with refrigerant R134a, R404A,” *Int. J. Refrig.*, vol. 100, pp. 208–219, 2019.
- [16] B. D. E. E. Internos, “Bombas de engranajes,” pp. 10–20.
- [17] E. Apparatus, F. O. R. The, D. Of, C. Heat, and H. T. Respectively, “TRANSFER COEFFICIENT FOR R134A AND R600A FLOWING INSIDE VERTICAL AND,” pp. 1–15, 2016.
- [18] D. Lazarus, “United nations environment programme (unep),” *Environ. Geol.*, no. May, pp. 638–640, 2006.
- [19] B. Ghorbani, M. A. Akhavan-Behabadi, S. Ebrahimi, and K. Vijayaraghavan, “Experimental investigation of condensation heat transfer of R600a/POE/CuO nano-refrigerant in flattened tubes,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 88, pp. 236–244, 2017.
- [20] M. A. Akhavan-Behabadi, M. K. Sadoughi, M. Darzi, and M. Fakoor-Pakdaman, “Experimental study on heat transfer characteristics of R600a/POE/CuO nano-refrigerant flow condensation,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 66, pp. 46–52, 2015.
- [21] H. Wang and H. Wang, “Enhance hydraulic balance of a district cooling system with multiple jet pump,” *Energy Procedia*, vol. 158, pp. 2536–2542, 2019.
- [22] Anonimo, “Ciclos De Refrigeración Por Compresión De Vapor,” 2009.
- [23] ElettronicaVeneta & amp, “Manual general de refrigeración,” p. 218.
- [24] E. Generalic, “Ciclo de carno,” *Diccionario y glosario de química croata-ingles*, 2018. .
- [25] B. De Miranda Santos and C. Rodríguez, “Instalaciones Frigoríficas,” pp. 1–85, 2010.

- [26] I. E. S. E. D. E. Cantabria, “EVAPORADORES ESTÁTICOS DE TUBO Y ALETAS (Circulación natural).”
- [27] P. Fernandez, “Apuntes. Compresores,” p. 127, 2010.
- [28] PediaPress, “Sistema de refrigeración por compresión,” p. 53, 2011.
- [29] G. S. Shareef, “Condensadores Refrigerados,” vol. [Accesado, pp. 16–31.
- [30] T. T. Te, “Válvulas de expansión termostática.”
- [31] J. A. Creus, *Tratado práctico de refrigeración automática*, Marcombo. 1963.
- [32] Indubel, “Capítulo 12 - REFRIGERANTES,” pp. 136–163, 2006.
- [33] G. F. Hundy, A. R. Trott, T. C. Welch, G. F. Hundy, A. R. Trott, and T. C. Welch, “Chapter 3 – Refrigerants,” *Refrig. Air-Conditioning*, pp. 30–40, 2008.
- [34] Danfoss, “Información técnica Aplicación práctica del refrigerante R600a isobutano en sistemas refrigerados domésticos,” *Refrig. air Cond.*, 2001.
- [35] A. M. A. Akintunde, M.A., “Experimental Study of R134a, R406A and R600a Blends as Alternative To Freon 12,” *IOSR J. Mech. Civ. Eng.*, vol. 7, no. 1, pp. 40–46, 2013.
- [36] G. Martín Reina, “Manual para el diseño de una red hidráulica de climatización: Bombas Centrífugas,” 2012.
- [37] B. D. E. Engranajes, “Bomba de engranajes,” pp. 1–5.
- [38] Salvador ESCODA S.A., “Capítulo 4. Ventiladores,” *Man. práctico Vent.*, pp. 1–27.
- [39] N. R. Microbiology, *Manual práctico de ventilación*, vol. 851, no. November. 2007.
- [40] S. E. S.A., “Vi.- ventiladores,” in *Manual práctico de Ventilación*, pp. 1–27.
- [41] O. A. Jaramillo, “INTERCAMBIADORES DE CALOR,” *Turbul. Porous Media*, vol. 2007, pp. xiii–xxi, 2006.
- [42] D. González, “Guía de Intercambiadores de Calor: Tipos Generales y Aplicaciones,” *Fenom. Transp.*, pp. 1–67, 2002.
- [43] P. Wais, “NFin-Tube Heat Exchanger Optimizationo Title,” *Fin-tube heat Exch. Optim. heat Exch*, pp. 343–366, 2012.
- [44] G. Karlekar, BV, y Arturo, *Trasferencia de calor*. 1985.
- [45] I. Raul and C. Anfuso, “Tema EVAPORADORES y CONDENSADORES DE REFRIGERACION . TIPO Y.” pp. 1–18, 2015.
- [46] Unac, “Introducción a La Transferencia De Calor,” *Introd. a La Transf. Calor*, p. 3,4, 2011.

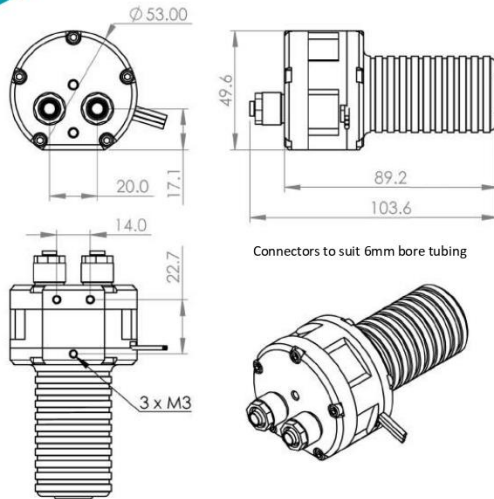
- [47] M. S. Kreith, F., Manglik, R. M., & Bohn, *Principios de transferencia de calor*. 2012.
- [48] A. J. Çengel, Y. A., & Ghajar, *Transferencia de calor y masa*. 2011.
- [49] A. H. A. Y. Muchos, P. Cuál, E. S. El, and M. Á. S. Recomendable, “Aceites PAG, PAO y POE.”
- [50] Chevron, “Cetus PAO,” pp. 15–16, 2016.
- [51] T. Centro, T. Norte, T. Sur, T. Oeste, and T. Rosario, “Aceites de Refrigeración Aceites de Refrigeración,” vol. 5052, no. 011, 2011.
- [52] Y. A. Cengel and M. A. Boles, *TERMODINÁMICA*. 2012.
- [53] P. F. Díez, “Condensación Y Vaporización,” *Ing. térmica y fluídos*, pp. 273–295, 1992.
- [54] TCS, “teehataseireteehataseire.”
- [55] C. Isaza, “Análisis comparativo de sistemas de refrigeración doméstica utilizando refrigerantes R600a y R134a,” *Investig. Tecnol. y Cienc. ; Jara Cobos Nelson*, no. August, p. 9, 2015.
- [56] F. J. V. Campos, *Mecanica de Fluidos Robert Mott 6ta edicion*. 2006.
- [57] A. J. G. Yunus A, Çengel, *Transferencia de calor y masa*. 2011.
- [58] F. P. Incropera and D. P. DeWitt, “Fundamentos de transferencia de calor,” *Fundam. Heat Mass Transf.*, p. 176, 1999.
- [59] T. C. S. Micropumps and V. Eqi, “EQi – V2MG1 Intelligent Brushless Controller EQi – V2MG1 Intelligent Brushless Controller.”
- [60] V. Pump, “VIKING ENGINEERING DATA,” 2007.
- [61] M. S. B. Cb and C. Generales, “Serpentines / condensadores,” p. 950, 2000.
- [62] R. L. Mott and J. A. Untener, *Mecanica de Fluidos-Mott 7 edicion.pdf*. 2016.
- [63] Nacobre, “Manual Técnico Nacobre.”
- [64] V. M. Swanson, “Technical Note,” *JPO J. Prosthetics Orthot.*, vol. 4, no. 2, p. 119??125, 1992.

ANEXOS

Anexo 1. Datos técnicos de bomba de engranes



MG2000 Series - Data Sheet



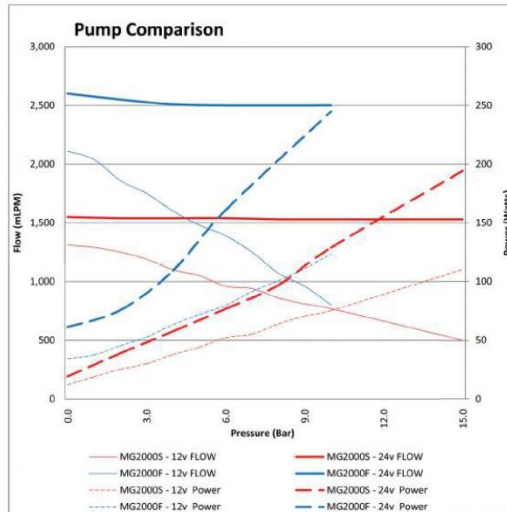
Materials

Wetted Parts

- Anodised 6000 Series Aluminium
- 316 Stainless Steel
- Viton
- PEEK
- PTFE
- Polyacetal
- Materials typical to a Brushless Motor

Performance Data

- Small Size 90 x 53 x 50mm
- Weight 340 g
- Operating Temp -20 to 100 deg C
- Smooth Pulseless Flow
- IP Rating - Standard pumps IP67
- Noise Levels 15dB
Measured at a distance of 1m with a 50dB ambient noise level
- MTBF Stock Pumps 10,000hrs
Special Variants available to order >100,000hrs



All tests conducted pumping TCS Coolant and using an EQI-MG2 motor controller.
Note for maximum pump life you should not subject the MG2000S to pressures exceeding 10 bar and the MG2000F should not exceed 8 bar

Maximum recommended performance

MODEL	Input (v)	Power (W)	Flow (mlpm)	Pressure (Bar)
MG2000S	12	75	1300	10.0
ALL MODELS	24	130	1500	10.0
MG2000F	12	105	2100	8
ALL MODELS	24	210	2600	8

Performance for stock pumps running on TCS Coolant



Document Ref No.
DS09 Page 2 Rev 4.

TCS Micropumps Ltd
www.micropumps.co.uk
Email sales@micropumps.co.uk Tel +44 (0) 1795 539 655

Anexo 2. Dato controlador de bomba de engranes

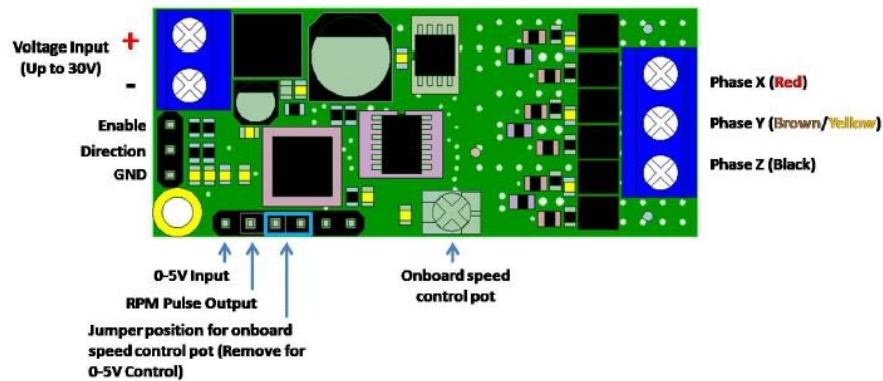


EQi – V2 MG1 Intelligent Brushless Controller

It is advised to use an 'always live' supply voltage as the EQi V2 is instant start. If a slow starting power supply is used it may cause the EQi V2 not to start. If this is the case then turn on PSU first and then connect the EQi.

Wiring Diagram

Always make all connections before powering the EQi V2.



RPM Pulse Output (Reading pump RPM)

The pin marked as 'RPM Pulse Output' provides a frequency output (Hz) this can be measured with an oscilloscope. Some multimeters also have the ability to read frequency. Connect the 'RPM Pulse Output pin' to an oscilloscope probe and the ground from the probe to the ground on the three pin header, this will display as a square waveform in which frequency can be read.

For the correct RPM the read frequency must be multiplied by 10.
Example 1000Hz x 10 = 10000 RPM.

The MGD1000 series will be at approximately 10000 RPM at full speed.

Maximum Operating Pressures

MG1000P-	10.0 Bar (145psi)
MG1000S -	8.0Bar (116psi)
MG1000F-	4.0Bar (58psi)

CAUTION

Do not exceed the maximum operating pressure for your pump.
Do not exceed the maximum operating current draw of **2 amps**.
Exceeding these limits may cause damage to the Micropump.

Designed & Manufactured in the United Kingdom by TCS Micropumps Limited.
info@micropumps.co.uk T 01795 539 655 www.micropumps.co.uk

Document Ref No.
IM060 Rev 3

Anexo 3. Pérdidas de presión de la fricción de tubería

GPM	PIPE SIZE	VISCOSITY, SSU																
		32 (Water)	50	100	200	400	600	800	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10,000
1½	¾	.033	.050	.14	.8	.80	.87	1.	1.5	3.3	4.5	8.0	7.5	8.8	4.	5.0	5.4	6.0
	¾	.013	.040	.095	.11	.4	.35	.47	.60	1.3	1.8	.4	3.0	3.5	.4	5.0	5.4	6.0
	¾	.0038	.0065	.018	.038	.080	.1	.16	.0	.40	.60	.80	1.0	1.	1.4	1.6	1.8	.0
	1	.0010	.005	.0070	.015	.030	.045	.080	.075	.15	.3	.30	.36	.45	.5	.60	.67	.73
3½	¾	.060	.10	.13	.7	.56	.85	1.1	1.4	.8	4.3	5.6	7.0	8.5	9.8	3.7	4.1	4.6
	¾	.014	.015	.044	.090	.18	.8	.36	.45	.90	1.4	1.9	.3	.8	3.	3.7	4.1	4.6
	1	.0046	.0060	.016	.035	.070	.10	.13	.18	.35	.50	.70	.85	1.0	1.	1.3	1.6	1.8
	1½	.0011	.005	.0055	.011	.043	.035	.048	.059	.1	.17	.4	.9	.34	.40	.46	.5	.59
5	¾	.029	.045	.080	.13	.6	.40	.5	.65	1.3	.0	.6	3.	4.0	4.5	5.	6.0	6.5
	1	.0080	.009	.018	.050	.10	.15	.0	.5	.50	.7	1.0	1.3	1.5	1.8	.0	.5	.5
	1½	.0022	.008	.0079	.018	.033	.050	.086	.083	.17	.5	.33	.41	.50	.56	.66	.7	.83
	1½	.0012	.0015	.0041	.0090	.018	.047	.036	.045	.090	.13	.18	.3	.7	.3	.36	.40	.45
7	¾	.066	.075	.090	.16	.36	.55	.73	.90	1.8	.8	3.6	4.5	5.5	6.	7.3	8.1	9.0
	1	.016	.025	.03	.070	.14	.1	.8	.35	.70	1.1	1.4	1.8	.1	.5	.8	3.1	3.5
	1½	.0040	.005	.011	.043	.048	.070	.09	.11	.3	.35	.46	.60	.70	.80	.9	1.0	1.1
	1½	.0019	.0041	.0060	.013	.045	.038	.050	.06	.13	.19	.5	.31	.37	.45	.50	.55	.6
10	¾	.10	.14	.14	.6	.5	.80	1.1	1.3	.6	4.0	5.	6.4	8.0	9.0	4.0	4.5	5.0
	1	.030	.046	.047	.10	.0	.30	.40	.50	1.0	1.5	.0	.5	3.0	3.5	3.5	4.0	4.5
	1½	.0080	.013	.016	.033	.066	.10	.13	.17	.34	.50	.68	.85	1.0	1.	1.3	1.5	1.7
	1½	.0036	.0055	.0055	.018	.036	.053	.071	.090	.18	.7	.35	.45	.54	.6	.71	.81	.80
15	1	.064	.082	.14	.15	.30	.45	.60	.75	1.5	.3	3.0	3.8	4.5	5.	6.0	7.0	7.5
	1½	.016	.025	.045	.050	.10	.15	.0	.5	.50	.75	1.0	1.3	1.5	1.8	.0	.3	.5
	1½	.0076	.011	.013	.046	.05	.080	.11	.13	.8	.40	.5	.66	.80	.9	1.1	1.	1.3
	2	.0022	.0036	.0047	.010	.040	.030	.040	.050	.10	.15	.0	.5	.30	.35	.40	.45	.50
18	1	.090	.12	.17	.18	.36	.54	.70	.90	1.8	.7	3.6	4.5	5.4	6.1	7.0	8.0	9.0
	1½	.023	.030	.033	.060	.1	.18	.4	.30	.60	1.	1.5	1.8	.1	.4	.8	3.0	3.0
	1½	.011	.016	.016	.03	.064	.098	.13	.16	.3	.49	.64	.8	.98	1.1	1.3	1.5	1.6
	2	.0031	.0050	.0058	.01	.044	.036	.050	.060	.1	.18	.4	.30	.36	.4	.50	.55	.60
20	1	.11	.15	.20	.8	.40	.60	.80	1.0	.0	3.0	4.0	5.0	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0
	1½	.028	.040	.060	.065	.13	.0	.6	.3	.65	1.0	1.3	1.6	.0	.3	.6	3.0	3.
	1½	.013	.018	.019	.036	.071	.11	.15	.18	.36	.53	.70	.80	1.1	1.3	1.5	1.8	2.0
	2	.0039	.0058	.0061	.013	.048	.040	.054	.067	.13	.0	.7	.34	.40	.48	.54	.60	.67

Fuente: [60]

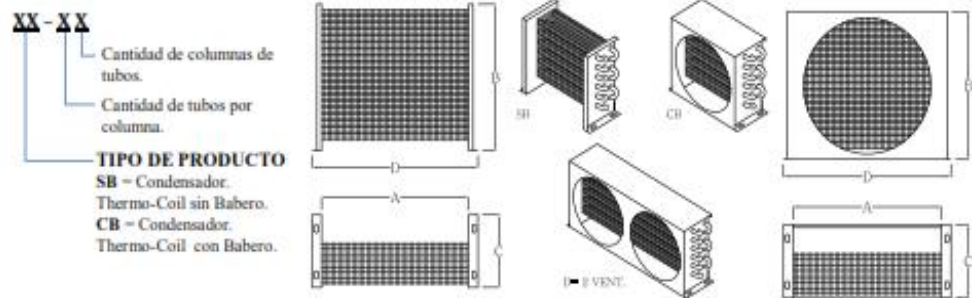
Anexo 4. Ficha técnica del condensador y evaporador



SERPENTINES / CONDENSADORES

MODELOS SB-CB

El rendimiento indicado se calculó tomando como referencia temperatura ambiente 95 °F, diferencial de temperatura de 25 °F y altura sobre el nivel del mar menor a 2000 pies. Para otras condiciones de funcionamiento debe aplicar los factores indicados en la guía para selección de condensadores.



Fuente:[61]

CARACTERÍSTICAS GENERALES											
ITEM	MODELO	REFERENCIA COMERCIAL		MEDIDAS (mm)				VENTILADOR		RENDIMIENTO	
		RT	MT	A	B	C	D	CAUDAL (CFM) Nº x DIA (mm)	BTU/H	WATT	
1	SB-72 CB-72	1/4	1/8	210	215	85	250	445	1 x 200	2.04	596

Anexo 5. Dimensiones de la tubería de cobre de tipo “K”

Nominal Size	Outside Diameter		Wall Thickness		Inside Diameter			Flow Area	
	(in)	(mm)	(in)	(mm)	(in)	(ft)	(mm)	(ft ²)	(mm ²)
1/8	0.250	6.35	0.035	0.889	0.180	0.0150	4.572	1.767 x 10 ⁻¹	1.642 x 10 ⁻¹
¼	0.375	9.53	0.049	1.245	0.277	0.0231	7.036	4.185 x 10⁻¹	3.888 x 10⁻¹
3/8	0.500	12.70	0.049	1.245	0.402	0.0335	10.21	8.814 x 10⁻¹	8.189 x 10⁻¹
½	0.625	15.88	0.049	1.245	0.527	0.0439	13.39	1.515 x 10 ⁻¹	1.407 x 10 ⁻¹
5/8	0.750	19.05	0.049	1.245	0.652	0.0543	16.56	2.319 x 10 ⁻¹	2.154 x 10 ⁻¹
¾	0.875	22.23	0.065	1.651	0.745	0.0621	18.92	3.027 x 10 ⁻¹	2.812 x 10 ⁻¹
1	1.125	28.58	0.065	1.651	0.995	0.0829	25.27	5.400 x 10 ⁻¹	5.017 x 10 ⁻¹
1 ¼	1.375	34.93	0.065	1.651	1.245	0.1037	31.62	8.454 x 10 ⁻¹	7.854 x 10 ⁻¹
1 ½	1.625	41.28	0.072	1.829	1.481	0.1234	37.62	1.169 x 10 ⁻¹	1.111 x 10 ⁻¹
2	2.125	53.98	0.083	2.108	1.959	0.1632	49.76	2.093 x 10 ⁻¹	1.945 x 10 ⁻¹
2 ½	2.625	66.68	0.095	2.413	2.435	0.2029	61.85	3.234 x 10 ⁻¹	3.004 x 10 ⁻¹
3	3.125	79.38	0.109	2.769	2.907	0.2423	73.84	4.609 x 10 ⁻¹	4.282 x 10 ⁻¹
3 ½	3.625	92.08	0.120	3.048	3.385	0.2821	85.98	6.249 x 10 ⁻¹	5.806 x 10 ⁻¹
4	4.125	104.8	0.134	3.404	3.857	0.3214	97.97	8.114 x 10 ⁻¹	7.538 x 10 ⁻¹
5	5.125	130.2	0.160	4.064	4.805	0.4004	122.0	1.259 x 10 ⁻¹	1.170 x 10 ⁻¹
6	6.125	155.6	0.192	4.877	5.741	0.4784	145.8	1.798 x 10 ⁻¹	1.670 x 10 ⁻¹
8	8.125	206.4	0.271	6.883	7.583	0.6319	192.6	3.136 x 10 ⁻¹	2.914 x 10 ⁻¹
10	10.125	257.2	0.338	8.585	9.449	0.7874	240.0	4.870 x 10 ⁻¹	4.524 x 10 ⁻¹
12	12.125	308.0	0.405	10.287	11.315	0.9429	287.4	6.983 x 10 ⁻¹	6.487 x 10 ⁻¹

Fuente:[62]

Anexo 6. Tubería de cobre temple rígido tipo “K”

Medida Nominal	Diámetro Exterior	Diámetro Interior	Espesor de Pared	Peso	Peso por tramo	Presión Máxima	Presión Constante	Flujo
Pulgadas milímetros	Pulgadas milímetros	Pulgadas milímetros	Pulgadas milímetros	Lb/pie kg/m	libras kilogramos	PSI kg/cm ²	PSI kg/cm ²	G. P. M. L. P. M.
3/8"	0.500"	0.402"	0.049"	0.269	5.385	8,820	1,760	1.754
9.50 mm	12.700	10.210	1.245	0.400	2.445	620.04	124.00	6.640
1/2"	0.625"	0.527"	0.049"	0.344	6.890	7,056	1,411	3.304
12.7 mm	15.875	13.385	1.245	0.512	3.128	496.03	99.19	12.507
3/4"	0.875"	0.745"	0.065"	0.640	12.813	6,685	1,337	8.611
19 mm	22.225	18.923	1.651	0.954	5.817	469.95	93.99	32.594
1"	1.125"	0.995"	0.065"	0.840	16.799	5,200	1,040	19.826
25 mm	28.575	25.273	1.651	1.250	7.627	209.00	73.11	75.042
1 1/4"	1.375"	1.245"	0.065"	1.041	20.824	4,260	852	34.940
32 mm	34.925	31.623	1.651	1.549	9.454	299.47	59.89	132.270
1 1/2"	1.625"	1.481"	0.072"	1.361	27.231	3,988	797	56.074
38 mm	41.275	37.617	1.829	2.026	12.363	280.35	56.02	212.240
2"	2.125"	1.959"	0.083"	2.062	41.249	3,515	703	120.158
51 mm	53.975	49.759	2.108	3.070	18.727	247.10	49.42	454.800

Fuente:[63]

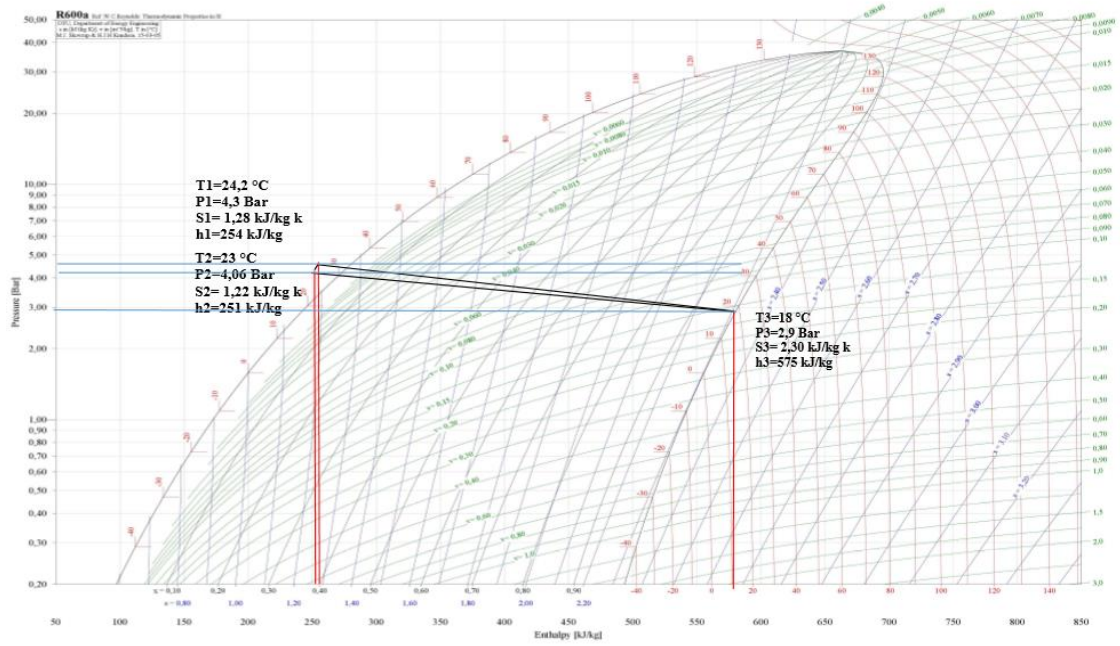
115	2.6025	389.6	0.01204	520.05	687.84	1.9508	2.3831	4.073	4.02	1.842	280	145.5	51.8	12.96	61.7	32.68	1.14	115
120	2.839	372.4	0.01043	539.15	688.2	1.9981	2.3772	4.6	4.808	2.158	244	138.6	47.3	13.72	60.3	35.31	0.78	120
125	3.0928	351.2	0.00887	560.06	686.09	2.0492	2.3657	5.665	6.384	2.805	205	130.9	42.4	14.75	59.6	39.54	0.46	125
130	3.3656	321.2	0.00724	584.77	679	2.1088	2.3425	9.16	11.29	4.85	162	122	36.5	16.38	60.9	47.81	0.18	130

Anexo 8. Recomendaciones de tubos capilares en R600a

TABLE FOR REFRIGERANT R600a (LBP)											
Qash	M	Capillary tube length (m) Capillary tube internal diameter (mm) & Evaporating temperature (°C)									
		0,6		0,7		0,8		0,9		1	
kcal/h	kg/h	-30	-23,3	-30	-23,3	-30	-23,3	-30	-23,3	-30	-23,3
55	0,69	3,13	3,28								
60	0,75	2,64	2,77								
65	0,81	2,26	2,36								
70	0,87	1,95	2,05								
75	0,93	1,71	1,79								
80	1,00	1,51	1,58								
85	1,06	1,34	1,40	3,03	3,18						
90	1,12	1,20	1,25	2,71	2,84						
95	1,18	1,08	1,13	2,43	2,55						
100	1,25			2,20	2,31						
105	1,31			2,00	2,09						
110	1,37			1,82	1,91						
115	1,43			1,67	1,75						
120	1,49			1,54	1,61	3,14	3,28				
130	1,62			1,31	1,37	2,67	2,80				
140	1,74				1,19	2,31	2,42				
150	1,87					2,01	2,11				
160	1,99					1,77	1,85	3,33	3,49		
170	2,12					1,57	1,64	2,95	3,10		
180	2,24					1,40	1,47	2,64	2,77		
190	2,37					1,26	1,32	2,37	2,49		
200	2,49					1,14	1,19	2,14	2,25		
210	2,62					1,03	1,08	1,95	2,04	3,39	3,56
220	2,74							1,77	1,86	3,09	3,25
230	2,87							1,63	1,71	2,82	2,97
240	2,99							1,49	1,57	2,59	2,73
250	3,11							1,38	1,45	2,39	2,51

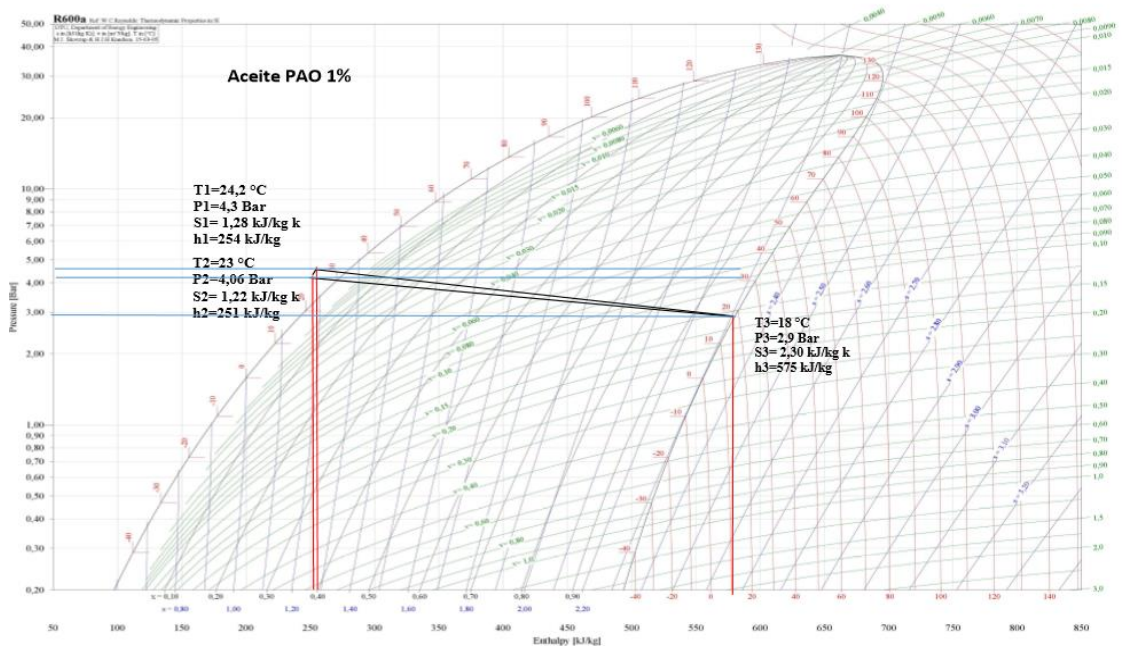
Fuente:[64]

Anexo 9. Análisis del R600a en estado puro



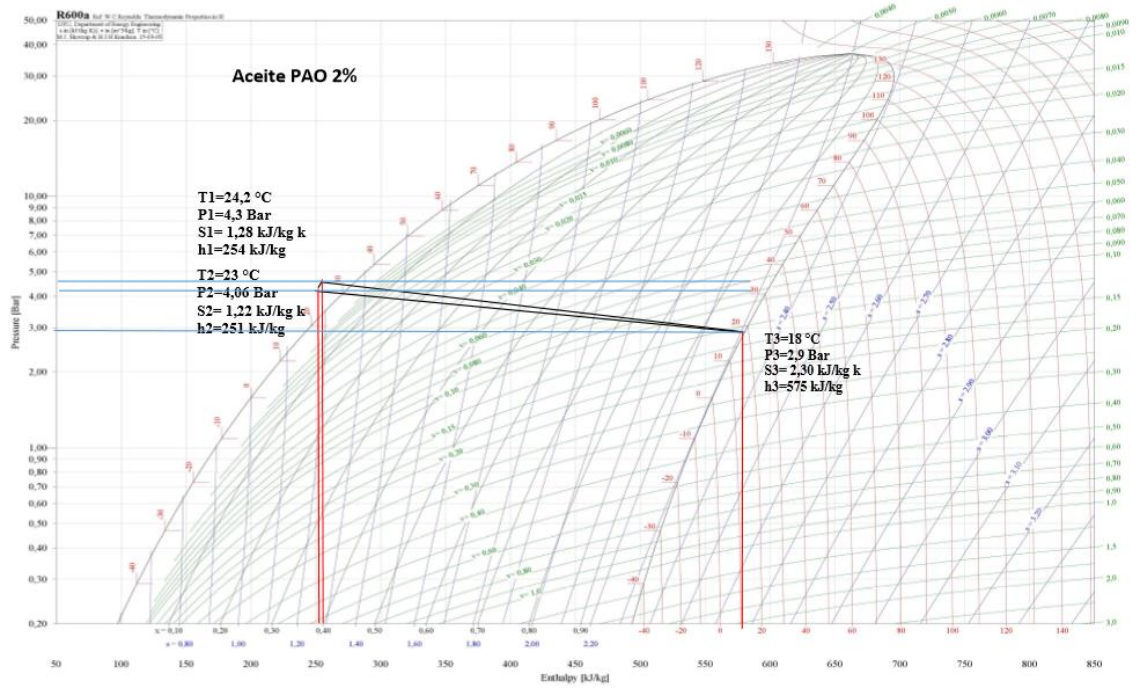
Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza

Anexo 10. Análisis termodinámico de la concentración al 2 % de aceite PAO



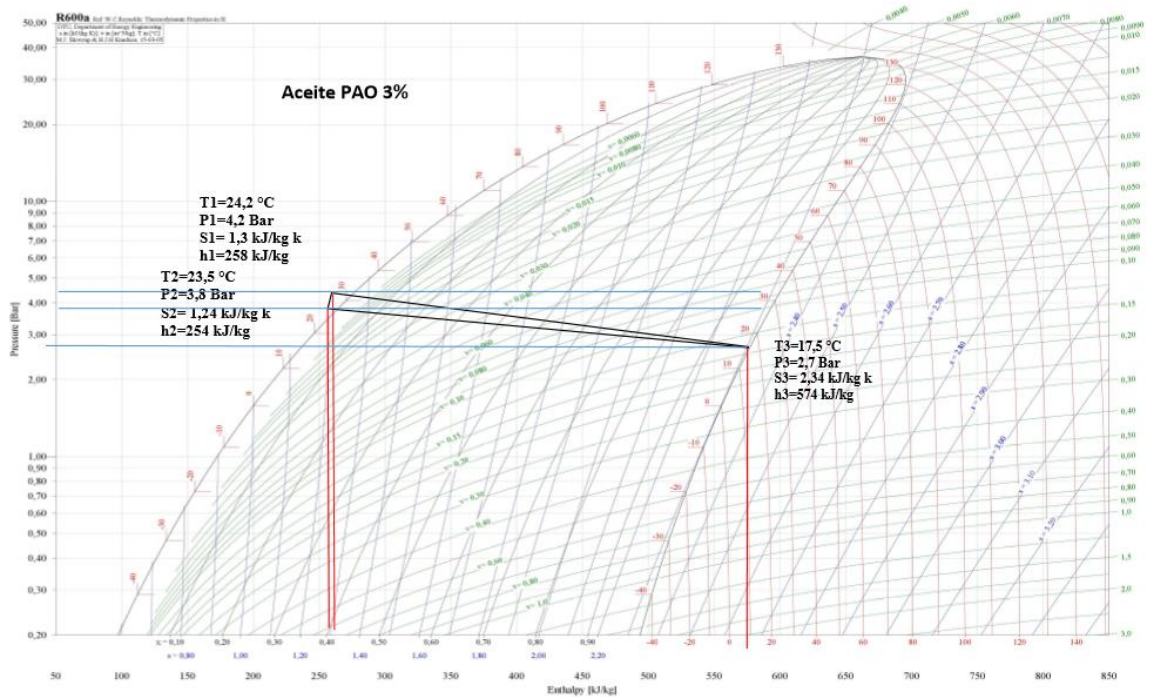
Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza

Anexo 11. Análisis termodinámico de la concentración al 2 % de aceite PAO



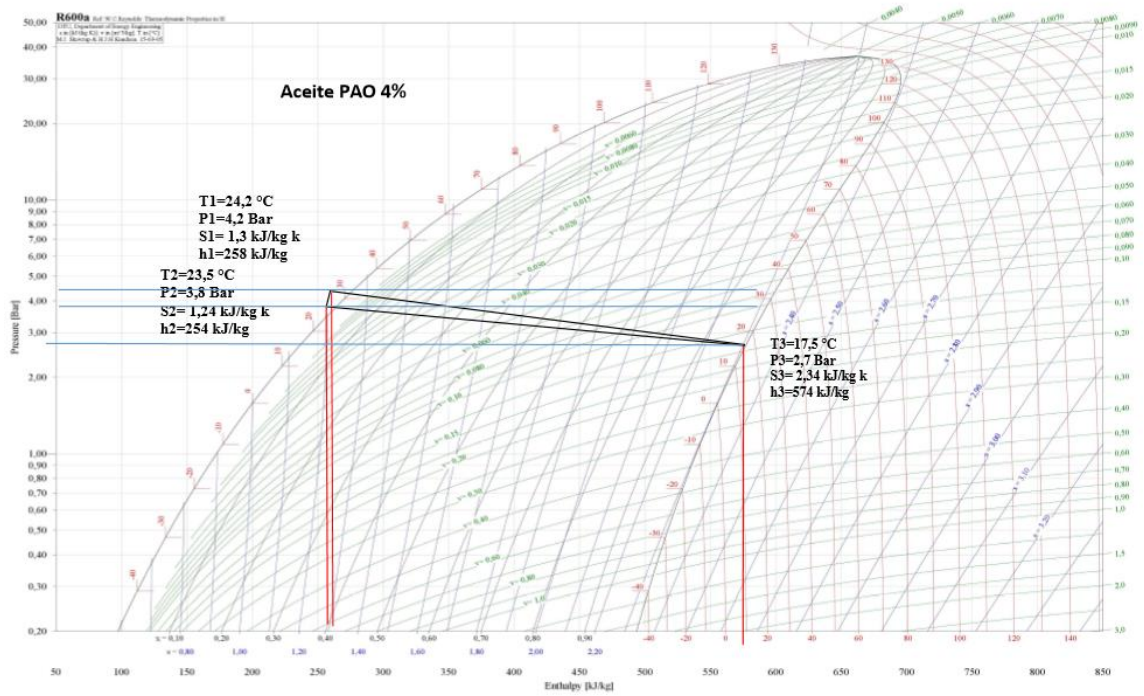
Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza

Anexo 12. Análisis termodinámico de la concentración al 3 % de aceite PAO



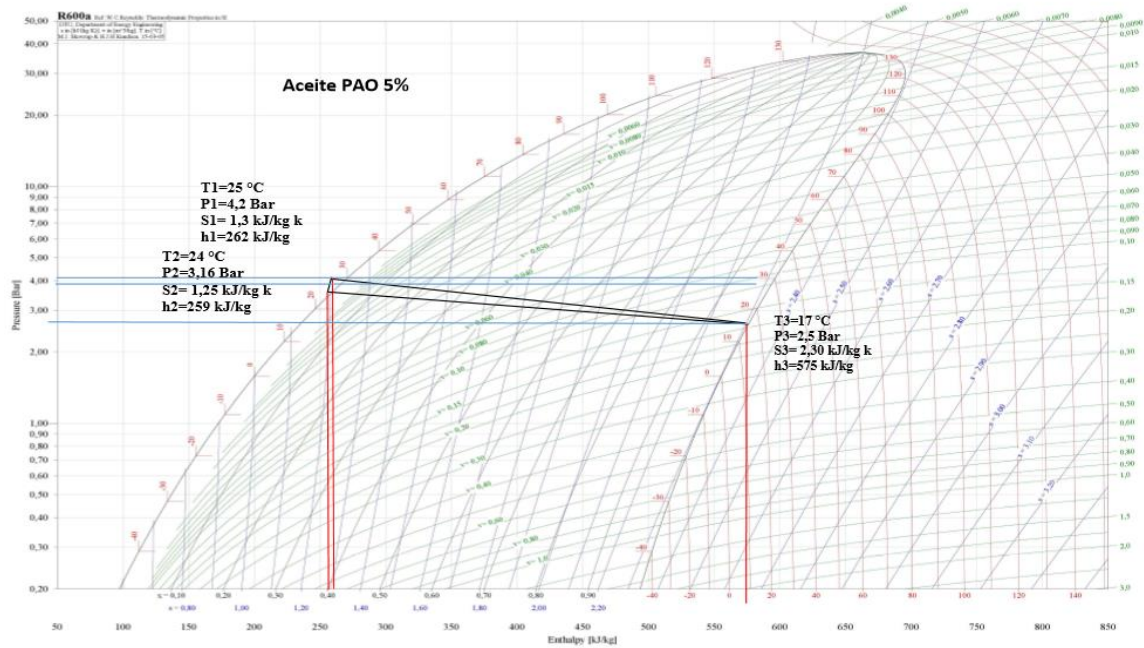
Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza

Anexo 13. Análisis termodinámico de la concentración al 4 % de aceite PAO



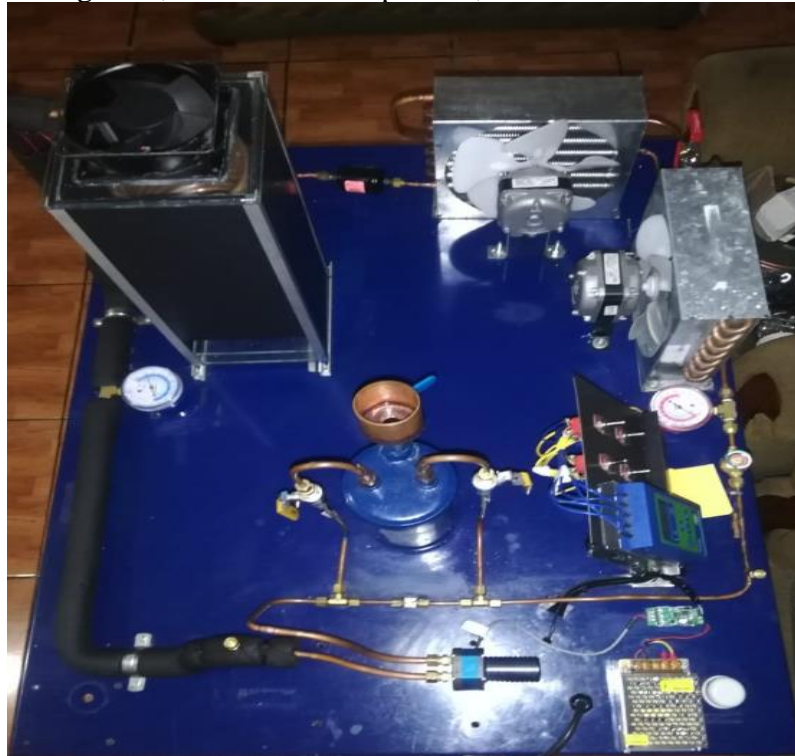
Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza

Anexo 14. Análisis termodinámico de la concentración al 5 % de aceite PAO



Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza

Anexo 15. Equipo de refrigeración con sus respectivas conexiones mediante tubería de cobre, un evaporador, dos condensadores en serie, sistema de control, bomba de engranes, manómetros de presión, acumulador de aceite



Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza

Sistema de control del equipo de refrigeración



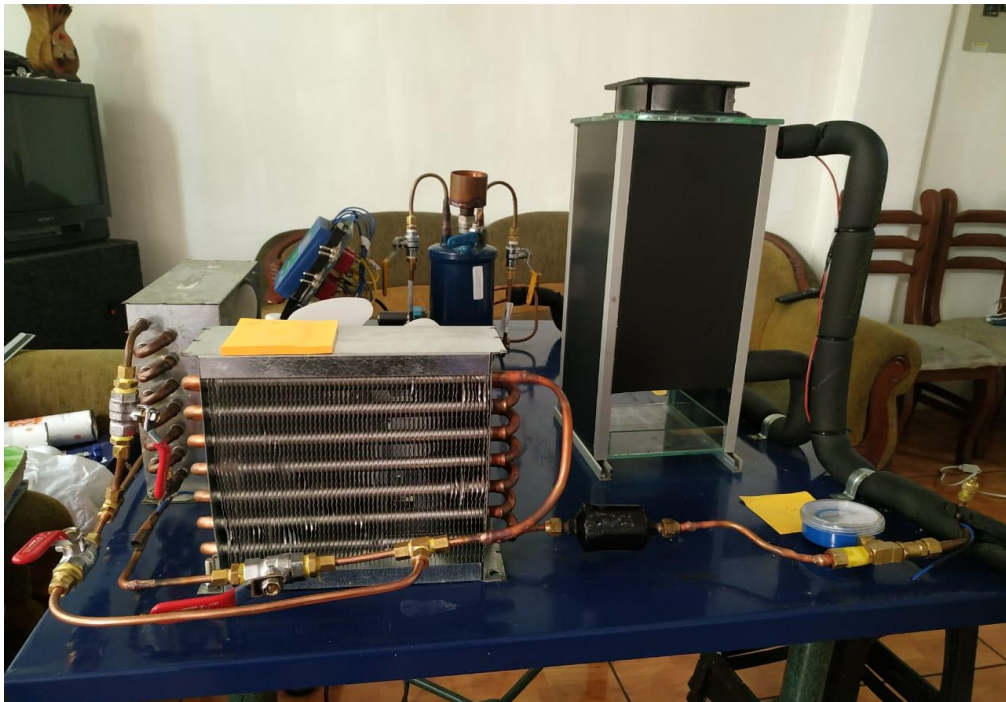
Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza

Vista superior de condensadores en serie.



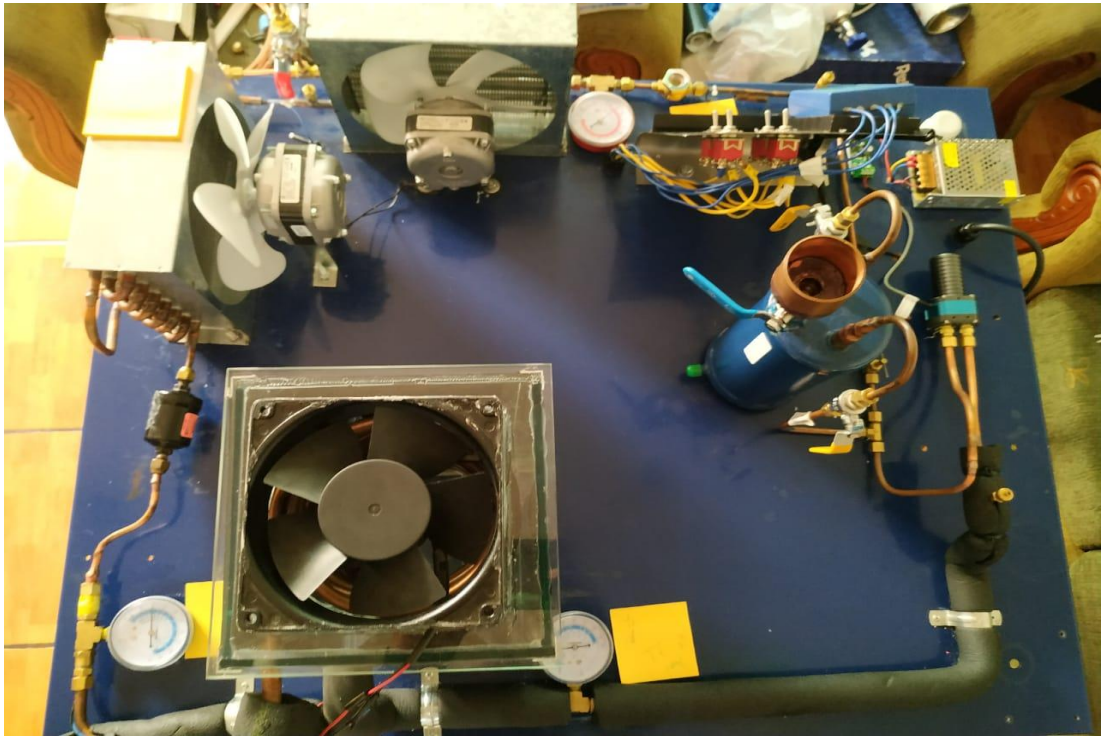
Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza

Condensadores conectados en serie con un sistema de bypass por seguridad.



Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza

Vista superior de equipo de refrigeración



Elaborado por: Cristhian Raza & Antonio Caiza