

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**“ANÁLISIS ENERGÉTICO DE LA CONVERSIÓN DE UN SISTEMA DE
REFRIGERACIÓN DOMÉSTICO CON R-12 PARA SER UTILIZADO CON
UN NUEVO REFRIGERANTE ECOLÓGICO”**

TESIS

**PARA OPTAR EL GRADO DE MAESTRO EN
CIENCIAS CON MENCIÓN EN ENERGÉTICA**

ELABORADO POR:

NÉSTOR ROSAS MARTÍNEZ

ASESOR

Dr. SALOMÉ GONZÁLES CHÁVEZ

LIMA – PERÚ

2013

DEDICATORIA

A mis padres Misael y Gerarda, a mi esposa Yris, a mi hijo Renzo y a mis familiares por brindarme su constante apoyo y motivación para el logro de mis objetivos

A G R A D E C I M I E N T O S

A mi asesor Dr. Ing. Industrial Salomé González Chávez por su gran apoyo, estímulo y orientación en el desarrollo del presente trabajo de investigación.

Al Dr. Aurelio Padilla Ríos, mi profundo agradecimiento porque con su apoyo, consejos y amistad, empujaron a este servidor al logro del objetivo.

A la Universidad Nacional de Ingeniería, por darme la oportunidad de realizar estudios de Postgrado y concluir la Investigación.

A todos mis amigos y colegas de la UNI, especialmente a los del Laboratorio de Energía de la Facultad de Ingeniería Mecánica.

A todos mis familiares que de una u otra forma me estimularon para concluir este trabajo.

ÍNDICE

	Pág.
DEDICATORIA	II
AGRADECIMIENTO	III
RESUMEN	8
PALABRAS CLAVE	10
ABSTRACT	11
KEYWORDS	13
INTRODUCCIÓN	14
CAPÍTULO I: ASPECTOS GENÉRICOS DE LA INVESTIGACIÓN	17
1.1 Ambito de la investigación	17
1.2 Planteamiento de la realidad problemática	17
1.3 Formulación del problema	18
1.4 Objetivos.	18
1.4.1 Objetivo General	18
1.4.2. Objetivos Específicos	18
1.5 Hipótesis	19
1.5.1. Hipótesis general	19
1.5.2. Hipótesis específica	19
1.6 Variables e Indicadores	19
1.7 Tipo de investigación.	20
1.8 Nivel de investigación	20
1.9 Justificación e importancia de la investigación.	21
1.10 Antecedentes de la investigación.	21

CAPÍTULO II: FUNDAMENTO TEÓRICO Y CARACTERIZACIÓN DEL EQUIPO EXPERIMENTAL DE REFRIGERACIÓN	28
2.1 Refrigeración por compresión de vapor: conceptos	28
2.1.1 Conceptos Fundamentales	29
2.2 Ciclos de refrigeración y parámetros característicos	30
2.3 Refrigerantes, caracterización y selección	33
2.3.1 Tipos de refrigerantes	33
2.3.2 Selección del refrigerante	37
2.4 Impacto ambiental de los refrigerantes	39
2.4.1 Efectos ecológicos del R-12	39
2.4.2 Efectos ecológicos del R-134a	40
2.4.3 Comparación de efectos ecológicos	40
2.4.4 Efecto sobre el medio ambiente	41
2.4.5 Agotamiento de la capa de ozono	42
2.4.6 Calentamiento de la atmósfera	43
2.4.7 Contribución directa de los CFC	45
2.4.8 El impacto total equivalente de recalentamiento (TEWI)	45
2.5 Caracterización energética de un sistema de refrigeración por compresión de vapor	46
2.5.1 Análisis energético del sistema de refrigeración.	46
2.5.2 Ahorro de energía en el sistema de refrigeración.	48
2.5.3 Factores que afectan el coeficiente de eficiencia COP.	50
2.5.4 Diagnóstico, optimización y ahorro energético.	51
2.5.5 Mediciones	51
2.5.5.1 Mediciones eléctricas.	51
2.5.5.2 Mediciones térmicas del refrigerante.	53

2.5.5.3 Mediciones de las condiciones ambientales.	53
2.5.5.4 Evaluación de parámetros.	54
2.6 Caracterización del equipo experimental de refrigeración TECHNOVATE.	57
2.6.1 Alcances del equipo experimental.	58
2.6.2 Fines académicos.	58
2.6.3 Fines de investigación.	60
2.6.4 Componentes y características del sistema de refrigeración.	60
CAPÍTULO III: METODOLOGÍA DE LA EXPERIMENTACIÓN	71
3.1 Diagnóstico técnico	71
3.2 Acondicionamiento del equipo experimental	71
3.3 Instrumentación y mediciones	72
3.4 Conversión del sistema	74
3.5 Procedimiento de mediciones	75
3.6 Protocolo de pruebas	79
3.7 Pruebas de funcionamiento con R12	83
3.8 Pruebas de funcionamiento con R134a	89
CAPÍTULO IV: PROCESO DE CÁLCULO Y SIMULACIÓN COMPUTACIONAL	96
4.1 Proceso de cálculo	96
4.1.1 Comportamiento del sistema de refrigeración usando R12.	96
4.1.2 Comportamiento del sistema de refrigeración usando R134A.	104
4.2 Simulación del sistema de refrigeración, mediante programa Computacional	112
4.2.1 Elección de Unidades para la simulación	112
4.2.2 Características del programa computacional EES	112

4.2.3	Comparación del proceso funcionando con R-12 y R-134a	119
4.2.4	Simulación del proceso funcionando con R-12 y R-134a	128
CAPÍTULO V: ANÁLISIS, DISCUSIÓN DE RESULTADOS		
Y CONTRASTACIÓN DE HIPÓTESIS		134
5.1	Análisis de los resultados desde el punto de vista energético	134
5.1.1	Análisis comparativo de las variables energéticas	134
5.1.2	Análisis comparativo de ciclos termodinámicos	137
5.1.3	Análisis comparativo del consumo de potencia con ambos refrigerantes, utilizando el diagrama de flujo de Sankey	139
5.2	Análisis Económico	144
5.2.1	Costos de conversión, con sustitución del compresor	144
5.2.2	Costos de adquisición de nueva refrigeradora	144
5.2.3	Costos de la propuesta	144
5.3	Contrastación de las Hipótesis	145
5.3.1	Contrastación de la Hipótesis General	145
5.3.2	Contrastación de la Hipótesis Específica "1".	145
CONCLUSIONES		147
PROBLEMA ABIERTO		148
BIBLIOGRAFÍA		149
ANEXOS		152
TABLAS EXPERIMENTALES		153
1.- Tablas obtenidas experimentalmente con el refrigerante R-12		
2.- Tablas obtenidas experimentalmente con el refrigerante R-134a		
3.- Otras demostraciones experimentales posibles con el equipo de Refrigeración.		
4.- Identificación del equipo para realizar la conversión.		

RESUMEN

En el campo de la refrigeración doméstica, son los refrigerantes del tipo CFC (Cloro Fluoro Carbonados), quienes poseen el mayor poder destructivo de la capa de ozono, para solucionar este problema mayormente se opta por sustituir en forma total el sistema con tecnologías que utilizan refrigerantes ecológicos. El Perú, así como otros países en vías de desarrollo tiene un alto porcentaje de usuarios que cuentan con refrigeradoras domésticas que todavía operan con refrigerante R-12, a pesar de la existencia de la normativa internacional que obliga utilizar solamente refrigerantes ecológicos.

Nuestro país debido al bajo nivel socioeconómico de los usuarios de las refrigeradoras domesticas no le es posible atender tal sustitución. En tal sentido la investigación realizada en la presente Tesis, muestra experimentalmente; que una de las soluciones más convenientes desde los puntos de vista: Energético, ambiental y económico, es la conversión o sustitución solamente del refrigerante con sus ajustes técnicos convenientes del sistema.

La metodología utilizada en el proceso de investigación de la tesis, aplicó los siguientes pasos: Se procedió a la preparación del equipo experimental de refrigeración, tanto en la instrumentación, una adecuada calibración de los mismos, cambio de componentes defectuosos, se diseñó el protocolo de mediciones y el protocolo del desarrollo del experimento; identificación de las variables objetivo y

pruebas de funcionamiento con R-12 (CFC) y R-134a (HFC Hidro Fluoro Carbonado) respectivamente.

Optimizando la operatividad del equipo se procedió a realizar siete experiencias, primero con el refrigerante R-12 y otras siete experiencias con el refrigerante R-134a. Los datos obtenidos de las catorce experiencias realizadas en total, fueron tabulados en los dos formatos del protocolo de pruebas.

Terminado el trabajo experimental realizado para obtener datos de las variables, se procedió al tratamiento de la información, se realizó un proceso de cálculo de variables objetivo y una simulación del proceso termodinámico utilizando un programa computacional como el EES (Engineering Equation Solver).

De la comparación de los resultados obtenidos se concluyó que desde el punto de vista energético, el sistema que operó con el refrigerante ecológico (R-134a) muestra una mejor eficiencia, logra un menor consumo de energía en comparación con el sistema que operó con el refrigerante R-12.

La metodología utilizada en la tesis consiste en efectuar la preparación del equipo experimental de refrigeración, tanto en la instrumentación, calibración adecuada de los mismos, cambio de componentes defectuosos, adoptar un protocolo de mediciones, diseño del experimento; identificación de las variables objetivo y pruebas de funcionamiento con R-12 y R-134a.

Terminado el trabajo experimental para obtener datos de las variables se procedió al tratamiento de la información, un proceso de cálculo de variables objetivo y la simulación del proceso termodinámico utilizando un programa computacional.

El análisis de resultados consiste en evaluar el comportamiento energético y económico del sistema experimental de refrigeración, operando tanto con R-12 como con R-134a

PLABRAS CLAVE:-

Sistema de refrigeración doméstica, Compresión de vapor, conversión, refrigerantes R-12 y R-134a, Optimización, Experimental, y Simulación.

ABSTRACT

The refrigerants CFC (Cloro Fluoro Carbon) are the most destructive force of the ozone layer in the household refrigeration field. Usually, it chooses to replace the system by technologies which use ecological refrigerants to solve this problem. Peru has a high percent of users who have household refrigerators like others countries that have policies of development. These refrigerators still operate by the refrigerant R-12 in spite of the existence of the international regulation which obliges to use only ecological refrigerants.

Our country cannot replace the refrigerants CFC by ecological refrigerants because of socioeconomic lower class of the users who buy household refrigerators. Therefore, the investigation of this thesis shows experimentally that the most suitable solution according environmental, economic and energy point of view is the conversion or substitution the refrigerant together with the suitable technical adjustment of the system.

The used methodology in the process of investigation of the thesis applies the following procedure:

- . It has been carried the preparation of the experimental equipment of refrigeration in the instrumentation.
- . It has been carried out the calibration properly.
- . It has been carried out the change of the faulty components.

- . It designed the protocol of measurements and the protocol of the experimental development.

- . It has been carried out the identification of the objective variables and tests of operation with R-12 (CFC) and R-134a, (HFC) respectively.

It has been carried out seven tests with the refrigerant R-12 and others seven tests more with the refrigerant R-134a through optimization of the operating system. The data obtained of the fourteen tests were tabulated in the two formats of the protocol of tests.

It has been carried out the data processing after finishing the experimental work to obtain data of the variables. It has been carried out a process of computation of objective variables and a simulation of the thermodynamic process using a computational program such as the EES (Engineering Equation Solver).

It has been concluded that the system that uses the ecological refrigerant (R-134a) shows a better efficiency, consumes less power by comparison with the system that uses the refrigerant R-12 comparing the results obtained from the energy point of view.

The methodology used in the thesis consists in:

- . Carry out the preparation of the experimental equipment of refrigeration in the instrumentation.

- . Carry out the calibration properly.

- . Carry out the change of the faulty components.

- . Take a protocol of measurements and a design of experiment.
- . Identify the objective variables and tests of operation with R-12 and R-134a, respectively.

It has been carried out the data processing after finishing the experimental work to obtain data of the variables. It has been carried out a process of computation of objective variables and a simulation of the thermodynamic process using a computational program.

The analysis of results consists in evaluating the economic and energy behaviour of the experimental system of refrigeration using R-12 and R-134a.

Keywords:

Household refrigerating system, vapour compression, conversion, refrigerants R-12 y R-134a, optimization, experimental and simulation.

INTRODUCCIÓN

En los últimos años se vienen produciendo importantes cambios tecnológicos en la esfera de la refrigeración y la climatización, dada fundamentalmente por el problema tan serio que provocan los refrigerantes al medio ambiente; centrado en la destrucción de la capa de ozono y el calentamiento terrestre. Simultáneamente se elaboran procedimientos y soluciones provenientes de los países desarrollados para contrarrestar este problema que implica al menos la sustitución de un refrigerante por otro, sin embargo: importar procedimientos y soluciones provenientes de mundo desarrollado sin considerar las particularidades de cada país como, los aspectos técnicos de las instalaciones (mantenimiento, estado técnico, años de explotación, años de fabricación de los compresores entre otros), así como las potencialidades de nuestros especialistas (calificación, disciplina tecnológica, cultura laboral, nivel de herramientas y equipos, etc.); genera un riesgo de índole económico en los países subdesarrollados como el nuestro, carentes de recursos monetarios.

En nuestro país todavía se cuenta con un gran número de refrigeradoras domesticas operando con R-12, que sus usuarios por desconocer los beneficios energéticos que se obtiene con la sustitución de otro refrigerante siguen utilizando estas tecnologías.

Es por eso que la tesis desarrollada tiene por objetivo conocer experimentalmente los beneficios que se obtiene en el aspecto energético con la

sustitución del refrigerante CFC (R-12) por HCF (R134a) al equipo de refrigeración.

La presente investigación tiene gran importancia, porque el estudio realizado demostró que es posible sustituir el refrigerante R-12 de las refrigeradoras domésticas que todavía existen en gran escala en el país por el refrigerante R-134a, sin un mayor gasto económico de los usuarios, y logrando los beneficios a aquellos que realicen la sustitución con una mejor eficiencia del sistema y un menor consumo de energía.

El desarrollo de la tesis cuenta con 05 capítulos que se describen a continuación.

El capítulo I, aspectos Genéricos de la Investigación trata sobre el planteamiento del problema, objetivos, hipótesis, variables, tipo y nivel de investigación, justificación e importancia de la investigación.

El capítulo II, fundamento teórico y caracterización del equipo experimental de refrigeración, trata sobre la Refrigeración por compresión de vapor; Ciclos de refrigeración, parámetros característicos; Refrigerantes, caracterización y selección, Impacto ambiental de los refrigerantes; Caracterización energética de un sistema de refrigeración por compresión de vapor y Caracterización del equipo experimental de refrigeración.

El capítulo III, metodología de la experimentación, trata sobre el Acondicionamiento del equipo experimental; Instrumentación; Conversión del sistema; Procedimiento de mediciones; Protocolo de pruebas; Pruebas de funcionamiento con R-12; Pruebas de funcionamiento con R-134a.

El capítulo IV, proceso de cálculo y simulación computacional trata sobre el proceso de cálculo; Simulación del proceso de refrigeración, mediante programa computacional.

El capítulo V, discusión análisis de resultados trata sobre el Análisis de los resultados desde el punto de vista energético; Análisis Económico. **Contrastación** de hipótesis trata sobre la prueba o disprueba de la hipótesis.

Terminando con las conclusiones y recomendaciones.

CAPÍTULO I

ASPECTOS GENÉRICOS DE LA INVESTIGACIÓN

1.1. ÁMBITO DE LA INVESTIGACIÓN

El trabajo de investigación se realizó en el Laboratorio de Energía de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la UNI; el cual cuenta con el Equipo Experimental de Refrigeración y Aire Acondicionado de Marca TECHNOVATE.

1.2 PLANTEAMIENTO DE LA REALIDAD PROBLEMÁTICA

El refrigerante R-12 (CFC Cloro Fluoro Carbonados) es un compuesto químico que al contacto con el medio ambiente lo contamina y a su vez deteriora la capa de Ozono. La mayoría de las refrigeradoras domésticas utilizadas en el sector residencial y comercial del país, operan con este refrigerante; no obstante su prohibición a nivel internacional decretado por el Acuerdo de Montreal.

Reemplazar una refrigeradora que opera con R-12, por otra de característica ecológica y nueva, demanda de altos costos que no están al alcance de la mayoría de familias del sector socio-económico C, D y E de nuestro país. Otra alternativa sería reemplazar el compresor por otro que opere con refrigerante ecológico, por ejemplo el R-134a (HFC Hidro Fluoro Carbonado); aun así resulta costoso puesto que representa el 50% del costo de una refrigeradora ecológica nueva.

En tal sentido se plantea una solución técnica y económica; que es materia de la presente investigación y que consiste en evaluar experimentalmente la performance térmica y termodinámica de una refrigeradora doméstica que funciona originalmente con el R-12, sustituyendo el refrigerante con un nuevo pero ecológico como el R-

134a y aplicando al sistema una dosificación adecuada de un aceite de fluidificación.

1.3 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

¿De qué manera influye en el comportamiento energético-económico el uso de refrigerante ecológico para lo cual se debe convertir el sistema de refrigeración doméstico que usa R-12. ?

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 OBJETIVO GENERAL.-

Conocer los posibles beneficios que genera en el aspecto energético, la conversión de un sistema de refrigeración con R-12 para ser utilizada con refrigerante ecológico.

1.4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

1. Proponer solución a los problemas encontrados durante el diagnóstico técnico del sistema de refrigeración y la ejecución de la sustitución del refrigerante CFC (R-12) por HCF (R134a) al equipo de refrigeración.
2. Realizar los pasos de la sustitución y su adecuación a las particularidades de las instalaciones.
3. Proponer una estrategia o protocolo para la conversión o sustitución del refrigerante R-12 por el refrigerante R-134a del sistema de refrigeración.
4. Obtener las características energéticas del sistema de refrigeración, operando con cada uno de los refrigerantes, R-12 y R-134a.

5. Analizar las características energéticas del sistema de refrigeración con cada uno de los refrigerantes, R-12 y R-134a.
6. Proponer los beneficios energéticos obtenidos mediante la sustitución del refrigerante R-12 por el R-134a.

1.5 HIPÓTESIS

1.5.1 HIPÓTESIS GENERAL

El comportamiento energético de la conversión de un sistema que opera con refrigerante R-12 sustituido por un refrigerante ecológico (R-134a), garantizará una mejor performance de operación termodinámica, energética y reducirá notablemente el nivel de contaminación y así como el deterioro de la capa de ozono.

1.5.2 HIPÓTESIS ESPECÍFICA.-

1. La sustitución apropiada solamente del refrigerante contaminante R-12, por el refrigerante ecológico R-134a, en una refrigeradora convencional, mejora sus condiciones termodinámicas del proceso, la reducción de los costos de operación por sustitución y de forma colateral la disminución de la contaminación ambiental.

1.6 VARIABLES E INDICADORES

Desde el punto de vista epistemológico:

- Variable dependiente: CONVERSIÓN DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DOMÉSTICA DE R-12 A R-134a.
- Variable independiente: ANÁLISIS ENERGÉTICO DE LOS PROCESOS TERMODINÁMICO.

Dadas las condiciones específicas de la presente investigación, las variables e indicadores utilizados en el análisis experimental de la tesis son:

VARIABLES DEPENDIENTES	VARIABLES INDEPENDIENTES	INDICADORES (DATOS)
BALANCE ENERGÉTICO	PROCESOS TERMODINÁMICOS: <ul style="list-style-type: none"> • COMPRESIÓN • CONDENSACIÓN • EXPANSIÓN • EVAPORACIÓN 	<ul style="list-style-type: none"> • PRESIONES • TEMPERATURAS • FLUJO MASICO DE REFRIGERANTE • CARGA EN EL EVAPORADOR • CARGA EN EL CONDENSADOR • DOCIFICACIÓN DE ACEITE
EFICIENCIAS		
COEFICIENTE DE PERFORMANCE		

1.7 TIPO DE INVESTIGACIÓN

El presente trabajo es una investigación de tipo experimental, hipotético – deductivo y de aplicación tecnológica en la ciencia de la ingeniería.

1.8 NIVEL DE INVESTIGACIÓN

Como investigación experimental, hipotética y deductiva, se aplicaron y desarrollaron los conceptos teóricos de los procesos termodinámicos, técnicas de orden tecnológico, adquiridos a nivel de maestría y a partir de los cuales se analizó y se validó la hipótesis propuesta.

1.9 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA DE LA INVESTIGACIÓN

Esta investigación se justifica porque representa una mejora técnica o renovación tecnológica a los sistemas de refrigeración y tiene una trascendencia y relevancia, al aplicar la conversión de los sistemas de refrigeración que usan el refrigerante R-12 por el refrigerante ecológico R-34a, la misma que permitirá disminuir el daño que causa al medio ambiente los CFC, como también lograr mejor rendimiento energético del sistema de refrigeración; además el bajo costo de dicha conversión permitirá masificar el cambio de refrigerantes a un gran número de usuarios. Se estima que, debido a la gran cantidad de equipos domésticos e industriales de refrigeración, puede tener un impacto global a lo largo del tiempo, para lo cual el usuario tendrá que invertir en el cambio del sistema de refrigeración al incluir el refrigerante ecológico.

Los beneficios logrados a través del presente estudio tienen un alcance global, debido a que la investigación fue realizada experimentalmente en un módulo de refrigeración con similitudes a equipos de refrigeración domésticos y semi-industriales.

1.10 ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACION

NIVEL NACIONAL.

En la Universidad Nacional de Ingeniería y a nivel nacional, no se han realizado trabajos específicos referidos al tema. En el ámbito internacional se tiene referencias de trabajos de evaluación energética en sistemas de refrigeración de grandes capacidades.

NIVEL INTERNACIONAL

A nivel internacional, se han realizado trabajos de reconversión, tales como:

“Numerical study of a single stage vapor compression refrigerant unit using non-contaminant refrigerants”¹⁵.

En este trabajo se desarrolló una simulación numérica del comportamiento fluido-dinámico y térmico de una unidad de refrigeración por compresión de vapor de una sola etapa. Se ha desarrollado también el programa que llama secuencialmente diferentes subrutinas hasta que se alcance la convergencia. Estas subrutinas modelan los fenómenos del flujo físico producidos dentro de un condensador y evaporador de doble tubería, un dispositivo de expansión de tubería capilar, un compresor recíproco y las diferentes tuberías de conexión entre estos 4 principales elementos. El software permite que el análisis sea posible en un estado de transición o un estado estable para un amplio rango de situaciones, tomando en cuenta diferentes fluidos de trabajo, geometrías y condiciones límites. Se evalúan todas las variables de flujo (temperatura, presión, fracción de vapor de masa, fracción nula, velocidad, flujo de calor, etc.) en cada punto de la malla en donde se discretiza el dominio. Se ha diseñado y construido una unidad experimental para analizar el equipo de refrigeración por compresión de vapor de una sola etapa. El objetivo de esta unidad experimental es validar la simulación numérica de cada componente y el equipo como un todo. Además de esta validación, se muestran algunos resultados ilustrativos usando refrigerantes no contaminantes.

Se ha desarrollado una simulación numérica, detallada del comportamiento fluido-dinámico y térmico de una unidad de refrigeración por compresión de vapor. Se han integrado las ecuaciones gobierno (continuidad, momentum y energía) en estado estable o estado de transición, usando una formulación implícita de volumen de

¹⁵ J. Rigola, F. Escanes, A. Oliva, C.D. Perez-Segarra- Universidad Politécnica de Catalunya.-July 1996.

control. Para el compresor, se ha obtenido la información empírica que se necesita (eficiencia volumétrica, pérdidas de calor y consumo de potencia por compresión) de un modelo avanzado de simulación. La simulación global resuelve secuencialmente los diferentes elementos del sistema (compresor, condensador, dispositivo de expansión, evaporador y tuberías de conexión) hasta que se alcance la convergencia. Se ha obtenido una buena concordancia entre los resultados numéricos y los datos experimentales.

Finalmente, también se han presentado algunos resultados ilustrativos que comparan tres diferentes fluidos de trabajo.

“Numerical Simulation of a Single Stage Vapor Compression Refrigerating Unit”⁶

En el trabajo se desarrolló una simulación numérica del comportamiento fluido-dinámico y térmico de una unidad de refrigeración por compresión de vapor de una sola etapa. El modelo se basa en la solución numérica de un condensador y evaporador de doble tubería, un dispositivo de expansión de tubería capilar y un compresor recíproco, se realiza iterativamente el proceso de una manera segregada. El software permite calcular la temperatura, la presión, la fracción de masa de vapor, fracción nula, velocidad, flujo de calor, etc., en cada punto del dominio discretizado en estado estable o estado de transición. Se pueden analizar un amplio rango de situaciones, considerando diferentes fluidos de trabajo, geometrías y condiciones límites. Para mostrar las posibilidades del desarrollo de software, se presentan algunos resultados que corresponden a una unidad de

⁶ F. Escanes, A. Oliva, C.D. Perez-Segarra, F.X. Flores. (July 19940).

refrigeración por compresión de una sola etapa que trabaja con los fluidos refrigerantes (CFC-12, HCFC-22 y HFC-134a) en estado de transición.

Así mismo se presenta un método numérico para analizar el comportamiento de unidades por compresión de vapor de una sola etapa, a través de un análisis transitorio, unidimensional de las ecuaciones de gobierno (continuidad, momentum y energía). Se necesita información adicional para evaluar el esfuerzo cortante, el flujo de calor, la estructura de flujo bifásica, junto con la eficiencia volumétrica del compresor, la potencia de entrada, la transferencia de calor, etc. Se ha implementado la simulación global en un algoritmo iterativo que resuelve secuencialmente los cuatro elementos (compresor, condensador, dispositivo de expansión y evaporador), usando un esquema de transferencia de información adecuada. Para ilustrar las posibilidades del modelo, se han analizado las unidades de refrigeración de una sola etapa que trabajan en estado de transición con los fluidos refrigerantes CFC-12, HCFC-22 y HFC-134a, respectivamente. Los resultados muestran razonablemente un comportamiento térmico, cercano de las unidades que trabajan con CFC-12 y HFC-134a y muestran notablemente un consumo de potencia más alto y el calor transferido en el condensador y evaporador en la unidad que trabaja con HCFC-22.

“Modelado de sistemas de refrigeración por compresión de vapor”.- Pablo Montes, Rafael Gaitán, Juan Ángel García-Pardo.- Universidad Politécnica de Valencia.-

También se describe un modelo matemático para el cálculo de equipos de refrigeración que siguen el ciclo de compresión de vapor.

Los diferentes modelos utilizados para cada uno de los elementos que constituyen el ciclo son descritos detalladamente, así como el método utilizado para el cálculo de las propiedades termodinámicas y de transporte del fluido refrigerante.

Finalmente se presentan las conclusiones obtenidas mediante el desarrollo del presente trabajo, así como una recopilación de posibles aplicaciones de este modelo.

El Modelo presentado cumple los objetivos inicialmente propuestos, como son una alta eficiencia computacional y la precisión en el cálculo. En cuanto a la precisión de las figuras obtenidas puede observarse una comparativa entre datos experimentales y resultados proporcionados por el modelo, mostrando una discrepancia inferior al 5%.

La herramienta diseñada proporciona una gran ayuda a los diseñadores de sistemas de refrigeración basados en el ciclo de compresión de vapor, ya que permite estudiar la influencia global que tienen diferentes parámetros de diseño, como son: la geometría y configuración de los intercambiadores, el diseño de los tubos de unión entre elementos, el refrigerante escogido, etc...

Entre las posibles aplicaciones de este modelo se encuentran el diseño de aparatos de aire acondicionado, bombas de calor, cámaras de refrigeración, deshumidificadores, etc...

En definitiva se ha conseguido desarrollar una herramienta de simulación de sistemas basados en el ciclo de compresión de vapor con una alta eficiencia

computacional y que permite una fácil y flexible variación de los parámetros de diseño, así como un cómodo y completo análisis de los resultados de salida.

“Simulation of a HVAC system with the help of an Engineering Equation Solver”¹².

Hoy en día, es posible escribir directamente ecuaciones realizadas con la ayuda de un elemento llamado “Solucionador de Ecuaciones de Ingeniería”. Esto significa que se puede realizar el modelo de manera transparente y fácil con el fin de aportar las necesidades específicas de cualquier usuario.

El trabajo presenta un ejemplo de modelo de sistema en un documento, se refiere a una planta entera de refrigeración con refrigeradores de tornillo, torres de refrigeración, botella de equilibrio, sistema de almacenamiento de hielo, intercambiadores de calor y bombas.

Se demuestran los modelos de principios fundamentales por separado para todos los componentes. Entonces se unen de manera conjunta los componentes de los modelos para representar la planta entera de refrigeración. Se usan los resultados de simulación obtenidos con esta unión para generar un conjunto de ecuaciones de polinomio, fáciles de conectar con el edificio, a través de sus sub-sistemas “secundarios” HVAC (tratamiento de aire y unidades terminales).

El uso de un “Solucionador de Ecuaciones de Ingeniería” facilita en mayor grado desarrollo del modelo, así como también la simulación del sistema. Se puede usar un mismo conjunto de ecuaciones para entallar y simular un sistema entero.

¹² JEAN LEBRUN.- UNIVERSITY OF LIÉGE (2001)Rio de Janeiro, Brasil.

Este proceso es completamente y transparente: se puede observar las ecuaciones como en un texto, pero se escriben dichas ecuaciones según se ejecuten directamente. Se pueden generar modelos simplificados (conjunto de ecuaciones de polinomios) en cualquier momento, en base a los resultados de simulación obtenidos con un modelo de referencia.

Este modelo facilita las interconexiones entre varios sub-sistemas como por ejemplo los sub-sistemas primarios y secundarios de HVAC con el edificio.

Se pueden desarrollar fácilmente nuevas bibliotecas modelos sobre esta base.

No existe información sobre investigaciones en sistemas de refrigeración por compresión de vapor de R12 a R134a, ni para refrigeración doméstica y servicio comercial.

De los papers descritos anteriormente se puede concluir, que existe una relación con el problema de investigación tratado en la tesis, en cuanto a que cada uno de los papers realiza un análisis energético para diferentes refrigerantes. La diferencia radica en que la metodología empleada en los papers para la obtención de datos se ha hecho en forma teórica (Simulación Numérica) considerando las propiedades de cada refrigerante, y a diferencia de ellos, en la presente tesis los datos fueron obtenidos en forma experimental empleando dos fluidos refrigerantes.

CAPÍTULO II
FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA Y CARACTERIZACIÓN DEL EQUIPO
EXPERIMENTAL DE REFRIGERACIÓN

2.1. REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Una de las principales áreas de aplicación de la termodinámica es la refrigeración, que es la transferencia de calor de una región de temperatura inferior hacia una temperatura superior. Los dispositivos que producen la refrigeración se llaman refrigeradores, y los ciclos en lo que operan se denominan ciclos de refrigeración por compresión de vapor, donde el refrigerante se evapora y condensa alternadamente, para luego comprimirse en la fase de vapor. Otros ciclos de refrigeración conocidos son los ciclos de refrigeración de gas en la que el refrigerante permanece todo el tiempo en fase gaseosa y el de absorción de amoníaco donde existe mezcla de amoníaco y agua en algunos procesos en el ciclo.

La refrigeración continúa después de la creación de los CFC (Cloro Fluoro Carbonados), HCFC (Hidro Cloro Fluoro carbonados) y de los pequeños motores eléctricos, la utilización de los refrigeradores a compresión de vapor comúnmente llamado ciclo básico de compresión, en los hogares comenzó a desarrollarse considerablemente.

En muchas casas se utilizaban refrigeradores a gas en los que se empleaba en enfriamiento por absorción de amoníaco/ vapor de agua y eran accionados por el calor del gas en vez de un motor eléctrico.

2.1.1.- CONCEPTOS FUNDAMENTALES

CALOR.- Es una forma básica de energía que se transmite desde una sustancia que tiene alta temperatura hacia otra de baja temperatura. Puede manifestarse como:

CALOR SENSIBLE.- Es la energía térmica que se percibe cuando se extrae calor de una sustancia, quiere decir que se está enfriando, porque disminuye su temperatura, el ser humano puede percibirlo con sus sentidos.

CALOR LATENTE.- Es la energía térmica liberada o absorbida en un cambio de estado a temperatura y presión constantes de una sustancia pura. El ser humano no puede percibirlo con sus sentidos y por lo tanto se dice que es un calor latente u oculto.

FRÍO.- Es un término relativo muy usado, que significa menos temperatura o falta de calor. El frío es el resultado de eliminación de calor. Un refrigerador produce “frío” al extraer calor del interior de un recinto.

REFRIGERACIÓN.- Es todo proceso mediante el cual se extrae el calor. En tal sentido la finalidad de una planta de refrigeración es enfriar los artículos o las sustancias bajando su temperatura y manteniéndolos a una temperatura inferior a la ambiental, para lo cual se le extrae calor sensible y/o latente según sea necesario.

SUSTANCIA.- Para nuestro caso es cualquier objeto o fluido que queremos refrigerar como puede ser: Alimentos, agua, aire, etc.

CICLO.- Trayectoria cerrada en un sistema termodinámico por el que el fluido activo retorna después de una serie de cambios a las condiciones originales de temperatura, presión y entalpía.

ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.- Es todo proceso mediante el cual existe el control simultáneo de la temperatura, humedad, composición, movimiento y distribución del aire para hacer confortable el entorno o para fines industriales

2.2. CICLOS DE REFRIGERACIÓN Y PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS

Los principios de funcionamiento de la refrigeración por compresión de vapor, en forma simple pueden dividirse en cuatro operaciones. Evaporación, compresión, condensación y expansión.

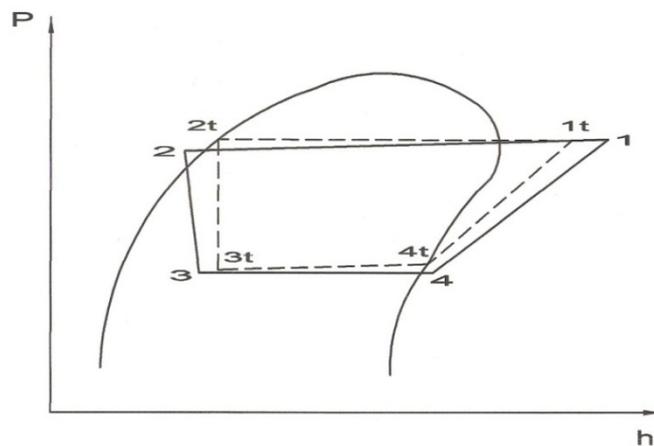


Fig. 2.1.- Diagrama Presión Vs Entalpía (P – h)

La Fig. 2.1 muestra el diagrama presión – entalpía (p-h) en donde se superpone el ciclo teórico y el ciclo real aproximado, y en la Fig 2.2 se muestra un esquema simple de los componentes de un sistema de refrigeración.

ESQUEMA DEL SISTEMA DE REFRIGERACION

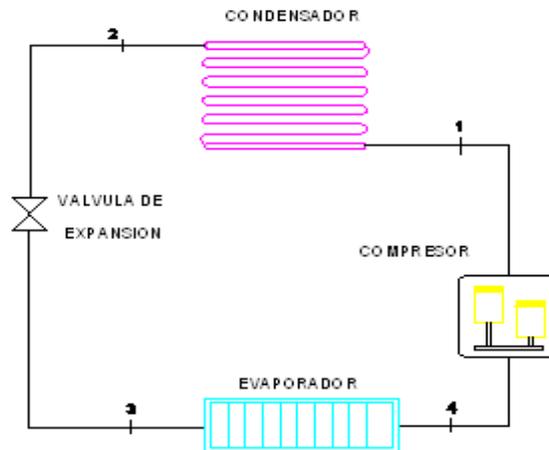


Fig. 2.2.- Esquema simple de los componentes de un sistema de refrigeración.

Los componentes básicos de un sistema de refrigeración por compresión de vapor se muestran en la Fig. 2.2 y son:

- 1) El compresor.
- 2) El condensador.
- 3) El dispositivo de expansión.
- 4) El evaporador.

El refrigerante actúa como un medio de transporte para mover el calor del evaporador al condensador donde es despedido a la atmósfera, o en casos de sistemas enfriados por agua, hacia el agua de enfriamiento. Un cambio de estado de líquido a vapor y viceversa permite al refrigerante absorber y descargar grandes cantidades de calor en forma eficiente.

El ciclo básico opera de la siguiente forma; el refrigerante líquido a altas presiones es alimentado al tanque receptor a través de la tubería de líquido, luego pasa por

un filtro secador al instrumento de control que separa el lado de alta presión y el lado de baja presión del sistema.

Existen varios dispositivos de control que pueden emplearse, uno de ellos es la válvula de expansión termostática, que controla la alimentación del refrigerante líquido al evaporador, y por medio de un orificio que reduce la presión del refrigerante a la evaporación por baja presión.

La reducción de presión en el refrigerante líquido provoca que este se vaporice hasta alcanzar la temperatura de saturación correspondiente a la de su presión. Conforme el refrigerante de baja temperatura pasa a través del evaporador, el calor fluye a través de las tuberías del evaporador hacia el refrigerante, haciendo que la acción de ebullición continúe hasta que el refrigerante se encuentra totalmente vaporizado.

El vapor refrigerante que sale del evaporador viaja a través de la línea de succión hacia la entrada del compresor. El compresor toma el vapor de baja presión y lo comprime aumentando tanto su presión como su temperatura. El vapor caliente y a alta presión es bombeado fuera del compresor a través de la válvula de descarga hacia el condensador. Conforme pasa a través del condensador el gas a alta presión es enfriado por algún medio externo. En el sistema enfriado por aire, se usa generalmente un ventilador y un condensador con aletas. En sistemas enfriados por agua, se emplea generalmente un intercambiador de calor agua – agua.

Conforme la temperatura del vapor de refrigerante alcanza la de saturación correspondiente a la presión del condensador, el vapor se condensa y fluye al receptor, repitiéndose nuevamente el ciclo.

En el sistema existen dos presiones; una de evaporación a baja presión y la de condensación o alta presión. Luego un diseño común requiere lo siguiente:

Lado de alta presión:

- a) Compresor, que habitualmente es hermético (o semi – hermético) y a menudo con un separador de aceite.
- b) Condensador que puede ser enfriado por aire o agua.
- c) Recipiente de líquido, cuando se utiliza una válvula de expansión termostática o automática.
- d) Control de seguridad de alta presión.
- e) Línea de líquido con secador, visor de líquido y válvulas de paso.

El control del refrigerante se encuentra en el punto de división entre el lado de baja y el lado de alta del sistema. Consistirá en una válvula de expansión termostática o automática o de un tubo capilar.

Lado de baja presión.-

- a) Evaporador es el componente que está ubicado dentro del espacio que se desea refrigerar (normalmente junto con el dispositivo de expansión).
- b) Mando del motor de baja presión o temperatura.
- c) Línea de succión, algunos con filtro secador y tanque de desborde.

2.3. REFRIGERANTES, CARACTERIZACIÓN Y SELECCIÓN

2.3.1. TIPOS DE REFRIGERANTES

Los refrigerantes son sustancias químicas que se utilizan en los procesos de los sistemas de refrigeración y aire acondicionado, absorbiendo calor de un foco frío y cediendo en el foco caliente.

Los CFC y los HCFC (hidro-cloro-fluoro-carbonos), son excelentes refrigerantes. Los CFC comprenden al R-11, R-12, R-13, R-14 y al R-15.

Los HCFC comprenden al R-22, R-123, R-124, R-141b y al R-142b, Estos son buenos refrigerantes debido a que tienen un calor latente de vaporización relativamente alto, en la gama conveniente de temperatura y presión, una elevada conductividad y una viscosidad relativamente baja.

Son también sustancias químicas sumamente estables. Lamentablemente, se ha constatado que su estabilidad es una de las razones de que sean tan destructivas.

El cloro proveniente de las sustancias artificiales, que incluye a los refrigerantes CFC y HCFC liberados en la atmósfera, es responsable del agotamiento de la capa de ozono. Dicho fenómeno está relacionado con el aumento de las radiaciones ultravioletas B (UV-B) en la superficie de la tierra. Se atribuye a la radiación UV-B la incidencia del cáncer de la piel y la destrucción de las plantas y de la vida acuática.

Es por eso que todos los sistemas de aire acondicionado y refrigeración existentes que se hallan actualmente en funcionamiento deben ser objeto de un mantenimiento total y cuidadoso a fin de minimizar las emisiones del refrigerante en la atmósfera.

Por otro lado nuestro país con respecto al Protocolo de Montreal opera al amparo del párrafo primero del artículo 5° (consumo per-cápita <0,3 Kg. de sustancias controladas del Anexo A) el mismo que establece lo siguiente:

Anexo A Grupo I:

20% de reducción entre los años 1995 – 1998

56% de reducción entre los años 1999 – 2002

78% de reducción entre los años 2002 – 2006

Y eliminación completa hacia el año 2007.

Un refrigerante con propiedades termodinámicas muy parecido al R -12 se ha encontrado en el R-134a (C₂H₂F₄) que consume un 7% más de energía por TON pero tiene el problema de incompatibilidad con los aceites minerales existentes por lo que se utilizan aceites sintéticos. Para reemplazar al R - 502 se tiene al R- 404A y el R - 507.

En la tabla siguiente se muestra los refrigerantes “ecológicos” que no dañan la capa de ozono y producen poco recalentamiento de la atmósfera. Estos constituyen la tercera generación de refrigerantes, más no se sabe si su uso será temporal o definitivo

TABLA 2.1 REFRIGERANTES ACTUALES Y FUTUROS.-

ACTUALES	ODP	GW	FUTUROS	ODP	GWP	ACEITE
R11 ó CFC11	1	1	R123 ó HCFC 123 R141b ó HCFC 141b	0,020 0,100	0,200 0,097	AM AM
R12 ó CFC12	1	3	R134a ó HFC 134a R152a ó HFC 152a R142b ó HCFC 142b MP33 R401A ó MP39 MP52 R401B ó MP66 R409A ó FX56 FX57	0,000 0,000 0,059 0,030 0,030 0,030 0,030 0,050 0,050	0,290 0,033 0,390 0,250 0,220 0,170 0,020 0,310 0,310	POE(PA G) AM AM AB AB AB AB AM – AB AM - AB
R13 ó CFC13	0,70	2,50	R23 ó HFC 23	0,000	0,600	AB- POE
B13B1 ó BFC13B1	16,00	1,60	R32 ó HFC 32 R23 ó HFC 23 FX 40	0,000 0,000 0,000	0,130 0,600 0,890	AB–POE AB–POE POE

R22 ó HCF22	0,05	0,35	R134a ó HFC 134a	0,000	0.290	POE(PA G)
			FX 220	0,000	0,900	POE
			R404A ó FX70	0,000	0,920	POE
			R404A ó HP62	0,000	0,920	POE
			R407A ó KLEA60	0,000	0,450	POE
			R407C ó KLEA66	0,000	0,370	POE
R113 ó CFC113	0,89	1,40	R123 ó HCFC123	0,020	0,200	AM
			R141b ó HCFC 141b	0,100	0,097	AM
R114 ó CFC114	0,80	4,00	R124 ó HCFC124	0,021	0,100	AM
			R142b a HCF142b	0,059	0,390	AM
			R227 a HCFC227	0,001	0,500	AM
R500 ó HCFC500	0,74	2,20	R401A ó MP39	0,030	0,220	AB
R502 ó HCF502	0,28	4,00	R22 ó HCFC22	0,050	0,350	AM – AB
			R143a ó HCFC143a	0,090	1,120	AM
			R125 ó HFC125	0,000	0,740	POE
			R507 ó AZ50			
			R404A ó FX70	0,000	0,920	POE
			R404A ó HP62	0,000	0,920	POE
			R408A ó FX10	0,023	0,780	AM – AB
			FX40	0,000	0,890	POE
			R402A ó HP80	0,020	0,630	AB
			R402B a HP81	0,030	0,520	AB
			R407A a KLEA60	0,000	0,450	AB
			R407B ó KLEA61	0,000	0,590	AB
FX57	0,050	0,310	AM - AB			
R503 ó HCFC503	0,30	3,50	R23 ó HFC23	0,000	0,600	AB–POE
			R508 ó KLEA5R3	0,000	0,500	AB- POE

Fuente: Tratado Práctico de Refrigeración - Ernesto Sanguinetti Remusgo

Nomenclatura utilizada:

CFC	: Cloro Fluoro Carbonado
HCFC	: Hidro Cloro Fluoro Carbonado
BFC	: Bromo Fluoro Carbonado
HFC	: Hidro Fluoro Carbonado
MP, HP	: Mezclas
ODP	: Coef.de depleción del ozono (Ozone Depletion Potencial).
GWP	: Coef.de calentamiento de la atmósfera (Global WarmingPotencial).
AM	: Aceites Minerales
PAG	: Polialquilenglicol.
POE	: Polioli éster

2.3.2. SELECCIÓN DEL REFRIGERANTE

Las características que deben tener los refrigerantes son:

- 1) La diferencia de presiones entre la presión de evaporación y la de condensación debe ser lo más pequeña posible para que no exista mucho consumo de potencia por parte del compresor.
- 2) El volumen específico del vapor a condiciones de succión debe ser bajo para que el desplazamiento del cilindro del compresor también sea pequeño.
- 3) El calor latente de evaporación debe ser alto para producir un buen enfriamiento por unidad de masa de refrigerante.
- 4) La densidad del líquido debe ser baja porque ello permite mayor duración de los controles en contacto con él.

- 5) El punto de congelación debe estar por debajo de la temperatura de evaporación a utilizar para evitar problemas de circulación.
- 6) El punto crítico debe estar muy por encima de la temperatura de condensación para evitar problemas de control de este proceso.
- 7) No debe ser tóxico, es decir no debe producir daños si es inhalado por una persona, ni ser irritante de la piel.
- 8) Debe permitir una buena lubricación del aceite del compresor.
- 9) Debe ser estable, es decir no descomponerse ante cambios de temperatura ni al tomar contacto con otras sustancias.
- 10) Sus fugas deben ser fáciles de detectar y de localizar.
- 11) No deben ser inflamables ni explosivos porque si no su almacenaje tendría un cuidado especial y sus fugas serían peligrosas.
- 12) No debe atacar a los materiales con los cuales toma contacto al circular por toda la instalación frigorífica.
- 13) Su viscosidad debe ser baja para que no produzca pérdidas de presión excesiva durante su circulación.
- 14) Su conductividad térmica debe ser alta desde que es un fluido que transmite calor continuamente.
- 15) Cuando se usa en compresores herméticos es deseable que su resistencia dieléctrica sea alta para evitar "arcos voltaicos" y más aún si se trabaja con presiones negativas.
- 16) En lo posible debe ser un fluido de fácil adquisición.

2.4. IMPACTO AMBIENTAL DE LOS REFRIGERANTES

2.4.1. EFECTOS ECOLÓGICOS DEL R-12

Los refrigerantes CFC contienen cloro, flúor y carbono, y se consideran los más dañinos debido a que sus moléculas no se destruyen cuando alcanzan la estratósfera. Las moléculas de CFC tienen una vida muy larga cuando se exponen a la atmósfera debido a su estructura química estable. Esto les permite ser expulsados hacia la estratósfera por los vientos atmosféricos donde reaccionan con las moléculas de ozono causando la destrucción de éstas moléculas. Los CFC también contribuyen al calentamiento global.

En la siguiente tabla se muestra nombres químicos y la fórmula de cada uno de ellos.

TABLA 2.2 CLOROFLUOROCARURADOS¹⁷ (CFC)

Número de refrigerante	Nombre químico	Fórmula química
R-11	Triclorofluorometano	CCl_3F
R-12	Diclorodifluorometano	CCl_2F_2
R-113	Triclorotrifluoroetano	$\text{CCl}_2\text{FCClF}_2$
R-114	Diclorotetrafluoroetano	$\text{CClF}_2\text{CClF}_2$
R-115	Cloropentafluoroetano	CClF_2CF_3

El refrigerante que es importante para nosotros es el R-12, ya que es de uso común para refrigeración residencial y comercial ligera.

¹⁷ WHITMAN, WILLIAM C., (2006). "Tecnología de la Refrigeración y aire Acondicionado I", (Libro) Ed. 1ª ed., 4ª reimpresión, Edit. International Thomson, Ciudad: Madrid.

2.4.2. EFECTOS ECOLÓGICOS DEL R-134a

Este refrigerante es del grupo de los HFC. Las moléculas del HFC no contienen átomos de cloro y no agotarán la capa de ozono protectora de la tierra. Los HFC contienen átomos de hidrógeno, flúor y carbono y tienen potenciales de calentamiento global pequeños. Son los remplazos a largo plazo para muchos refrigerantes CFC y HCFC.

La siguiente tabla muestra refrigerantes del grupo de los HFC:

TABLA 2.3 HIDROFLUOROCARBURADOS (HFC)

Número de refrigerante	Nombre químico	Fórmula química
R-125	Pentafluoroetano	CHF_2CF_3
R-134a	Tetrafluoroetano	CH_2FCF_3
R-23	Trifluorometano	CHF_3
R-32	Difluorometano	CH_2F_2
R-125	Pentafluoroetano	CHF_2CF_3
R-143a	Trifluoroetano	CH_3CF_3
R-152a	Difluoroetano	CH_3CHF_2
R-410a	Mezcla	$\text{CH}_2\text{F}_2/\text{CHF}_2\text{-CF}_3$

Fuente: WHITMAN, WILLIAM C., Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado I,

2.4.3. COMPARACIÓN DE EFECTOS ECOLÓGICOS

Para efectuar la comparación de estos refrigerantes se muestra dos tablas donde podemos apreciar los efectos ecológicos de ambos refrigerantes.

TABLA 2.4 POTENCIAL DE REDUCCIÓN DEL OZONO (Ozone Depletion Potentials, ODP)

POTENCIAL DE CALENTAMIENTO GLOBAL (Global Warming Potentials GWP) de refrigerantes (Relativo a R-11 como base)

Refrigerante	ODP	GWP*
CFC - 12	1.0	3.0
HFC – 134a	0	0.28

*Tiempo horizonte integrado 500 años.

Fuente: D. GOSWAMI, PE, Selecting a Refrigerant: Comparison Made Easier

TABLA 2.5 POTENCIALES DE CALENTAMIENTO GLOBAL (GWP) DE LOS REFRIGERANTES COMUNES (relativo a CO₂)

Refrigerante	Horizonte de tiempo Integrado		
	20 años	100 años	500 años
CFC - 12	7100	7300	4500
HFC – 134a	3200	1200	420

Fuente: D. GOSWAMI, PE, Selecting a Refrigerant: Comparison Made Easier

2.4.4. EFECTOS SOBRE EL MEDIO AMBIENTE

Este filtro tan fino de ozono protege eficientemente de casi todos los peligros, absorbe la mayor parte de la peligrosa radiación UV-B (ultravioleta B). Todo daño que se inflija a la capa de ozono dará lugar a un aumento de la radiación UV-B. Se han observado aumentos bien determinados de la radiación UV-B en zonas que sufren periodos de intenso agotamiento del ozono. Una pequeña disminución de la capa de ozono, según los datos actuales, podría aumentar de manera importante la incidencia de cáncer de la piel y podría conducir a la intensificación de una forma

rara pero más virulenta de cáncer conocida como maligno cutáneo. También podría aumentar la incidencia de afecciones oculares, lo cual incluye cataratas; deformación del cristalino y la presbicia ¹³.

Una mayor radiación UV-B podría también causar una disminución del rendimiento de las cosechas y dañar los bosques. Ello podría afectar la vida en los océanos, causando daños a los organismos acuáticos, partes de la cadena alimenticia de la vida marina.

El agotamiento del ozono estratosférico podría agravar la contaminación fotoquímica en la tropósfera debido al aumento del ozono en la superficie de la tierra. No solamente afectaría esto a la salud humana, sino que posee el potencial de dañar a las cosechas, ecosistemas y a los materiales de los que dependemos.

2.4.5. AGOTAMIENTO DE LA CAPA DE OZONO

Este tercer problema global, se ha presentado como uno de los mayores desafíos de los últimos 30 años, porque se ha extendido no nada más en el medio ambiente, sino que ya provoca problemas en el comercio internacional y afecta la práctica de un desarrollo sustentable¹³.

El agotamiento de la capa de ozono, amenaza a la diversidad biológica, ya que ésta resulta afectada al recibir mayor cantidad de radiación solar nociva (rayos ultravioleta); asimismo, esta problemática influye en la regulación del clima y en la humanidad provoca grandes problemas de salud, específicamente favorece al desarrollo de cáncer en la piel, provoca también, cataratas en los ojos y deficiencias inmunológicas, por mencionar algunos ejemplos.

¹³ ING. LUIS M. YAMADA TANAKA – OTO/PERU (OFICINA TECNICA DEL OZONO), “Salvemos la capa de Ozono”

La principal causa a dicho debilitamiento, es por uso y emisión de varias sustancias químicas conocidas como Sustancias Agotadoras de Ozono (SAO), entre las que destacan los gases refrigerantes llamados clorofluorocarbonos (CFC). Es problema global, desde hace 1974, cuando se publicaron unos estudios respecto a la liberación en la estratósfera de iones de cloruro provenientes de los CFC. Las SAO se utilizan en refrigeradores, acondicionadores de aire, atomizadores de aerosol, espumas aislantes, en equipos contra incendios, etc.

Para visualizar dicha problemática, la NASA reportó en el 2001 que el agujero de la capa de ozono de la Antártida, alcanzó en septiembre del 2000 una dimensión de 28,3 millones de km^2 , lo que equivaldría un poco más de dos veces la Antártida, pues ésta tiene una extensión territorial de 14, 1 millones de km^2 , como se puede observar en la siguiente imagen en color amarillo¹³.

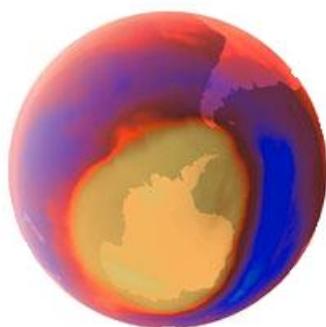


Fig. N° 2.2 Agujero en la capa de ozono

2.4.6. CALENTAMIENTO DE LA ATMÓSFERA

La temperatura de la tierra se mantiene debido a un equilibrio entre el calor de la radiación solar que fluye desde el espacio y el enfriamiento debido a la radiación infrarroja emitida por la superficie caliente de la tierra y la atmósfera que se escapa

¹³ ING. LUIS M. YAMADA TANAKA – OTO/PERU (OFICINA TECNICA DEL OZONO), “Salvemos la capa de Ozono”

volviendo al espacio. El sol es la única fuente externa de calor de la tierra. Cuando la radiación solar, en forma de luz visible, llega a la tierra una parte es absorbida por la atmósfera y reflejada desde las nubes y el suelo (especialmente desde los desiertos y la capa de nieve). El resto es absorbido por la superficie que se calienta y la atmósfera de la tierra emite radiaciones infrarrojas invisibles.

Si bien la atmósfera es relativamente transparente a la radiación solar, la radiación infrarroja se absorbe en la atmósfera por muchos gases menos abundantes. Aunque presentes en pequeñas cantidades, estas trazas de gases actúan como un manto que impide que buena parte de la radiación infrarroja se escape directamente hacia el espacio. Al frenar la liberación de la radiación saliente, estos gases calientan la superficie terrestre.

Los diferentes gases absorben y atrapan cantidades variables de radiación infrarroja. También persisten en la atmósfera por periodos diferentes e influyen en la química atmosférica (especialmente del ozono) de diferentes maneras. Por ejemplo, una molécula de CFC – 12 tiene más o menos el mismo efecto sobre la radiación que 16 000 moléculas del CO₂. El efecto de una molécula de metano es igual aproximadamente a 21 veces del efecto del CO₂, pero la vida útil de la misma es mucho más corta.

El Potencial de Calentamiento Mundial de la atmósfera (GWP) es un índice que compara el efecto del recalentamiento en un lapso de tiempo para gases con respecto a emisiones iguales de CO₂ (por peso)¹³.

¹³ ING. LUIS M. YAMADA TANAKA – OTO/PERU (OFICINA TECNICA DEL OZONO), “Salvemos la capa de Ozono”

2.4.7. CONTRIBUCIÓN DIRECTA DE LOS CFC

Dado que la vida útil de los gases es diferente de la del CO₂, se podría calcular diferentes GWP, lo cual depende de la extensión de tiempo considerada. La vida útil del CO₂ es del orden de los 200 años en la atmósfera; sobre un plazo corto, un gas cuya vida útil es muy corta, no tiene relieve respecto al potencial de recalentamiento del CO₂.

Normalmente de adoptar una extensión de tiempo de 100 años. Reemplazar el CFC – 12 por el HFC – 134a implicaría una reducción por un factor de 6 en el calentamiento mundial de la atmósfera si hay emanación del gas.

La contribución directa ya se está reduciendo gracias a la limitación de las emisiones tanto por métodos más estrictos para evitar fugas en los sistemas de refrigeración como por la recuperación de los CFC.

2.4.8. EL IMPACTO TOTAL EQUIVALENTE DE RECALENTAMIENTO (TEWI)

Además de la contribución directa de los CFC, que se produce únicamente cuando hay emisiones de la sustancia, debe considerarse la contribución indirecta debida al consumo de energía de los sistemas de refrigeración. Esta contribución indirecta representa el número de kilogramos de CO₂ vertidos en la atmósfera por la producción de cada kilovatio-hora de electricidad utilizado para producir frío. Diversos experimentos y cálculos han demostrado que la contribución indirecta de los sistemas termodinámicos al efecto del invernadero es considerablemente superior a la contribución directa vinculada con la liberación de los CFC.

Las contribuciones directas o indirectas se toman en cuenta en un coeficiente denominado Impacto Total Equivalente De Recalentamiento (TEWI).

2.5. CARACTERIZACIÓN ENERGÉTICA DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

2.5.1. ANÁLISIS ENERGÉTICO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

Balance energético del sistema de refrigeración.-

El objetivo de este capítulo, es introducir algunas de las características más importantes de los sistemas de este tipo e ilustrar cómo se puede aplicar modelos de simulación termodinámica.

Balance de energía del compresor.

El refrigerante que sale del evaporador, ingresa al compresor y es comprimido a una presión relativamente alta. Donde la potencia térmica real de compresión puede evaluarse mediante el producto del flujo másico real de refrigerante, por la diferencia de entalpías de éste a la entrada y salida del compresor, es decir los balances de masa y energía, para el volumen de control que incluye al compresor; esto es:

ESQUEMA DEL SISTEMA DE REFRIGERACION

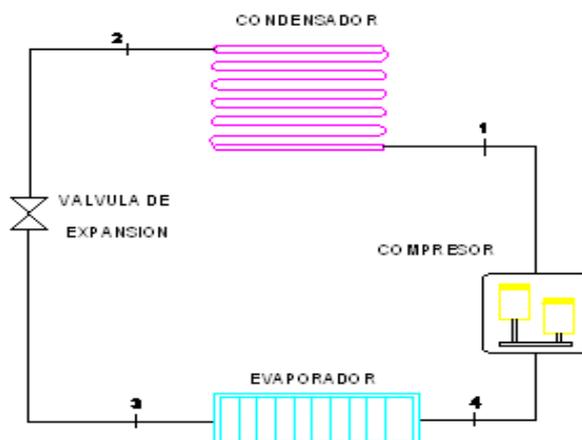


Fig. 2.3.- Esquema simple de los componentes de un sistema de refrigeración.

$$P_{TRC} = \dot{m}_R \cdot (h_1 - h_4)$$

De acuerdo a esta ecuación, si se requiere optimizar el consumo de energía en el compresor es conveniente, por un lado reducir el flujo másico de refrigerante o por otro lado reducir el salto de entalpía entre la entrada y salida del refrigerante en el compresor.

Las pérdidas internas por las irreversibilidades en la compresión se pueden cuantificar a través de la siguiente expresión¹⁸.

$$\eta_i = (h_{1t} - h_4) / (h_1 - h_4)$$

Para mejorar este rendimiento es necesario que el h_1 sea adecuadamente reducido, que por cierto depende de la calidad constructiva del compresor y por tanto ha de tenerse en cuenta en el detalle de selección del tipo de compresor recíprocante.

Balance de energía del condensador y evaporador.

El refrigerante pasa a través del condensador, donde condensa y hay una transferencia de calor desde el refrigerante al medio que lo enfría. Para el volumen de control que incluye al condensador el calor transferido desde el refrigerante por unidad de masa de refrigerante es¹⁸:

$$Q_{Cond.} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_2)$$

¹⁸ YUNUS A. CENGEL. MICHAEL A. BOLES, (2000). "Termodinámica" (Libro) Segunda Edición. McGRAW-Hill.

En el evaporador, donde se produce el efecto de frigorífico deseado, el calor transferido desde el espacio refrigerado al refrigerante, a su paso por el evaporador, produce su vaporización. Para el volumen de control que incluye el evaporador, los balances de masa y energía dan el calor transferido por unidad de masa de refrigerante como sigue¹⁸.

$$Q_{evap.} = \dot{m}_g \cdot (h_4 - h_3)$$

COEFICIENTE DE PERFORMANCE (COP):

El coeficiente de performance o coeficiente de operación del sistema de refrigeración, está representada por la relación entre el flujo de calor útil y la potencia del compresor¹⁸.

$$\text{COP} = \text{Calor útil} / \text{Potencia del compresor}$$

$$\text{COP} = \frac{Q_{evap.} / \dot{m}_R}{P_{TRC} / \dot{m}_R} = \frac{(h_4 - h_3)}{(h_1 - h_4)}$$

2.5.2. AHORRO DE ENERGÍA EN EL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.

Potencia de compresión.

Desde el punto de vista del consumo energético, interesa utilizar la menor potencia de compresión posible para alcanzar la potencia frigorífica que nuestra instalación requiera. En definitiva nos interesa que para esa potencia frigorífica el COP del aparato térmico sea lo mayor posible.

¹⁸ YUNUS A. CENGEL. MICHAEL A. BOLES, (2000). "Termodinámica", (Libro) Segunda Edición. McGRAW-Hill.

Para disminuir el consumo energético del compresor habrá que reducir cualquiera de los términos, o ambos a la vez, de los que depende la potencia de compresión, según¹⁸:

- ❖ Si el flujo de refrigerante se puede reducir por algún medio, se reducirá la potencia del compresor. Así, partiendo de la expresión del calor útil Q_{evap} , que equivale a la potencia frigorífica de requerimiento se tiene:

$$\dot{m}_R = \text{PotenciaFrigorífica} / (h_4 - h_3)$$

Se deduce que si se sub - enfría el líquido a la salida del condensador, a las mismas condiciones de presión del condensador y evaporador, el valor de la entalpía en este punto será menor y consecuentemente favorece la reducción del flujo de refrigerante. Por tanto, el sub-enfriamiento permite reducir el consumo del compresor gracias al aumento del efecto refrigerante útil.

- ❖ Si $(h_1 - h_4)$ puede reducirse, disminuirá la potencia. Como el condensador es un intercambiador de calor que transfiere calor al medio ambiente, si se trata por ejemplo de aumentar adecuadamente su superficie o también favorecer la transferencia de calor ubicando al sistema en un lugar apropiado del medio, se consigue aumentar esta transferencia con lo que se podría reducir la temperatura (y presión) de condensación y consecuentemente disminuir h_1 .

¹⁸ YUNUS A. CENGEL. MICHAEL A. BOLES, (2000). "Termodinámica", (Libro) Segunda Edición. McGRAW-Hill.

En este caso, el efecto refrigerante puede verse ampliado con lo cual el flujo de refrigerante se puede reducir, lo que también contribuirá a una menor potencia de compresión exigida al compresor.

La potencia de compresión suele reducirse aproximadamente en 1% por cada grado centígrado que disminuye la temperatura de condensación.

2.5.3. FACTORES QUE AFECTAN EL COEFICIENTE DE EFICIENCIA COP.

El ciclo termodinámico de mayor eficiencia es el de Carnot, que depende únicamente de los intervalos de temperatura del ciclo ¹⁸.

$$COP_{Carnot} = T_1 / (T_2 - T_1)$$

T_1 es la temperatura del foco frío y en la práctica debe ser inferior a la temperatura del ambiente a refrigerar. T_2 debe ser superior a la temperatura del aire exterior o agua empleados en el condensador para que se produzca la transferencia de calor.

No hay transferencia de calor si no existe diferencia de temperatura tanto en el condensador como en el evaporador (Fig. 2.4), es decir:

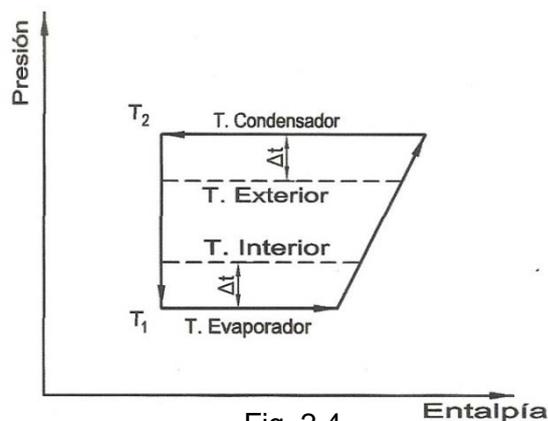


Fig. 2.4.-

¹⁸ YUNUS A. CENGEL. MICHAEL A. BOLES, (2000). "Termodinámica", (Libro) Segunda Edición. McGRAW-Hill.

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

A	Área neta de intercambio de calor
U	Coefficiente global de transferencia de calor.
ΔT	Diferencia de temperatura

El rendimiento aumenta cuando las temperaturas T_1 y T_2 estén más próximas, lo cual dependerá de:

- ❖ Las condiciones exteriores
- ❖ La temperatura ambiente deseada
- ❖ Mínimo ΔT tanto en el evaporador como en el condensador.

2.5.4. DIAGNÓSTICO, OPTIMIZACIÓN Y AHORRO ENERGÉTICO.

El equipo experimental dispone, en gran medida, de los elementos necesarios como para realizar diagnósticos energéticos que lleven a la mejora del funcionamiento técnico – económico en los procesos de refrigeración y aire acondicionado.

En efecto, a continuación se realiza el diagnóstico energético (auditoria energética) del sistema bajo un amplio espectro e mediciones controladas.

2.5.5. MEDICIONES

2.5.5.1. MEDICIONES ELECTRICAS

El panel eléctrico se encuentra dispuesto según muestra el diagrama siguiente:

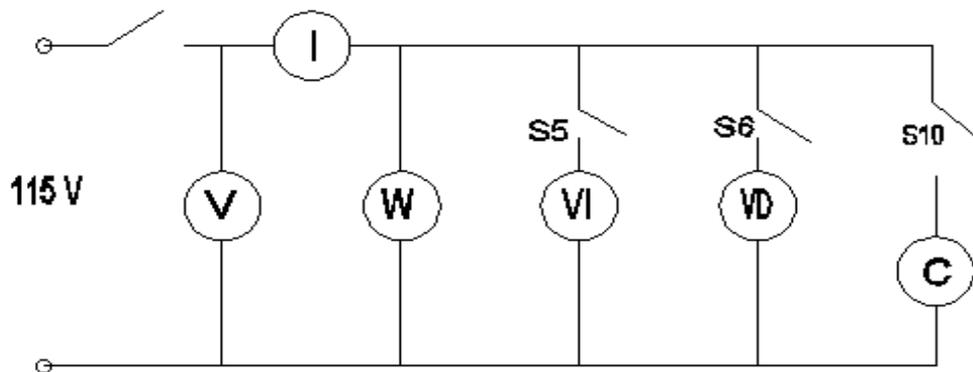


Fig. 2.6 ESQUEMA DEL CIRCUITO ELECTRICO DEL SISTEMA

VI= Ventilador Izquierdo

VD= Ventilador Derecho

C= Compresor

S5,S6= Selectro de velocidad de los ventiladores

S10= Interruptor del Compresor

Las mediciones eléctricas a tomar son las siguientes:

CORRIENTE (I).- Intensidad de corriente eléctrica consumida por el sistema.

VOLTAJE (v).- Voltaje de entrada al circuito eléctrico monofásico.

POTENCIA ACTIVA (W).- Potencia activa de entrada al sistema, medida mediante un vatímetro monofásico.

Cuando se cierra los interruptores S5 y S6 (selectores de velocidad de los ventiladores izquierdo y derecho del condensador y evaporador), y estando abierto el interruptor de potencia del compresor S10, se colocará el selector de rango del vatímetro en su escala menor para medir la potencia activa consumida solamente por los ventiladores.

Para medir la potencia activa consumida por el circuito se cierran los interruptores S5 y S6, en las posiciones según requeridas de baja, media o alta velocidad de los ventiladores; así como el interruptor S10 y colocando el selector de rango del vatímetro en su escala mayor.

2.5.5.2. MEDICIONES TERMICAS DEL REFRIGERANTE:

TEMPERATURAS.- Lectura de los termómetros instalados en los cuatro extremos de los procesos del ciclo termodinámico indicados como T_1 , T_2 , T_3 y T_4 .

PRESIONES.- Lectura de los manómetros instalados en los cuatro extremos de los procesos del ciclo termodinámico; P_1 , P_2 , P_3 y P_4 .

MEDICIONES EN LOS VENTILADORES:

Para medir el flujo calórico que intercambian los ventiladores hacia los serpentines del condensador y evaporador se requieren las siguientes mediciones:

TEMPERATURAS.- Lectura de los termómetros ubicados delante del serpentín T_D y posterior del ventilador T_P .

VELOCIDAD.- Velocidad de la corriente de aire "V" que atraviesa los serpentines del condensador y evaporador, medidos con un anemómetro.

2.5.5.3. MEDICIONES DE LAS CONDICIONES AMBIENTALES:

TEMPERATURA.- Mediciones de las temperaturas de bulbo seco T_{BS} y bulbo húmedo T_{BH} para determinar la humedad relativa del medio.

PRESION.- Lectura del barómetro, P_0 .

2.5.5.4. EVALUACIÓN DE PARÁMETROS

POTENCIA APARENTE DEL CIRCUITO:

Se calcula como el producto del voltaje de entrada al circuito por la corriente de entrada¹⁸.

$$P_A = V.I$$

FACTOR DE POTENCIA DEL CIRCUITO:

$$\text{Cos } \phi_C = W / P_A$$

W.- Lectura del vatímetro.

POTENCIA ACTIVA CONSUMIDA POR EL COMPRESOR¹⁸:

$$P_{ACC} = W - (W_{VI} + W_{VD})$$

W_{VI} Potencia activa consumida por el ventilador izquierdo a una determinada posición de velocidad.

W_{VD} Potencia activa consumida por el ventilador derecho a una determinada posición de velocidad.

FLUJO MÁSIICO DE AIRE:

Es el flujo de aire impulsado por el ventilador, que atraviesa de forma perpendicular al serpentín del condensador y del evaporador. Se evalúa mediante¹⁸:

$$\dot{m}_{Aire} = \delta_{Aire} . V . A_E$$

δ_{Aire} : Densidad del aire en el ambiente, que se calcula con la siguiente expresión.

$$\delta_{Aire} = P_0 / R.T_{BS}$$

V : Velocidad del aire medido con el anemómetro

¹⁸ YUNUS A. CENGEL. MICHAEL A. BOLES, (2000). "Termodinámica", (Libro) Segunda Edición. McGRAW-Hill.

A_E : Área efectiva del ventilador, que es de 0,066 m²

T_{BS} : Temperatura de bulbo seco.

FLUJO CALORÍFICO DEL AIRE

El flujo calorífico que recibe o transfiere el aire en los serpentines del condensador y evaporador se calcula con la siguiente expresión¹⁸:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{Aire} \cdot C_{P-aire} \cdot [T_D - T_P]$$

C_{P-aire} Calor específico del aire a presión constante, aproximadamente de 1,0056 KJ / Kg. K

T_D Temperatura parte delantera del ventilador

T_P Temperatura parte posterior del ventilador

POTENCIA TÉRMICA REAL DEL COMPRESOR¹⁸:

$$P_{TRC} = \dot{m}_{R-12} \cdot (h_1 - h_4)$$

\dot{m}_{R-12} Flujo de refrigerante medido en el rotámetro cuando se trata de funcionamiento del sistema como refrigeradora.

h_1 Entalpía de la sustancia de trabajo en la descarga del compresor. Se determina con los datos de presión y temperatura en el punto 1.

h_4 Entalpía de la succión del compresor. Se determina mediante los datos de presión y temperatura en el punto 4.

¹⁸ YUNUS A. CENGEL. MICHAEL A. BOLES, (2000). "Termodinámica", (Libro) Segunda Edición. McGRAW-Hill.

EFICIENCIA DEL MOTOR-COMPRESOR:

$$\eta_{M-C} = P_{TRC} / P_{ACC}$$

EFFECTO REFRIGERANTE ÚTIL:

El efecto refrigerante útil (ERU) aprovechado operando como refrigeradora se calcula con la siguiente expresión¹⁸:

$$ERU = (h_4 - h_3)$$

h_4 Entalpía del flujo refrigerante en la salida del evaporador

h_3 Entalpía del refrigerante a la entrada del evaporador.

FLUJO CALÓRICO ÚTIL:

Como refrigeradora:

$$\dot{Q}_{U-R} = \dot{m}_{R-12} \cdot ERU$$

\dot{m}_{R-12} Flujo de refrigerante. Dado que el invertir el sistema a funcionamiento como bomba de calor, éste valor se determina mediante un balance térmico en el condensador o evaporador de la bomba.

$$\dot{m}_{R-12} = \dot{Q} / (h_4 - h_3)$$

COEFICIENTE DE PERFORMANCE: COP

Se puede determinar dos tipos de coeficiente de performance: el coeficiente de performance del ciclo y el coeficiente de performance del sistema.

¹⁸ YUNUS A. CENGEL. MICHAEL A. BOLES, (2000). "Termodinámica", (Libro) Segunda Edición. McGRAW-Hill.

COEFICIENTE DE PERFORMANCE DEL CICLO

Parámetro que representa el aprovechamiento termodinámico en un ciclo, sea de refrigeración o de aire acondicionado, y se calcula con la siguiente expresión:

Como Refrigeradora:¹⁸

$$COP_{CICLO-R} = ERU / (h_1 - h_4)$$

COEFICIENTE DE PERFORMANCE DEL SISTEMA

Representa el aprovechamiento energético total en un sistema, sea de refrigeración o de aire acondicionado; es decir la, energía eléctrica que se consume para accionar el compresor hasta el flujo calórico útil que se aprovecha.

Como Refrigeradora¹⁸:

$$COP_{SIST-R} = \dot{Q}_{U-R} / P_{ACC}$$

2.6. CARACTERIZACIÓN DEL EQUIPO EXPERIMENTAL DE REFRIGERACIÓN TECHNOVATE

El sistema de refrigeración para aprendizaje, está basado en un sistema de ciclo cerrado de compresión de vapor, opera con un refrigerante R-12. El sistema es comparable al de una común refrigeradora comercial y aire acondicionado, y puede ser operada en forma de ciclo reversible como bomba de calor. Los alcances, fines y la descripción de sus componentes son explicados en los párrafos siguientes.

¹⁸ YUNUS A. CENGEL. MICHAEL A. BOLES, (2000). "Termodinámica", (Libro) Segunda Edición. McGRAW-Hill.

2.6.1. ALCANCES DEL EQUIPO EXPERIMENTAL

El equipo experimental está diseñado para realizar múltiples aplicaciones dentro del campo de la refrigeración y aire acondicionado, los podemos agrupar de la forma siguiente:

2.6.2. FINES ACADÉMICOS

Este equipo experimental está diseñado para realizar múltiples aplicaciones del campo de la refrigeración y aire acondicionado, como son:

Las demostraciones y experimentos están divididos en tres categorías tales como:

Demostraciones para clases largas ilustrando principios básicos, experimentos generales para taller o laboratorio designado para familiarizar a los estudiantes con fundamentos y experimentos de servicio designado a enseñar un enfoque lógico para problemas de rodaje dentro del campo.

Las demostraciones requieren observación por los estudiantes pero no operación matemáticas. Los experimentos generales requieren grabación de datos, operaciones matemáticas y evaluación. Los experimentos de servicio muestran las relaciones causa y efecto de varios tipos de funcionamientos defectuosos.

Las demostraciones que se pueden realizar con este equipo se encuentran descritas en el anexo.

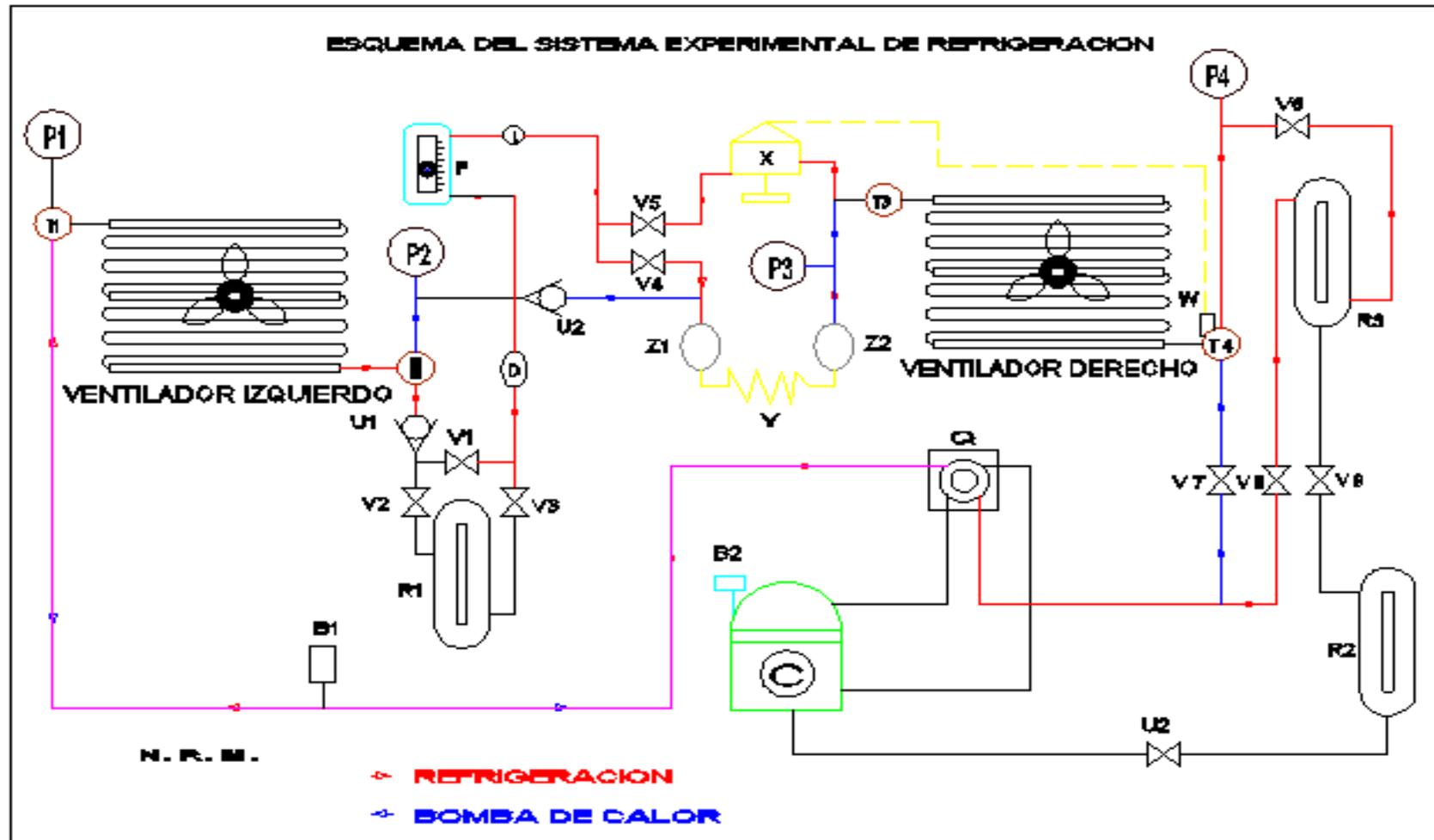


Fig. 2.7.- ESQUEMA DEL SISTEMA EXPERIMENTAL DE REFRIGERACION

2.6.3. FINES DE INVESTIGACIÓN

- ❖ Análisis de nuevos componentes refrigerantes
- ❖ Análisis de aceites refrigerantes, orgánicos o sintéticos
- ❖ Estudio del rendimiento de compresores
- ❖ Análisis y optimización energética de sistemas de refrigeración y aire acondicionado.
- ❖ Optimización termo - económica de un sistema de refrigeración y aire acondicionado mediante análisis experimental y modelización de las variables termo - fluídicas, que es materia del presente estudio.

2.6.4 COMPONENTES Y CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.

COMPRESOR (C)

El compresor es del tipo reciprocante o de pistón, accionado por un motor eléctrico y esta herméticamente sellado por una cubierta metálica. Se encarga de elevar la presión y temperatura del refrigerante. Dispone de un visor de vidrio especial, ubicado en la parte frontal, que permite la observación del nivel de aceite y mostrar la compatibilidad del refrigerante con el aceite.

La línea de aceite está localizada en el sumidero o cárter del compresor en una posición que asegure se mantenga el mínimo de aceite requerido (20 onzas o 0,59 l).

Sus especificaciones técnicas son:

Marca y Modelo:	Copeland, JRL4-0050-1aa
Diámetro del pistón:	1,550 pulg.
Carrera:	0,625 pulg.
Desplazamiento:	1,178 pulg ³
Capacidad de aceite:	20 onzas
Motor Eléctrico:	
Potencia:	½ HP
Voltaje:	110 Voltios
Amperaje:	9,7 A
Frecuencia:	60 Hz.
RPM:	3 500

CONDENSADOR (B)

Es el dispositivo térmico que remueve el calor desde el refrigerante. El calor removido del gas refrigerante hace que se convierta a líquido

El condensador como el evaporador tiene las mismas características técnicas y estos son:

SERPENTÍN:

Material:	Cobre
Número de pasos:	20
Longitud de paso:	12 pulg.
Diámetro:	3/8 pulg.

ALETAS:

Material:	Aluminio
Número:	14 por pulg.
Espesor:	0,01 pulg.

VENTILADOR:

Alabe: Tipo:	Hélice
Número:	3
Diámetro Nominal:	12 pulg.
Motor: Tipo:	Monofásico
Potencia Nominal:	1/30 HP
Voltaje:	115 v
Amperaje:	1 A
Frecuencia:	60 Hz.
Velocidad:	Alta (H): 1500 RPM

Media (M): 1025 RPM

Baja (L): 800 RPM

INDICADOR DE LÍQUIDO Y HUMEDAD (L)

Es un visor de vidrio con un reactivo químico pintado como un punto en su interior.

Cuando hay humedad en el sistema éste punto cambia de color, es decir:

Verde: **Sistema seco**

Intermedio: Precaución

Amarillo: Sistema húmedo

El visor también sirve para observar burbujas de refrigerante, cuando éstas se presentan generalmente indica falta de refrigerante en el circuito o restricción en la línea de líquido.

MEDIDOR DE FLUJO (F)

Es un rotámetro, que indica el flujo de refrigerante que fluye a través del sistema. Está conformado por un tubo pírex cónico y una esfera de acero, se rango de medición es de 0,5 a 3,0 lb/min y su aproximación es de 0,1 lb/min. La medida del flujo de refrigerante en el rotámetro se puede estabilizar ajustando minuciosamente las válvulas V4 y V5.

Datos técnicos:

Construcción: Aluminio, tubo de cobre,

Rango: (lb/min R-12 a 100°F y 131.86 psig)0,5 a 3,0 lb/min

FILTRO SECADOR (D)

Remueve la humedad, ácidos y suciedades que pudiese haber en el refrigerante que circula por la línea de líquido. Consiste en una malla filtrante que colecta partículas y suciedades, y contiene silicagel que actúa como agente deshidratante. Después de una operación prolongada, o si el refrigerante está contaminado, el filtro puede obstruirse y reducir o detener el flujo de refrigerante; así mismo, si el silicagel llega a saturarse el punto de ácido en el visor de vidrio se torna amarillo lo cual indica la sustitución del filtro secador.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS:

Material:	Brass/ cobre
Capacidad:	5.0 pulg3
Fillant:	Silicagel

TUBO CAPILAR (Y)

El tubo capilar es un tubo de gran longitud y de pequeño diámetro, cuya finalidad es crear una restricción deliberada en la línea de líquido. En ambos extremos dispone de un filtro de malla, **Z₁** y **Z₂**, para prevenir las obstrucciones ocasionadas por materia extraña.

Generalmente la longitud del capilar está relacionada con la capacidad del evaporador y del compresor, sin embargo en éste sistema esta dimensionado como para permitir un flujo extra de refrigerante de modo que pueda hacerse una

estrangulación (con la válvula **V₄**) para así estimular una obstrucción o congelamiento en la línea o crear líneas congeladas de varias longitudes.

Características:

Filtro: 2

Capacidad: ½ Ton.

VÁLVULA DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA (X)

Es un dispositivo de precisión en el proceso de expansión del refrigerante, cuyo mecanismo de funcionamiento está basado en que un bulbo sensor de temperatura (W), colocado en la línea de salida del evaporador, detecta la temperatura del gas que abandona el evaporador. Este bulbo contiene R-12 bajo presión que a un cambio de su temperatura ejerce un cambio de presión que se transmite a un diafragma dentro de la válvula; el movimiento del diafragma abre o cierra la válvula controlada así el flujo de refrigerante hacia el evaporador.

Las características del dispositivo son las siguientes:

Tipo y Modelo: TCL50FW55

Rango: +50°F a -40°F

Capacidad: ½ Ton

Entrada: 3/8 pulg. SAE

Salida: ½ pulg. SAE

EVAPORADOR (E)

Físicamente es idéntico al condensador y térmicamente opera a la inversa. El líquido refrigerante cambia a gas mediante la absorción de calor de los tubos y aletas, los cuales al mismo tiempo absorben calor del medio circundante. Al paso por el evaporador, la cantidad de calor perdido por el aire es la cantidad de calor absorbido por el refrigerante.

TANQUE RECIBIDOR DE LÍQUIDO REFRIGERANTE (R1)

Es un reservorio para el refrigerante. De acuerdo al cierre o apertura de las válvulas **V₁**, **V₂**, o **V₃** se puede adicionar o quitar refrigerante al sistema, consecuentemente se estará variando la descarga o sobrecarga del sistema, hecho que sirve para demostrar los efectos de dichas condiciones. El tanque tiene un visor de vidrio para verificar el nivel de refrigerante contenido y un tapón fusible como aliviadero de presión.

TANQUE ACUMULADOR DE ACEITE Y REFRIGERANTE (R3)

Es un reservorio que tiene la misma geometría del tanque **R₁** y sirve para descargar el exceso de líquido refrigerante mezclado con aceite que proviene cuando el evaporador es sobrealimentado. Este tanque previene la entrada de refrigerante en estado líquido al compresor y permite separar el aceite del refrigerante que posteriormente es drenado hacia el tanque de almacenamiento de aceite.

Características:

Diámetro: 2 - 15/16 pulg.

Medidor de vidrio: Alta presión

TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE ACEITE (R2).-

Es de geometría similar al tanque R_1 y sirve para almacenar el aceite en exceso con respecto al necesitado en el sistema. Este exceso, que normalmente no disponen los sistemas comerciales de refrigeración y aire acondicionado, se utiliza para analizar el efecto del exceso de aceite en el sistema.

VÁLVULA INVERSORA (Q)

Es una válvula de cuatro vías y sirve para invertir el funcionamiento del sistema, desde refrigeradora a bomba de calor o viceversa.

Características del solenoide:

Voltaje: 115 v

Frecuencia: 60 Hz.

Potencia: 9,5 Watts.

PANEL DEL CIRCUITO ELÉCTRICO DEL SISTEMA (P)

Está dispuesto en orden esquemático y constituido principalmente por un voltímetro, un amperímetro y un vatímetro con dos escalas para medir la potencia activa consumida por el sistema (compresor, ventilador del condensador y ventilador del evaporador).

VÁLVULA DE CARGA Y DESCARGA DE REFRIGERANTE (B1) Y (B2)

Sirve para adicionar y quitar refrigerante del sistema en caso de contaminación del refrigerante o pérdidas por fugas. Se utiliza también para demostrar la carga y purga del sistema.

VÁLVULAS: V1 A V10

Accesorios que sirven para controlar el flujo de refrigerante en distintos puntos del sistema. También dispone de dos válvulas check U1 y U2. A continuación se da la función de cada válvula.

- V1 Válvula Bay-pass del tanque receptor de líquido R1. Se abre para dar paso al líquido refrigerante al circuito.
- V2 Válvula de entrada de refrigerante al tanque receptor R1. Se abre para permitir el ingreso de refrigerante al tanque receptor.
- V3 Válvula de salida del tanque receptor R1. Se abre para extraer refrigerante del tanque receptor e introducir al circuito.
- V4 Válvula selectora del tubo capilar en ciclo normal. También se puede usar como válvula reguladora para cambiar el flujo de refrigerante a través del capilar cuyo efecto simula al cambio de longitud del tubo capilar.
- V5 Válvula selectora de la válvula de expansión termostática.
- V6 Válvula de entrada al acumulador R3. Se abre para permitir el paso hacia el tanque acumulador.
- V7 Válvula de by-pass del tanque acumulador.

- V8 Válvula de salida del acumulador. Se abre para que el líquido refrigerante salga hirviendo y retorne al sistema como gas.
- V9 Válvula de drenaje de aceite del tanque acumulador. Se abre para que el aceite drene desde el acumulador hacia el tanque de almacenamiento de aceite R2.
- V10 Válvula de salida del tanque de almacenamiento de aceite. Se abre para agregar aceite al sistema

BANDEJA COLECTORA DE CONDENSADO ()

OTROS COMPONENTES DEL SISTEMA.-

INTERRUPTORES (S).-

SWITCH	FUNCION
S – 1	Interruptor de seguro para prevenir uso no autorizado. Gire en sentido horario para energizar las principales líneas de poder.
S – 2	Interruptor principal de potencia y llave de seguridad de 25 A. Cuando se coloca en ON, suministra potencia a todos los componentes.
S – 3	Interruptor de selección de rango del vatímetro. Selecciona un rango alto o bajo de vatiaje. CUIDADO.- Mantenga el interruptor en la posición de ALTA POTENCIA durante la operación normal para prevenir daños al mecanismo de medición. Cambie al rango bajo solo si la lectura del vatímetro en el rango alto está por debajo de 750W.
S – 4	Interruptor de selección del modo del voltímetro. Conecta al voltímetro para medir ya sea LÍNEA DE VOLTAJE o CONTRAFUERZA ELECTROMOTRIZ.
S – 5 y S – 6	Interruptor selector de velocidades del ventilador para el condensador y evaporador. Interruptores que tienen cuatro posiciones: OFF (O), BAJO (L), MEDIO (M) y ALTO (H).
S – 7	Control de caída de baja presión. Detiene el compresor si el lado de baja presión cae por debajo de 7 PSI (48KPa).

S – 8	Control de caída de alta presión. Detiene el compresor si el lado de alta presión excede de 160 PSI (1103 KPa).
S – 9	Interruptor de ciclo inverso del termostato. Cuando se coloca en posición más caliente, el interruptor activa el solenoide (S – 13) en la válvula inversora (Q – que invierte el flujo de refrigerante para operar el ciclo inverso).
S – 10	Interruptor de potencia del compresor. Arranca y para el motor del compresor y la lámpara indicadora de luces.
S – 11	Interruptor del condensador de arranque. Normalmente cerrado. Momentáneamente abra el interruptor del botón de empuje para sacar el condensador de arranque del circuito.
S – 12	Relay de sobrecarga térmico automático del compresor. Detiene al compresor si el motor se sobrecalienta. Se localiza en la caja de salida eléctrica del compresor.
S – 13	Solenoide que opera la válvula reversible de 4 vías (Q). El solenoide se energiza mediante el interruptor S – 9.
S - 14	Relay de arranque.
S - 15	Interruptor que energiza al display y selector de temperaturas que registran las termocuplas.
S - 16	Interruptor para mediciones del amperaje en la prueba de vacío.

RECIBIDOR DE CONDENSADO ().

CAPITULO III

METODOLOGÍA DE LA EXPERIMENTACIÓN

3.1 DIAGNÓSTICO TÉCNICO

Para llevar adelante la alternativa propuesta, se propuso un modelo para el diagnóstico técnico (Ver Anexo N° 4) con detalles que permita evaluar la instalación.

Problemas encontrados en el diagnóstico:

- No existen registros históricos de parámetros, mantenimiento, etc.
- Instrumentos de medición defectuosos.
- Presencia de fugas y falta de refrigerante.
- Falta de información técnica sobre las válvulas de expansión termostática (V.E.T.).
- Falta de mantenimiento del sistema.
- Desconocimiento de características de aceite, cantidad y viscosidad.

Durante la ejecución de la conversión se resuelven estos problemas.

3.2 ACONDICIONAMIENTO DEL EQUIPO EXPERIMENTAL

- Reparación integral del equipo experimental

- Instrumentación: Sustitución y calibración de instrumentos de medición: termómetros, manómetros y flujómetros
- Redistribución de tuberías
- Pruebas de funcionamiento y ajuste del compresor
- Pruebas de cargas de evaporador y condensador
- Pruebas del sistema de expansión
- Cambios de aceite y tipo de refrigerante
- Pruebas de hermeticidad del sistema

3.3 INSTRUMENTACIÓN Y MEDICIONES

- Selección de las variables de medida: eléctricas y térmicas
- Elaboración del protocolo de mediciones: formatos, organización
- Mediciones: lectura de los instrumentos de medición de acuerdo a un protocolo de pruebas, para las condiciones de funcionamiento del sistema utilizando refrigerante R-12
- Mediciones: lectura de los instrumentos de medición de acuerdo a un protocolo de pruebas, para las condiciones de funcionamiento del sistema utilizando refrigerante R-134a.

MEDICIONES TÉRMICAS DEL SISTEMA

MEDIDORES DE PRESIÓN (P) Y TEMPERATURA (T) DEL SISTEMA.-

Los medidores de presión y temperatura están instalados en pareja para sensar y determinar las condiciones del refrigerante en los cuatro puntos extremos del ciclo termodinámico. Cuando el sistema funciona como refrigeradora propiamente, la distribución correspondiente es como sigue.

P1, T1 Descarga del compresor y entrada al condensador.

P2, T2	Salida del condensador y entrada al dispositivo de expansión.
P3, T3	Salida del dispositivo de expansión y entrada al evaporador.
P4, T4	Salida del evaporador y succión del compresor.

Los medidores de presión poseen escala compuesta, indican presiones positivas o negativas desde 30" de Hg de vacío hasta 200 psig. La escala interior indica las temperaturas del refrigerante.

Los termómetros están instalados con un sensor de termocuplas, conectados a un selector con display para lecturas de las mediciones en grados centígrados. Cuyas características son las siguientes:

- ❖ Termocupla PT – 100 con bulbo de ¼" x 2 ½" – Material: Acero inox. – Conexión: ¼" NPT Cable: 2 m.
- ❖ Selector de termocupla de 6 puntos – Marca: SHIMADEN (Japón).
- ❖ Controlador – Indicador de temperatura – Rango: -30 a 399°C – Marca: SHIMADEN (Japón) – Dimensiones: 48 x 96 mm – Modelo: Para termocupla PT - 100

Las mediciones eléctricas a tomar son las siguientes:

CORRIENTE (I).- Intensidad de corriente eléctrica consumida por el sistema.

VOLTAJE (v).- Voltaje de entrada al circuito eléctrico monofásico.

POTENCIA ACTIVA (W).- Potencia activa de entrada al sistema, medida mediante un vatímetro monofásico.

3.4 CONVERSIÓN DEL SISTEMA

La conversión se convierte en un procedimiento que se aplica a las instalaciones existentes funcionando correctamente; que implica la eliminación de los CFC por un refrigerante menos dañino al entorno y representa una mejora técnica o renovación tecnológica a las instalaciones de frío.

Los pasos generales que encierran cualquier reconversión, las particularidades o dificultades que se presentan son los siguientes.

- Registrar los parámetros y datos técnicos en un protocolo de mediciones.
- Recuperar el CFC con una máquina recuperadora y almacenarlo en un recipiente de recuperación. El peso del refrigerante extraído es una buena referencia para la recarga de la instalación.
- Seleccionar el aceite adecuado.- Para este paso la literatura recoge que para HFC se utilice un aceite del tipo POE.
- Drenar el aceite del sistema. En sistemas herméticos es necesario remover el compresor; en otros es suficiente extraer por el tapón de drenaje el aceite del cárter del compresor y lo mismo por los puntos bajos del condensador, evaporador, trampas, separadores y recibidores de líquido.
- Cargar nuevo aceite usando el mismo volumen que el lubricante extraído en el paso anterior.

Para nuestro caso el POE, luego se pone en marcha el equipo para que trabaje algunas horas.

Posteriormente repetir los pasos anteriores hasta garantizar que el residuo de aceite mineral en el POE se establezca por debajo del 5%.

- Se reinstala el compresor.- Se mantiene aislado el compresor del sistema cerrando las válvulas de succión y descarga. Se realiza un vacío profundo y se carga con nitrógeno.
- Se reemplaza el filtro deshidratador.- Es importante seleccionar adecuadamente el filtro.
- Reconectar el sistema y hacer el vacío.- Para hacer una buena evacuación se utiliza una bomba de vacío de dos etapas conectada al lado de baja y alta presión por un tiempo mínimo de 45 minutos. Comprobar luego de parada la bomba, la desviación de la aguja del manómetro.
- Chequeo de fugas.- Se emplea nitrógeno a una presión de aproximadamente 10 atm. Y **comprobar** la hermeticidad con uso de jabón.
- Cargar el sistema.- Se carga el sistema con una cantidad equivalente al 75% de la carga original. Reajustar los elementos de control como el presostato.
- Reajustar la carga.- Se pone en funcionamiento el compresor y se completa la carga con extremo cuidado por el lado de succión hasta alcanzar los parámetros técnicos requeridos para la optimización de la operación del sistema.
- Finalmente chequeo de fugas en las válvulas de acceso y el sistema estará lista para su operación normal.

3.5 PROCEDIMIENTO DE MEDICIONES.-

OPERACIONES PARA LA PUESTA EN MARCHA.-

Para el inicio del funcionamiento del equipo se debe tener en cuenta los siguientes pasos:

- ❖ Abra el acceso de energía con llave maestra S1

- ❖ Energice el sistema mediante la posición ON del interruptor S2. El voltímetro debe indicar aproximadamente 115 v.
- ❖ Encienda los ventiladores del condensador y evaporador, con el interruptor S5 y S6; seleccionar las velocidades para ambos ventiladores en posiciones baja, media y alta, observando las lecturas del vatímetro en su escala menor.
- ❖ Coloque el interruptor de potencia del compresor S10 en ON. El compresor se pone en funcionamiento y las agujas de los manómetros P1 y P2 empezarán a subir, mientras que las agujas de los manómetros P3 y P4 bajarán. Cuando se opera en ciclo invertido {bomba de calor} las agujas se comportan al revés porque los lados de alta y baja presión del sistema se invierten.
- ❖ Mantener funcionando el sistema durante unos cinco minutos; cerrar la válvula V4 hasta que desaparezcan burbujas en el visor de líquido, medidor de flujo y que el tubo inferior del condensador esté lleno de refrigerante. Los manómetros P1 y P2 deben dar lecturas entre 120 y 140 psig, de lo contrario abrir V3 para que ingrese más refrigerante al sistema y luego cerrar. Deje 5 minutos para que el sistema se estabilice. Si se presentara incremento acelerado de presión, abrir lentamente la válvula V2 y extraer la cantidad necesaria de refrigerante e ingresarlo en el tanque receptor.

REGULANDO LA CANTIDAD DE REFRIGERANTE.

Opere el sistema cerca de 5 minutos en ciclo normal (refrigeradora) con tubo capilar. Adicionar refrigerante al sistema abriendo V3 y cerrar cuando haya ingresado suficiente refrigerante verificando con el visor de líquido. Para extraer refrigerante del sistema, abrir lentamente V2 y evacuar el exceso de refrigerante hacia el tanque

recibidor R1, verificando en su visor de nivel teniendo como referencia la carga normal de refrigerante en el sistema.

REGULANDO LA CANTIDAD DE ACEITE.

Para adicionar aceite al sistema abrir momentáneamente V6 y V9 para que la presión en el tanque acumulador R3 y el tanque de almacenamiento de aceite R2 sea igual a la presión de la línea de succión. Cerrar V4 y V5 cuando la presión en la línea de succión esté entre 10 y 0 psi, abrir V10 para que comience a fluir el aceite desde R2 hacia el cárter del compresor. Cuando se haya agregado aceite cerrar V10 y abrir V4 o V5, si aparece espuma a través del visor de aceite indica que parte del refrigerante está entrando en ebullición.

Para extraer el exceso de aceite del sistema cerrar V4 y V7, abrir V8 y V9, después de 15 a 30 segundos, abrir lentamente V10, luego que se ha extraído la cantidad deseada de aceite cerrar V10, V8 y V9, y abrir V7.

FUNCIONAMIENTO EN MODO REFRIGERACIÓN.

En esta posición del sistema, el proceso de expansión se realiza con tubo capilar y válvula de expansión termostática, y la variación de las condiciones de funcionamiento se puede hacer: variando las cargas del condensador y evaporador mediante los cambios de velocidad de sus respectivos ventiladores, adicionando y quitando refrigerante, adicionando y quitando aceite.

A continuación se muestra la secuencia de funcionamiento variando las cargas del condensador y evaporador.

EXPANSIÓN CON TUBO CAPILAR (T.C.)

- ❖ Arranque el sistema tal como se indica en el punto uno de operación.

- ❖ Encender los ventiladores del evaporador y condensador y tomar lecturas del vatímetro para escalas pequeñas, instalado al circuito cuando éstos funcionen en sus posiciones de velocidad baja, media y alta.
- ❖ Arrancar el compresor, previamente cambiando de escala del vatímetro a alta, dejar que funcione el sistema durante unos 5 minutos para alcanzar su estabilidad.
- ❖ Cerrar lentamente la válvula V5 mientras se abre la válvula V4.
- ❖ Para variar las cargas de funcionamiento se varía la velocidad de los ventiladores haciendo las combinaciones necesarias según como se requiere hacer el análisis experimental. En cada carga de funcionamiento se toma las lecturas de todos los instrumentos de medición, incluyendo las del medio ambiente.

EXPANSIÓN CON VÁLVULA DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA (V.E.T.)

Se siguen los mismos pasos que para el caso del tubo capilar con la diferencia en el punto cuatro, donde se abre lentamente la válvula V5 y simultáneamente se procede a cerrar la válvula V4.

La válvula de expansión termostática controla el flujo de refrigerante respondiendo a cambios de temperatura de su bulbo sensor (W); así las temperaturas altas hacen que se abra y temperaturas bajas hacen que se cierre. Cuando aumenta la velocidad del ventilador la temperatura en el evaporador aumenta entonces se abre la válvula para que el paso del refrigerante se incremente.

3.6 PROTOCOLO DE PRUEBAS

Para realizar la toma de datos de operación como sistema de refrigeración a diferentes condiciones de carga, se ha fijado constante la cantidad de refrigerante y la cantidad de aceite del sistema, pero se ha variado la velocidad de los ventiladores combinando sus posiciones entre ambos de acuerdo al protocolo de pruebas.

Las mediciones para el funcionamiento como refrigeradora se han realizado mediante válvula de expansión termostática y con tubo capilar, con la finalidad de evaluar la capacidad de estos dispositivos, su influencia sobre el evaporador y su desde luego en el rendimiento del equipo.

Las mediciones se tomaron en cada intervalo de 5 minutos y las lecturas eléctricas y térmicas del sistema se asignaron en el **Formato A** y a diversas condiciones de carga en el condensador y evaporador.

En el **Formato B** se dan las lecturas de las potencias de consumo y el flujo de aire que realizan los ventiladores del condensador y el evaporador.

Una de las condiciones que se ha tomado en cuenta para minimizar errores en los valores de los datos tomados es realizar varias lecturas de los instrumentos repitiendo las condiciones de funcionamiento, para luego tabular los valores de cada instrumento de medición. Finalmente para el análisis se ha seleccionado las mejores experiencias del caso.

En el Esquema del sistema Experimental, se muestran los puntos donde se han tomado las mediciones de cada uno de los parámetros asignados en el protocolo de pruebas.

Donde las asignaturas siguientes significan las cargas en el evaporador y condensador, como son:

A/A Alta – Alta

B/B Baja – Baja

M/M Media – Media

Luego sus demás combinaciones.

FORMATO B: MEDIDAS EN LOS VENTILADORES

FUNCIÓN	POSICIÓN CARGA	VENTILADOR IZQUIERDA				VENTILADOR DERECHA			
		Wvi	TD	TP	v	Wvd	TD	TP	v
		WATT	°C	°C	m/s	WATT	°C	°C	m/s
REFRIGERACIÓN CON V.E.T.	BB								
	BM								
	BA								
	MB								
	MM								
	MA								
	AB								
	AM								
AA									
REFRIGERACIÓN CON T.C	BB								
	BM								
	BA								
	MB								
	MM								
	MA								
	AB								
	AM								
AA									

TEMPERATURA DEL BULBO SECO: TBS = °C
 TEMPERATURA DEL BULBO HUMEDO : TBH = °C
 PRESION BAROMETRICA : P_o = mm Hg

3.7 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO CON R-12

Las mediciones para el funcionamiento como refrigeradora para refrigerante R-12, se han realizado mediante válvula de expansión termostática y con tubo capilar, con la finalidad de evaluar la capacidad de estos dispositivos, su influencia sobre el evaporador y desde luego el rendimiento del equipo.

Las mediciones se tomaron después de estabilizado el funcionamiento del equipo en cada intervalo de 5 minutos y las lecturas eléctricas y térmicas del sistema se asignaron en los Formatos A y a diversas condiciones de carga en el condensador y evaporador. En el Formato B se dan las lecturas de las potencias de consumo y el flujo de aire que realizan los ventiladores del condensador y el evaporador.

Una de las condiciones que se ha tomado en cuenta para minimizar errores en los valores de los datos tomados es realizar varias lecturas de los instrumentos repitiendo las condiciones de funcionamiento, para luego tabular los valores de cada instrumento de medición.

Se realizaron 07 experiencias para el funcionamiento con el R-12 y los datos fueron consignados en los formatos con la siguiente nomenclatura:

TABLA X.Y, donde:

X: Representa en número de experiencia y

Y: Representa el número de tabla por experiencia.

En el Fig.2.7 Esquema del sistema Experimental, se muestran los puntos donde se han tomado las mediciones de cada uno de los parámetros asignados en el protocolo de pruebas.

PRUEBA EXPERIMENTAL DE REFRIGERACIÓN

26/09/2001

INICIO:

09:10

a.m.

12:15

FINAL:

p.m.

PRUEBA DE VACÍO:

R : 12 - EXP.1:14

	V (volt)	I (A)	W (w)
A/A	110	2.0	135
M/M	110	1.8	150
B/B	110	0.9	120

TABLA 1.1 MEDIDAS ELÉCTRICAS Y TÉRMICAS

FUNCIÓN	POSICIÓN CARGA	LECTURAS ELÉCTRICAS			LECTURAS TÉRMICAS								
		I	V	W	T1	P1	T2	P2	T3	P3	T4	P4	mR-12 Kg/min
		A	V	WATT	°C	psi	°C	psi	°C	psi	°C	psi	
REFRIGERACIÓN CON V.E.T.	BB	9.0	105	750	55.9	137	42.4	136	3.6	36	13.4	33	0.98
	BM	9.0	102	800	60.3	142	44.2	141	5.1	38	14.6	36	0.97
	BA	11.8	98	920	64.7	148	46.3	148	7.3	42	16.9	39	0.95
	MB	9.2	100	770	62.7	125	39.1	124	3.6	6	11.8	34	0.95
	MM	9.6	100	800	63.1	127	39.6	126	4.8	37	14.0	35	0.96
	MA	10.3	99	840	64.6	131	40.7	130	6.6	40	16.4	38	0.95
	AB	8.5	103	680	56.0	99	30.3	98	0.8	32	8.8	29	0.86
	AM	9.0	102	710	56.5	101	30.9	100	2.9	34	12.7	32	0.9
AA	9.5	101	740	57.9	104	31.9	103	5.1	38	15.9	36	0.97	
REFRIGERACIÓN CON T.C.	BB	8.5	103	700	58.2	130	40.4	129	-0.5	29	13.1	27	0.72
	BM	9.2	100	760	61.0	136	42.2	135	1.4	32	15.4	30	0.75
	BA	10.4	96	880	65.1	145	44.4	144	3.5	35	17.3	33	0.74
	MB	8.6	104	699	59.8	118	36.3	117	-1.3	28	13.2	26	0.73
	MM	9.0	102	730	60.9	120	37.0	119	0.1	29	15.9	28	0.78
	MA	9.5	100	760	62.0	124	37.9	122	1.8	32	17.5	30	0.8
	AB	8.1	104	602	57.7	94	27.7	93	-4.5	24	15.2	22	0.67
	AM	8.5	103	630	52.2	95	27.7	94	-3.8	24	16.6	23	0.71
AA	8.7	104	640	52.8	96	27.9	94	-2.5	26	17.7	24	0.77	

R : 12 -EXP.1:14
TABLA 1.2 MEDIDAS EN LOS VENTILADORES

26/09/2001

FUNCIÓN	POSICIÓN CARGA	VENTILADOR IZQUIERDA				VENTILADOR DERECHA			
		Wvi	TD	TP	Vvi	Wvd	TD	TP	Vvd
		WATT	°C	°C	m/s	WATT	°C	°C	m/s
REFRIGERACIÓN CON V.E.T.	BB	60.0	29.5	21.7	0.6	60.0	21.0	21.8	0.5
	BM	60.0	26.3	20.0	0.5	75.0	18.3	19.9	1.2
	BA	60.0	27.5	20.5	0.5	67.5	19.5	20.5	3.1
	MB	70.0	26.2	20.5	0.9	60.0	19.2	20.7	0.5
	MM	70.0	26.1	21.1	0.7	70.0	19.2	20.8	0.8
	MA	70.0	27.3	21.9	0.8	67.5	20.5	21.6	2.4
	AB	67.5	24.0	21.5	2.8	60.0	19.5	21.4	0.5
	AM	67.5	24.1	21.5	2.7	70.0	19.1	21.2	1.9
AA	67.5	24.4	21.7	2.4	67.5	20.3	21.3	2.2	
REFRIGERACIÓN CON T.C.	BB	60.0	26.6	21.3	0.4	60.0	19.9	21.2	0.4
	BM	60.0	26.2	21.5	0.3	70.0	20.5	21.5	0.8
	BA	60.0	29.0	22.7	0.4	67.5	21.7	22.4	2.3
	MB	70.0	25.9	21.9	0.4	60.0	20.8	21.8	0.3
	MM	70.0	27.4	23.4	0.4	75.0	22.3	23.2	0.4
	MA	70.0	27.1	22.3	0.3	67.5	21.4	22.2	2.3
	AB	67.5	23.7	21.3	2.7	60.0	20.3	21.4	0.4
	AM	67.5	23.5	21.7	2.7	70.0	21.0	21.6	0.6
AA	67.5	24.4	21.6	2.5	67.5	20.5	21.4	2.5	

TEMPERATURA DEL BULBO SECO : TBS = 62 °F 62 16.66°C
TEMPERATURA DEL BULBO HUMEDO : TBH = 59 °F
PRESION BAROMETRICA : P_o = 754.5 mm
Hg 754.5

TABLA 1.3.- CONSUMO ELÉCTRICO DEL SISTEMA Y CONDICIONES TÉRMICAS DEL REFRIGERANTE

FUNCIÓN	VELOC. VENTILA.	PARÁMETROSELÉCTRICOS				CONDICIONES DEL REFRIGERANTE							
		P _A VA	Cos Φ	P _{ACC} WATT	W WATT	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)	P ₁ Mpa	P ₂ Mpa	P ₃ Mpa	P ₄ Mpa
REFRIGERACIÓN CON V.E.T	BB	945.0	0.7937	630.0	750	55.90	42.40	3.60	13.40	1.0460	1.0391	0.3496	0.3289
	BM	918.0	0.8715	665.0	800	60.30	44.20	5.10	14.60	1.0804	1.0736	0.3634	0.3496
	BA	1156.4	0.7956	792.5	920	64.70	46.30	7.30	16.90	1.1218	1.1218	0.3909	0.3703
	MB	920.0	0.8370	640.0	770	62.70	39.10	3.60	11.80	0.9632	0.9563	0.1427	0.3358
	MM	960.0	0.8333	660.0	800	63.10	39.60	4.80	14.00	0.9770	0.9701	0.3565	0.3427
	MA	1019.7	0.8238	702.5	840	64.60	40.70	6.60	16.40	1.0046	0.9977	0.3772	0.3634
	AB	875.5	0.7767	552.5	680	56.00	30.30	0.80	8.80	0.7840	0.7771	0.3220	0.3013
	AM	918.0	0.7734	572.5	710	56.50	30.90	2.90	12.70	0.7978	0.7909	0.3358	0.3220
	AA	959.5	0.7712	605.0	740	57.90	31.90	5.10	15.90	0.8184	0.8115	0.3634	0.3496
REFRIGERACIÓN CON TUBO CAPILAR T.C.	BB	875.5	0.7995	580.0	700	58.20	40.40	-0.50	13.10	0.9977	0.9908	0.3013	0.2875
	BM	920.0	0.8261	630.0	760	61.00	42.20	1.40	15.40	1.0391	1.0322	0.3220	0.3082
	BA	998.4	0.8814	752.5	880	65.10	44.40	3.50	17.30	1.1011	1.0942	0.3427	0.3289
	MB	894.4	0.7815	569.0	699	59.80	36.30	-1.30	13.20	0.9150	0.9081	0.2944	0.2806
	MM	918.0	0.7952	585.0	730	60.90	37.00	0.10	15.90	0.9288	0.9219	0.3013	0.2944
	MA	950.0	0.8000	622.5	760	62.00	37.90	1.80	17.50	0.9563	0.9425	0.3220	0.3082
	AB	842.4	0.7146	474.5	602	57.70	27.70	-4.50	15.20	0.7495	0.7426	0.2668	0.2530
	AM	875.5	0.7196	492.5	630	52.20	27.70	-3.80	16.60	0.7564	0.7495	0.2668	0.2599
	AA	904.8	0.7073	505.0	640	52.80	27.90	-2.50	17.70	0.7633	0.7495	0.2806	0.2668

TABLA 1.4.- CARACTERÍSTICAS TÉRMICAS DEL SISTEMA

	VELOC. VENTILA.	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄	\dot{m}_{R-12}	V _{VD}	$\dot{m}_{aire-VD}$	\dot{Q}_{VD}
		kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kg/s	m/s	kg/s	Watt
REFRIGERACIÓN CON V.E.T	BB	213.936	77.784	77.784	195.698	0.0163	0.5	0.0432	338.68
	BM	216.832	79.206	79.206	196.107	0.0162	1.2	0.1037	656.75
	BA	219.614	81.098	81.098	197.243	0.0158	3.1	0.2677	1884.43
	MB	220.336	74.333	74.333	194.525	0.0158	0.5	0.0432	247.58
	MM	220.447	74.920	74.920	195.838	0.0160	0.8	0.0691	347.36
	MA	221.195	76.076	76.076	197.038	0.0158	2.4	0.2073	1125.85
	AB	217.868	66.102	66.102	193.234	0.0143	0.5	0.0432	108.55
	AM	218.044	66.771	66.771	195.369	0.0150	1.9	0.1641	429.15
AA	218.777	67.763	67.763	196.957	0.0162	2.2	0.1900	515.83	
REFRIGERACIÓN CON TUBO CAPILAR. T.C.	BB	216.466	75.774	75.774	196.261	0.0120	0.4	0.0346	184.17
	BM	217.980	77.499	77.499	197.373	0.0125	0.8	0.0691	326.52
	BA	220.214	77.170	77.170	198.237	0.0123	2.3	0.1987	1258.77
	MB	218.852	72.203	72.203	196.450	0.0122	0.3	0.0259	104.21
	MM	219.474	72.813	72.813	197.941	0.0130	0.4	0.0346	138.99
	MA	219.910	73.723	73.723	198.731	0.0133	2.3	0.1986	958.72
	AB	219.559	64.419	64.419	198.220	0.0112	0.4	0.0346	83.40
	AM	215.508	64.762	64.762	198.990	0.0118	0.6	0.0518	93.79
AA	215.843	64.762	64.762	199.573	0.0128	2.5	0.2160	608.10	

TABLA 1.5.- CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA EN OPERACIÓN COMO REFRIGERADORA

FUNCIÓN	VELOC. VENTILA.	P_{ACC}	P_{TRC}	h	ERU	\dot{Q}_{U-R}	$COP_{CICLO-R}$	COP_{SIST-R}
		(watt)	(watt)	%	Kj/Kg	(watt)		
REFRIGERACIÓN CON V.E.T	BB	630.0	297.89	47.28	117.914	1925.93	6.47	3.06
	BM	665.0	335.05	50.38	116.901	1889.90	5.64	2.84
	BA	792.5	354.21	44.69	116.145	1838.96	5.19	2.32
	MB	640.0	408.67	63.86	120.192	1903.04	4.66	2.97
	MM	660.0	393.74	59.66	120.918	1934.69	4.91	2.93
	MA	702.5	382.49	54.45	120.962	1915.23	5.01	2.73
	AB	552.5	353.09	63.91	127.132	1822.23	5.16	3.30
	AM	572.5	340.13	59.41	128.598	1928.97	5.67	3.37
	AA	605.0	352.76	58.31	129.194	2088.64	5.92	3.45
REFRIGERACIÓN CON TUBO CAPILAR T.C.	BB	580.0	242.46	41.80	120.487	1445.84	5.96	2.49
	BM	630.0	257.59	40.89	119.874	1498.43	5.82	2.38
	BA	752.5	271.05	36.02	121.067	1493.16	5.51	1.98
	MB	569.0	272.56	47.90	124.247	1511.67	5.55	2.66
	MM	585.0	279.93	47.85	125.128	1626.66	5.81	2.78
	MA	622.5	282.39	45.36	125.008	1666.77	5.90	2.68
	AB	474.5	238.29	50.22	133.801	1494.11	6.27	3.15
	AM	492.5	195.46	39.69	134.228	1588.36	8.13	3.23
	AA	505.0	208.80	41.35	134.811	1730.07	8.29	3.43

3.8 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO CON R-134a

Del mismo modo que el caso anterior las mediciones para el funcionamiento como refrigeradora con refrigerante R-134a se han realizado mediante válvula de expansión termostática y con tubo capilar, con la finalidad de evaluar la capacidad de estos dispositivos, su influencia sobre el evaporador y desde luego el rendimiento del equipo después de efectuado la reconversión del sistema.

Las mediciones se tomaron después de estabilizarse el funcionamiento del equipo en cada intervalo de 5 minutos y las lecturas eléctricas y térmicas del sistema se asignaron en el Formato A y a diversas condiciones de carga en el condensador y evaporador.

En el Formato B se dan las lecturas de las potencias de consumo y el flujo de aire que realizan los ventiladores del condensador y el evaporador.

Una de las condiciones que se ha tomado en cuenta para minimizar errores en los valores de los datos tomados es realizar varias lecturas de los instrumentos repitiendo las condiciones de funcionamiento, para luego tabular los valores de cada instrumento de medición.

Se realizaron 07 experiencias para el funcionamiento con el R-134a y los datos fueron consignados en los formatos con la siguiente nomenclatura:

TABLA X.Y, donde:

X: Representa en número de experiencia y

Y: Representa el número de tabla por experiencia.

En el Fig.2.7 Esquema del sistema Experimental, se muestran los puntos donde se han tomado las mediciones de cada uno de los parámetros asignados en el protocolo de pruebas.

En el Esquema del sistema Experimental, se muestran los puntos donde se han tomado las mediciones de cada uno de los parámetros asignados en el protocolo de pruebas.

PRUEBA EXPERIMENTAL DE REFRIGERACIÓN

19/03/2002

PRUEBA DE VACÍO:

R : 134a - EXP. 10:14

 INICIO: 10:00
 FINAL: a.m.

	V (volt)	I (A)	W (w)
A/A	115	1.9	140
M/M	115	1.8	155
B/B	115	0.8	130

TABLA 10.1.- MEDIDAS ELÉCTRICAS Y TÉRMICAS

FUNCIÓN	POSICIÓN CARGA	LECTURAS ELÉCTRICAS			LECTURAS TÉRMICAS								
		I	V	W	T1	P1	T2	P2	T3	P3	T4	P4	\dot{m}_{R-134a}
		A	V	WATT	°C	psi	°C	psi	°C	psi	°C	psi	kg/min
REFRIGERACIÓN CON V.E.T.	BB	9.0	107	760	53.7	132	36.2	129	2.0	39	26.7	36	1.32
	BM	8.5	107	700	56.5	129	32.9	128	0.2	28	26.7	26	1.32
	BA	8.6	108	680	58.1	126	34.6	125	0.0	27	27.4	25	1.32
	MB	8.4	109	680	59.3	120	34.9	119	-0.8	26	27.0	24	1.3
	MM	8.6	108	690	60.4	120	33.8	119	-0.9	26	27.0	24	1.3
	MA	8.7	109	680	60.4	118	34.6	117	-0.9	26	27.6	24	1.3
	AB	8.4	108	660	60.0	113	34.4	112	-0.2	27	26.5	25	1.2
	AM	8.7	108	680	60.6	113	33.5	112	0.0	28	26.4	26	1.19
AA	8.9	108	680	60.5	113	33.6	112	0.3	28	27.3	26	1.19	
REFRIGERACIÓN CON T.C.	BB	7.6	107	570	54.1	117	34.9	116	-0.86	16	27	14	0.65
	BM	7.7	108	580	53.0	116	35.1	115	-9.2	15	27.4	14	0.65
	BA	7.9	109	570	52.6	115	34.2	114	-9.1	15	28.0	13	0.65
	MB	7.7	109	580	53.7	113	34.3	112	-8.9	156	27.7	14	0.65
	MM	7.9	109	590	53.8	113	34.4	112	-8.7	26	27.9	24	0.65
	MA	6.0	109	590	53.9	113	34.3	112	-8.6	18	28.2	15	0.7
	AB	7.8	109	570	53.1	108	32.9	107	-7.5	17	27.8	16	0.75
	AM	8.0	107	590	54.5	109	33.0	108	-7.3	18	27.7	17	0.75
AA	8.2	107	590	54.5	109	33.2	108	-6.7	18	28.0	17	0.75	

R : 134a - EXP. 10:14

19/03/2002

TABLA 10.2.- MEDIDAS EN LOS VENTILADORES

FUNCIÓN	POSICIÓN CARGA	VENTILADOR IZQUIERDA				VENTILADOR DERECHA			
		Wvi	TD	TP	Vvi	Wvd	TD	TP	Vvd
		WATT	°C	°C	m/s	WATT	°C	°C	m/s
REFRIGERACIÓN CON V.E.T.	BB	65.0	28.4	27.3	0.5	65.0	27.3	27.4	0.6
	BM	65.0	30.6	28.4	0.7	77.5	28.1	28.5	1.3
	BA	65.0	30.7	28.4	0.7	70.0	28.1	28.3	3.8
	MB	77.5	31.0	29.2	1.2	65.0	29.2	29.3	0.6
	MM	77.5	31.1	29.0	1.2	77.5	28.6	29.0	1.1
	MA	77.5	31.0	28.7	1.1	70.0	28.4	28.7	3.6
	AB	70.0	31.0	29.3	3.1	65.0	29.1	29.6	0.6
	AM	70.0	31.0	29.3	3.1	77.5	29.2	29.7	0.9
	AA	70.0	31.0	28.7	3.1	70.0	28.4	28.7	3.5
REFRIGERACIÓN CON T.C.	BB	65.0	31.6	29.8	0.8	65.0	29.5	29.9	0.5
	BM	65.0	31.0	29.3	0.7	77.5	29.0	29.3	1.0
	BA	65.0	31.3	29.3	0.7	70.0	29.0	29.3	3.3
	MB	77.5	31.3	29.8	1.1	65.0	29.7	30.0	0.5
	MM	77.5	31.6	30.0	1.1	77.5	30.0	30.2	1.0
	MA	77.5	31.6	29.5	1.3	70.0	29.2	29.4	3.3
	AB	70.0	31.4	29.6	2.8	65.0	30.0	30.4	0.6
	AM	70.0	31.1	29.7	2.8	77.5	29.8	30.2	0.9
	AA	70.0	31.0	29.3	3.0	70.0	29.2	29.5	3.2

TEMPERATURA DEL BULBO SECO : TBS = 79,5 °F 26.389
 TEMPERATURA DEL BULBO HUMEDO : TBH = 74 °F 23.33
 PRESION BAROMETRICA : P_o = 755 mm Hg

TABLA 10.3.- CONSUMO ELÉCTRICO DEL SISTEMA Y CONDICIONES TÉRMICAS DEL REFRIGERANTE

FUNCIÓN	VELOC. VENTILA.	PARÁMETROS ELÉCTRICOS				CONDICIONES DEL REFRIGERANTE							
		P _A VA	Cos Φ	P _{ACC} WATT	W WATT	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)	P ₁ Mpa	P ₂ Mpa	P ₃ Mpa	P ₄ Mpa
REFRIGERACIÓN CON V.E.T	BB	963.0	0.7892	630.0	760	53.7	36.2	2.0	26.7	1.0115	0.9908	0.3703	0.3496
	BM	909.5	0.7697	557.5	700	56.5	32.9	0.2	26.7	0.9908	0.9839	0.2944	0.2806
	BA	928.8	0.7321	545.0	680	58.1	34.6	0.0	27.4	0.9701	0.9632	0.2875	0.2737
	MB	915.6	0.7427	537.5	680	59.3	34.9	-0.8	27.0	0.9288	0.9219	0.2806	0.2668
	MM	928.8	0.7429	535.0	690	60.4	33.8	-0.9	27.0	0.9288	0.9219	0.2806	0.2668
	MA	948.3	0.7171	532.5	680	60.4	34.6	-0.9	27.6	0.9150	0.9081	0.2806	0.2668
	AB	907.2	0.7275	525.0	660	60.0	34.4	-0.2	26.5	0.8805	0.8736	0.2875	0.2737
	AM	939.6	0.7237	532.5	680	60.6	33.5	0.0	26.4	0.8805	0.8736	0.2944	0.2806
	AA	961.2	0.7074	540.0	680	60.5	33.6	0.3	27.3	0.8805	0.8736	0.2944	0.2806
REFRIGERACIÓN CON TUBO CAPILAR T.C.	BB	813.2	0.7009	440.0	570	54.1	34.9	-0.86	27	0.9081	0.9012	0.2117	0.1979
	BM	831.6	0.6975	437.5	580	53.0	35.1	-9.2	27.4	0.9012	0.8943	0.2048	0.1979
	BA	861.1	0.6619	435.0	570	52.6	34.2	-9.1	28.0	0.8943	0.8874	0.2048	0.1910
	MB	839.3	0.6911	437.5	580	53.7	34.3	-8.9	27.7	0.8805	0.8736	1.1770	0.1979
	MM	861.1	0.6852	435.0	590	53.8	34.4	-8.7	27.9	0.8805	0.8736	0.2806	0.2668
	MA	654.0	0.9021	442.5	590	53.9	34.3	-8.6	28.2	0.8805	0.8736	0.2255	0.2048
	AB	850.2	0.6704	435.0	570	53.1	32.9	-7.5	27.8	0.8460	0.8391	0.2186	0.2117
	AM	856.0	0.6893	442.5	590	54.5	33.0	-7.3	27.7	0.8529	0.8460	0.2255	0.2186
	AA	877.4	0.6724	450.0	590	54.5	33.2	-6.7	28.0	0.8529	0.8460	0.2255	0.2186

		TABLA 10.4.- CARACTERÍSTICAS TÉRMICAS DEL SISTEMA							
	VELOC. VENTILA.	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄	\dot{m}_{R-134a}	V _{VD}	$\dot{m}_{aire-VD}$	\dot{Q}_{VD}
		kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kg/s	m/s	kg/s	Watt
REFRIGERACIÓN CON V.E.T	BB	286.10	102.60	102.60	274.20	0.0220	0.6	0.0328	36.23
	BM	289.90	97.80	97.80	274.50	0.0220	1.3	0.0710	157.01
	BA	291.90	100.30	100.30	275.20	0.0220	3.8	0.2075	479.82
	MB	293.90	100.70	100.70	275.00	0.0217	0.6	0.0328	59.29
	MM	295.00	99.10	99.10	275.00	0.0217	1.1	0.0601	126.82
	MA	295.30	100.30	100.30	275.50	0.0217	3.6	0.1965	454.56
	AB	295.50	99.98	99.98	274.40	0.0200	0.6	0.0328	56.00
	AM	296.10	98.70	98.70	274.20	0.0198	0.9	0.0491	84.00
	AA	296.00	98.80	98.80	275.00	0.0198	3.5	0.1911	441.94
REFRIGERACIÓN CON TUBO CAPILAR T.C.	BB	288.90	100.70	100.70	276.30	0.0108	0.5	0.0273	49.41
	BM	287.90	101.00	101.00	276.70	0.0108	1.0	0.0546	93.33
	BA	287.60	99.70	99.70	277.30	0.0108	3.3	0.1802	362.33
	MB	289.00	99.90	99.90	276.90	0.0108	0.5	0.0273	41.17
	MM	289.10	100.00	100.00	275.80	0.0108	1.0	0.0546	87.84
	MA	289.20	99.90	99.90	277.20	0.0117	3.3	0.1802	380.45
	AB	289.00	97.79	97.79	276.70	0.0125	0.6	0.0328	59.29
	AM	290.30	97.93	97.93	276.50	0.0125	0.9	0.0491	69.17
	AA	290.30	98.20	98.20	276.80	0.0125	3.2	0.1747	298.65

TABLA 10.5.- CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA EN OPERACIÓN COMO REFRIGERADORA								
FUNCIÓN	VELOC. VENTILA.	P_{ACC}	P_{TRC}	h	ERU	\dot{Q}_{U-R}	$COP_{CICLO-R}$	COP_{SIST-R}
		(watt)	(watt)	%	Kj/Kg	(watt)		
REFRIGERACIÓN CON V.E.T	BB	630.0	261.80	41.56	171.600	3775.20	14.42	5.99
	BM	557.5	338.80	60.77	176.700	3887.40	11.47	6.97
	BA	545.0	367.40	67.41	174.900	3847.80	10.47	7.06
	MB	537.5	409.50	76.19	174.300	3776.50	9.22	7.03
	MM	535.0	433.33	81.00	175.900	3811.17	8.80	7.12
	MA	532.5	429.00	80.56	175.200	3796.00	8.85	7.13
	AB	525.0	422.00	80.38	174.420	3488.40	8.27	6.64
	AM	532.5	434.35	81.57	175.500	3480.75	8.01	6.54
AA	540.0	416.50	77.13	176.200	3494.63	8.39	6.47	
REFRIGERACIÓN CON TUBO CAPILAR T.C.	BB	440.0	136.50	31.02	175.600	1902.33	13.94	4.32
	BM	437.5	121.33	27.73	175.700	1903.42	15.69	4.35
	BA	435.0	111.58	25.65	177.600	1924.00	17.24	4.42
	MB	437.5	131.08	29.96	177.000	1917.50	14.63	4.38
	MM	435.0	144.08	33.12	175.800	1904.50	13.22	4.38
	MA	442.5	140.00	31.64	177.300	2068.50	14.78	4.67
	AB	435.0	153.75	35.34	178.910	2236.38	14.55	5.14
	AM	442.5	172.50	38.98	178.570	2232.13	12.94	5.04
AA	450.0	168.75	37.50	178.600	2232.50	13.23	4.96	

CAPÍTULO IV

PROCESO DE CÁLCULOS Y SIMULACIÓN COMPUTACIONAL

4.1. PROCESO DE CÁLCULO

4.1.1 COMPORTAMIENTO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN USANDO R-12

(Exp. 1-14)

TABLA 1.1

CALCULOS PARA UN PUNTO

- **DATOS TOMADOS:-**

- **Presiones para el sistema de refrigeración:**

$$P_{abs} = P_{man} + P_{atm}$$

$$P_1 = 137 \text{ PSI} \rightarrow P_1 = (137 + 14,7) \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2} \times 6,895 \times 10^{-3} \frac{\text{MPa}}{\text{lb/pulg}^2} = 1,045,9 \text{ MPa}$$

$$P_1 = 137 \text{ PSI} = 1,046 \text{ MPa} \quad T_1 = 55,9 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_2 = 136 \text{ PSI} = 1,0391 \text{ MPa} \quad T_2 = 42,2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_3 = 36 \text{ PSI} = 0,3496 \text{ MPa} \quad T_3 = 3,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_4 = 33 \text{ PSI} = 0,3289 \text{ MPa} \quad T_4 = 13,40 \text{ }^\circ\text{C}$$

De Tabla para R – 12 obtenemos:

$$h_1 = 213,936 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_2 = 77,784 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_3 = 77,784 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_4 = 195,698 \text{ KJ/Kg}$$

➤ **Otros datos:** TBS = 62 °F = 16.6°C

TBH = 59 °F = 15 °C

$P_0 = 754.5$ mmHg (Presión Barométrica.)

• **CALCULOS:**

➤ **Efecto Refrigerante Útil: ERU**

ERU = $h_4 - h_3$ Salida y entrada del evaporador

ERU = 195,698 KJ/Kg – 77,784 KJ/KG = 117,914 KJ/Kg

ERU = 117,914 KJ/Kg.

➤ **Potencia Activa consumida por el compresor (P_{ACC}):**

$P_{ACC} = W - (W_{VI} + W_{VD})$ W = Potencia activa total del sistema (watts)

W_{VI} = Potencia activa consumida por el ventilador izquierdo.

W_{VD} = Potencia activa consumida por el ventilador derecho.

$W = 750$ watt

$W_{VI} = 120/2 = 60$ watt

$W_{VD} = 60$ watt

$P_{ACC} = 750 - (60 + 60) = 630$ watt. Para refrigeración.

➤ **Flujo Calórico Útil:**

Refrigeración: $\dot{Q}_{U-R} = \dot{m}_{R-12} \cdot xERU$ $\dot{m}_{R-12} = 0,0163 \frac{Kg}{s}$

$$\dot{Q}_{U-R} = 0,0163 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 117,914 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}} = 1,921,99 \times 1000 \text{ watt}$$

$$\dot{Q}_{U-R} = 1921,99 \text{ watt}$$

➤ **Trabajo del compresor:**

$$W_c = h_1 - h_4 = 213,936 \text{ KJ/Kg} - 195,698 \text{ KJ/Kg}$$

$$W_c = 18,238 \text{ KJ/Kg}$$

Coefficiente de performance del ciclo COP_{ciclo}

$$COP_{\text{ciclo-R}} = \frac{ERU}{(h_1 - h_4)} = 117,914 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}} : 18,238 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$$

$$COP_{\text{ciclo-R}} = 6,465$$

➤ **Coefficiente de performance del sistema COP_{sist}**

$$COP_{\text{sist-R}} = \frac{\dot{Q}_{U-R}}{P_{ACC}} = \frac{1921,99 \text{ watt}}{630 \text{ watt}} = 3,05$$

$$COP_{\text{sist-R}} = 3,05$$

➤ **Flujo másico del aire:**

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \delta_{\text{aire}} \times V \times A_E \quad \text{Dónde: } A_E = \text{Área efectiva del ventilador } 0,066 \text{ m}^2$$

$$\delta_{\text{aire}} = \frac{P_0}{RT_{BS}}$$

V = Velocidad del aire

$$V_D = 0,5 \text{ m/s}$$

P_0 = Debe tomarse en presión absoluta

$$P_{0\text{abs}} = P_{0\text{man}} + P_{\text{atm}}$$

$$T_{BS} = 16,6^\circ\text{C} = 289,6 \text{ K}$$

$$P_0 = 754,5 \text{ mm Hg}$$

$$R = 0,287 \text{ KJ/Kg}\cdot\text{K}$$

Medido en el Barómetro

También:

$$R = 0,287 \text{ KPa}\cdot\text{m}^3/\text{Kg}\cdot\text{K}$$

$$1\text{at} = 101,325 \text{ KPa}$$

$$P_0 = 754,5 \text{ mmHg}/760 \text{ mmHg} = 0,992763 \text{ at} = \text{Presión Absoluta.}$$

$$P_0 = 0,992763 \text{ at} \times 101,325 \text{ KPa} / 1 \text{ at} = 100,591727 \text{ KPa.}$$

Masa de aire en Kg /s

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \frac{P_0}{RT_{BS}} \times V \times A_E = \frac{100,591727}{0,287 \times 289,6} \times 0,5 \times 0,066$$

➤ **Flujo calórico del aire:**

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{Aire}} \cdot C_{P-\text{aire}} \cdot [T_D - T_P] \qquad \dot{m}_{\text{aire}} = 0,039938 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$T_D = 29,51^\circ\text{C} = 302,5 \text{ K}$$

$$C_{P-\text{aire}} = 1,0056 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}\cdot\text{K}}$$

$$T_P = 21,7^\circ\text{C} = 294,7 \text{ K}$$

$$\dot{Q}_{VD} = 0,039938 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 1,0056 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}\cdot\text{K}} [302,5 - 294,7] \text{ K} = 0,31326 \frac{\text{KJ}}{\text{s}} \times 1000 = 313,26 \text{ watt}$$

$$\dot{Q}_{VD} = 313,26 \text{ watt}$$

- **EVALUACIÓN DE PARÁMETROS**

POTENCIA APARENTE DEL CIRCUITO:

Se calcula como el producto del voltaje de entrada al circuito por la corriente de entrada.

$$P_A = V \cdot I$$

$$P_A = 105V \times 9,0A = 945 \text{ VA}$$

FACTOR DE POTENCIA DEL CIRCUITO:

$$\text{Cos}\phi_C = W / P_A$$

$$\text{Cos}\phi_C = 750W / 945W = 0,7936$$

W .- Lectura del vatímetro.

POTENCIA ACTIVA CONSUMIDA POR EL COMPRESOR:

$$P_{ACC} = W - (W_{VI} + W_{VD})$$

$$P_{ACC} = 750 - (60 + 60) = 630 \text{ Watt}$$

W_{VI} Potencia activa consumida por el ventilador izquierdo a una determinada posición de velocidad.

W_{VD} Potencia activa consumida por el ventilador derecho a una determinada posición de velocidad.

FLUJO MÁSSICO DE AIRE:

Es el flujo de aire impulsado por el ventilador, que atraviesa de forma perpendicular al serpentín del condensador y del evaporador. Se evalúa mediante:

$$\dot{m}_{\text{Aire}} = \delta_{\text{Aire}} \cdot V \cdot A_E$$

δ_{Aire} : Densidad del aire en el ambiente, que se calcula con la siguiente expresión.

$$\delta_{\text{Aire}} = P_0 / R \cdot T_{BS}$$

V : Velocidad del aire medido con el anemómetro

A_E : Área efectiva del ventilador, que es de 0,066 m²

T_{BS} : Temperatura de bulbo seco.

FLUJO CALORÍFICO DEL AIRE:

El flujo calorífico que recibe o transfiere el aire en los serpentines del condensador y evaporador se calcula con la siguiente expresión:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{Aire}} \cdot C_{P\text{-aire}} \cdot [T_D - T_P]$$

$C_{P\text{ aire}}$ Calor específico del aire a presión constante, aproximadamente de 1,0056 KJ / Kg. K

T_D Temperatura parte delantera del ventilador

T_P Temperatura parte posterior del ventilador

POTENCIA TÉRMICA REAL DEL COMPRESOR:

$$P_{TRC} = \dot{m}_{R-12} \cdot (h_1 - h_4)$$

$$P_{TRC} = 0,0163 \text{Kg} / \text{s} (213,936 - 195,698) \text{Kj} / \text{Kg} \times 1000 \text{J} / \text{Kj} = 297,2794 \text{Watt}$$

\dot{m}_{R-12} Flujo de refrigerante medido en el rotámetro cuando se trata de funcionamiento del sistema como refrigeradora.

h_1 Entalpía de la sustancia de trabajo en la descarga del compresor. Se determina con los datos de presión y temperatura en el punto 1.

h_4 Entalpía de la succión del compresor. Se determina mediante los datos de presión y temperatura en el punto 4.

EFICIENCIA DEL MOTOR-COMPRESOR:

$$\eta_{M-C} = P_{TRC} / P_{ACC}$$

$$\eta_{M-C} = 297,2794 / 630 = 0,4718$$

TABLA 1.5.- CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA EN OPERACIÓN COMO REFRIGERADORA								
FUNCIÓN	VELOC. VENTILA.	P_{ACC}	P_{TRC}	h	ERU	\dot{Q}_{U-R}	$COP_{CICLO-R}$	COP_{SIST-R}
		(watt)	(watt)	%	Kj/Kg	(watt)		
REFRIGERACIÓN CON V.E.T	BB	630.0	297.89	47.28	117.914	1925.93	6.47	3.06
	BM	665.0	335.05	50.38	116.901	1889.90	5.64	2.84
	BA	792.5	354.21	44.69	116.145	1838.96	5.19	2.32
	MB	640.0	408.67	63.86	120.192	1903.04	4.66	2.97
	MM	660.0	393.74	59.66	120.918	1934.69	4.91	2.93
	MA	702.5	382.49	54.45	120.962	1915.23	5.01	2.73
	AB	552.5	353.09	63.91	127.132	1822.23	5.16	3.30
	AM	572.5	340.13	59.41	128.598	1928.97	5.67	3.37
	AA	605.0	352.76	58.31	129.194	2088.64	5.92	3.45
REFRIGERACIÓN CON TUBO CAPILAR T.C.	BB	580.0	242.46	41.80	120.487	1445.84	5.96	2.49
	BM	630.0	257.59	40.89	119.874	1498.43	5.82	2.38
	BA	752.5	271.05	36.02	121.067	1493.16	5.51	1.98
	MB	569.0	272.56	47.90	124.247	1511.67	5.55	2.66
	MM	585.0	279.93	47.85	125.128	1626.66	5.81	2.78
	MA	622.5	282.39	45.36	125.008	1666.77	5.90	2.68
	AB	474.5	238.29	50.22	133.801	1494.11	6.27	3.15
	AM	492.5	195.46	39.69	134.228	1588.36	8.13	3.23
	AA	505.0	208.80	41.35	134.811	1730.07	8.29	3.43

4.1.2 COMPORTAMIENTO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN USANDO

R-134a

(Exp. 10 – 14)

TABLA 10.1

CÁLCULOS PARA UN PUNTO

DATOS TOMADOS

- **Presiones para el sistema de refrigeración:**

$$P_{abs} = P_{man} + P_{atm}$$

$$P_1 = 132\text{PSI} = 1,0115 \text{ MPa} \quad T_1 = 53,7 \text{ °C}$$

$$P_2 = 129\text{PSI} = 0,9908\text{MPa} \quad T_2 = 36,2 \text{ °C}$$

$$P_3 = 39\text{PSI} = 0,3703\text{MPa} \quad T_3 = 2,0 \text{ °C}$$

$$P_4 = 36\text{PSI} = 0,3496\text{MPa} \quad T_4 = 26,7 \text{ °C}$$

De Tabla para R – 134a obtenemos:

$$h_1 = 286,10 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_2 = 102,6 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_3 = 102,6 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_4 = 274,2 \text{ KJ/Kg}$$

- **Otros datos:** TBS = 79,5 °F = 26,38°C

$$TBH = 74,0 \text{ °F} = 23,3 \text{ °C}$$

$$P_0 = 755 \text{ mmHg} \text{ (Presión Barométrica.)}$$

CÁLCULOS

➤ Efecto Refrigerante Útil: ERU

ERU = $h_4 - h_3$ Salida y entrada del evaporador

$$ERU = 274,2 \text{ KJ/Kg} - 102,6 \text{ KJ/KG} = 171,6 \text{ KJ/Kg}$$

$$ERU = 171,6 \text{ KJ/Kg.}$$

➤ Potencia Activa consumida por el compresor (PACC):

$$P_{ACC} = W - (W_{VI} + W_{VD}) \quad W = \text{Potencia activa total del sistema (watts)}$$

W_{VI} = Potencia activa consumida por el ventilador izquierdo.

W_{VD} = Potencia activa consumida por el ventilador derecho.

$$W = 760 \text{ watt}$$

$$W_{VI} = 130/2 = 65,0 \text{ watt}$$

$$W_{VD} = 65,0 \text{ watt}$$

$$P_{ACC} = 760 - (65,0 + 65,0) = 630 \text{ watt. Para refrigeración.}$$

➤ Flujo Calórico Útil:

$$\text{Refrigeración: } \dot{Q}_{U-R} = \dot{m}_{R-134a} \times ERU \quad \dot{m}_{R-134a} = 0,022 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{Q}_{U-R} = 0,022 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 171,6 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}} = 3,7752 \times 1000 \text{ watt}$$

$$\dot{Q}_{U-R} = 3775,2 \text{ watt}$$

➤ **Trabajo del compresor:**

$$W_c = h_1 - h_4 = 286,10 \text{ KJ/Kg} - 274,2 \text{ KJ/Kg}$$

$$W_c = 11,9 \text{ KJ/Kg}$$

➤ **Coefficiente de performance del ciclo COP_{ciclo}**

$$COP_{\text{ciclo-R}} = \frac{ERU}{(h_1 - h_4)} = 171,6 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}} : 11,9 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$$

$$COP_{\text{ciclo-R}} = 14,42$$

➤ **Coefficiente de performance del sistema COP_{sist}**

$$COP_{\text{sist-R}} = \frac{\dot{Q}_{U-R}}{P_{ACC}} = \frac{3775,2 \text{ watt}}{630 \text{ watt}} = 5,99$$

$$COP_{\text{sist-R}} = 5,99$$

➤ **Flujo másico del aire:**

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \delta_{\text{aire}} \times V \times A_E \quad \text{Dónde:} \quad A_E = \text{Área efectiva del ventilador}$$

$$0,066 \text{ m}^2$$

$$\delta_{\text{aire}} = \frac{P_0}{RT_{BS}}$$

$$V = \text{Velocidad del aire} \quad V_D = 0,6 \text{ m/s}$$

$$P_0 = \text{Debe tomarse en presión absoluta}$$

$$P_{0\text{abs}} = P_{0\text{man}} + P_{\text{atm}}$$

$$T_{BS} = 26,3^\circ\text{C} = 299,3 \text{ K}$$

$$P_0 = 755 \text{ mm Hg}$$

$$R = 0,287 \text{ KJ/Kg-K}$$

Medido en el Barómetro

También:

$$R = 0,287 \text{ KPa}\cdot\text{m}^3/\text{Kg}\cdot\text{K}$$

$$1\text{at} = 101,325 \text{ KPa}$$

$$P_0 = 755 \text{ mmHg}/760 \text{ mmHg} = 0,99342 \text{ at} = \text{Presión Absoluta.}$$

$$P_0 = 0,99342 \text{ at} \times 101,325 \text{ KPa} / 1 \text{ at} = 100,65838 \text{ KPa.}$$

Masa de aire en Kg /s

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \frac{P_0}{RT_{BS}} \times V \times A_E = \frac{100,65838}{0,287 \times 299,3} \times 0,6 \times 0,066 = 0,0464 \text{ Kg} / \text{s}$$

➤ **Flujo calórico del aire:**

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{Aire}} \cdot C_{P-\text{aire}} \cdot [T_D - T_P] \qquad \dot{m}_{\text{aire}} = 0,0464 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$T_D = 23,7^\circ\text{C} = 296,7 \text{ K}$$

$$C_{P-\text{aire}} = 1,0056 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}\cdot\text{K}} \qquad T_P = 24,2^\circ\text{C} = 297,2 \text{ K}$$

$$\dot{Q}_{VD} = 0,0464 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 1,0056 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}\cdot\text{K}} [301,4 - 300,3] \text{K} = 0,051325824 \frac{\text{KJ}}{\text{s}} \times 1000 = 51,325 \text{ watt}$$

$$\dot{Q}_{VD} = 51,325 \text{ watt}$$

EVALUACIÓN DE PARÁMETROS

POTENCIA APARENTE DEL CIRCUITO:

Se calcula como el producto del voltaje de entrada al circuito por la corriente de entrada.

$$P_A = V \cdot I$$

$$P_A = 107V \times 9,0A = 963,0 \text{ VA}$$

FACTOR DE POTENCIA DEL CIRCUITO:

$$\cos \phi_C = W / P_A$$

$$\cos \phi_C = 360W / 963W = 0,7892$$

W .- Lectura del vatímetro.

POTENCIA ACTIVA CONSUMIDA POR EL COMPRESOR:

$$P_{ACC} = W - (W_{VI} + W_{VD})$$

$$P_{ACC} = 760 - (65,0 + 65,0) = 630 \text{ Watt}$$

W_{VI} Potencia activa consumida por el ventilador izquierdo a una determinada posición de velocidad.

W_{VD} Potencia activa consumida por el ventilador derecho a una determinada posición de velocidad.

FLUJO MÁSICO DE AIRE:

Es el flujo de aire impulsado por el ventilador, que atraviesa de forma perpendicular al serpentín del condensador y del evaporador. Se evalúa mediante:

$$\dot{m}_{Aire} = \delta_{Aire} \cdot V \cdot A_E$$

δ_{Aire} : Densidad del aire en el ambiente, que se calcula con la siguiente expresión.

$$\delta_{Aire} = P_0 / R \cdot T_{BS}$$

V : Velocidad del aire medido con el anemómetro

A_E : Área efectiva del ventilador, que es de 0,066 m²

T_{BS} : Temperatura de bulbo seco.

FLUJO CALORÍFICO DEL AIRE:

El flujo calorífico que recibe o transfiere el aire en los serpentines del condensador y evaporador se calcula con la siguiente expresión:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{Aire} \cdot C_{P-aire} \cdot [T_D - T_P]$$

C_{P-aire} Calor específico del aire a presión constante, aproximadamente de 1,0056 KJ / Kg. K

T_D Temperatura parte delantera del ventilador

T_P Temperatura parte posterior del ventilador

POTENCIA TÉRMICA REAL DEL COMPRESOR:

$$P_{TRC} = \dot{m}_{R-12} \cdot (h_1 - h_4)$$

$$P_{TRC} = 0,022 \text{ Kg} / \text{s} (286,1 - 274,2) \text{ KJ} / \text{Kg} \times 1000 \text{ J} / \text{Kj} = 261,8 \text{ Watt}$$

\dot{m}_{R-12} Flujo de refrigerante medido en el rotámetro cuando se trata de funcionamiento del sistema como refrigeradora.

h_1 Entalpía de la sustancia de trabajo en la descarga del compresor. Se determina con los datos de presión y temperatura en el punto 1.

h_4 Entalpía de la succión del compresor. Se determina mediante los datos de presión y temperatura en el punto 4.

EFICIENCIA DEL MOTOR-COMPRESOR:

$$\eta_{M-C} = P_{TRC} / P_{ACC}$$

$$\eta_{M-C} = 261,8 / 630 = 0,4155$$

TABLA 10.5.- CARACTERISTICAS DEL SISTEMA EN OPERACION COMO REFRIGERADORA								
FUNCION	VELOC. VENTILA.	P_{ACC}	P_{TRC}	h	ERU	\dot{Q}_{U-R}	$COP_{CICLO-R}$	COP_{SIST-R}
		(watt)	(watt)	%	K/j/Kg	(watt)		
REFRIGERACION CON V.E.T	BB	630.0	261.80	41.56	171.600	3775.20	14.42	5.99
	BM	557.5	338.80	60.77	176.700	3887.40	11.47	6.97
	BA	545.0	367.40	67.41	174.900	3847.80	10.47	7.06
	MB	537.5	409.50	76.19	174.300	3776.50	9.22	7.03
	MM	535.0	433.33	81.00	175.900	3811.17	8.80	7.12
	MA	532.5	429.00	80.56	175.200	3796.00	8.85	7.13
	AB	525.0	422.00	80.38	174.420	3488.40	8.27	6.64
	AM	532.5	434.35	81.57	175.500	3480.75	8.01	6.54
	AA	540.0	416.50	77.13	176.200	3494.63	8.39	6.47
REFRIGERACION CON TUBO CAPILAR T.C.	BB	440.0	136.50	31.02	175.600	1902.33	13.94	4.32
	BM	437.5	121.33	27.73	175.700	1903.42	15.69	4.35
	BA	435.0	111.58	25.65	177.600	1924.00	17.24	4.42
	MB	437.5	131.08	29.96	177.000	1917.50	14.63	4.38
	MM	435.0	144.08	33.12	175.800	1904.50	13.22	4.38
	MA	442.5	140.00	31.64	177.300	2068.50	14.78	4.67
	AB	435.0	153.75	35.34	178.910	2236.38	14.55	5.14
	AM	442.5	172.50	38.98	178.570	2232.13	12.94	5.04
	AA	450.0	168.75	37.50	178.600	2232.50	13.23	4.96

4.2 SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN MEDIANTE PROGRAMA COMPUTACIONAL

4.2.1 ELECCIÓN DE UNIDADES PARA LA SIMULACIÓN.

Se simuló el sistema entero usando las unidades internacionales. Se seleccionó el sistema de unidades internacionales a pesar que la mayoría de expertos de refrigeración de amoníaco usan el sistema de unidades inglesas como el estándar industrial. Como un factor adicional en este proyecto, se registraron todos los datos experimentales históricos, usando las unidades internacionales. Las unidades típicas para los parámetros del sistema se enumeran en la Tabla siguiente:

Parámetro de sistema	Unidad típica
Presión	[MPa]
Temperatura	[°C]
Flujo de masa	[kg/S]
Flujo de volumen	[m ³]
Capacidad	[Ton]
Potencia	[HP]
Entalpía específica	[Kj/Kg]

4.2.2 CARACTERÍSTICAS DEL PROGRAMA COMPUTACIONAL EES.

El **EES** es un acrónimo para el Solucionador de Ecuaciones de Ingeniería. La función básica proporcionada por el **EES** es la solución de un conjunto de ecuaciones algebraicas. Además, el **EES** puede solucionar ecuaciones diferenciales, ecuaciones con variables complejas, el **EES** puede realizar

optimizaciones, el EES puede proporcionar regresiones lineales y no lineales, el EES puede generar plúteos de difusión y calidad, el EES puede simplificar análisis inciertos y puede proporcionar animaciones. Se ha desarrollado el EES para ejecutarlo bajo los Sistemas Operativos de Microsoft Windows, es decir, Windows 95/98/2000XP. Se puede ejecutar el EES en Linux y en Macintosh, usando programas de emulación.

Existen dos principales diferencias entre el EES y los programas que resuelven ecuaciones numéricas existentes. En primer lugar, el EES identifica automáticamente y agrupa las ecuaciones que se deben resolver simultáneamente. Esta característica simplifica el proceso para el usuario y asegura que el solucionador siempre va a operar con una eficiencia óptima. En segundo lugar, el EES proporciona muchas funciones de propiedad termo física y matemática incorporadas, útiles para los cálculos de ingeniería. Por ejemplo, se implementan las tablas de vapor, de modo que, se puede obtener cualquier propiedad termodinámica desde una llamada de función incorporada en cuanto a cualquiera de las otras dos propiedades. Se proporciona una capacidad similar para la mayoría de refrigerantes orgánicos (incluyendo alguna de las nuevas mezclas), amoníaco, metano, dióxido de carbono y muchos otros fluidos. Las tablas de aire están incorporadas, estas tablas son funciones psicrométricas y son datos de tablas JANAF para muchos gases comunes. También, se proporcionan propiedades de transporte para la mayoría de estas sustancias.

La biblioteca de funciones de propiedad termo física y matemática en ESS es extensa, pero, no es posible prever la necesidad de cada usuario. El EES permite que el usuario ingrese a sus propias relaciones funcionales de tres maneras. En primer lugar, se proporciona un medio para ingresar e interpolar datos en forma de

tabla, de modo que se pueden usar directamente los datos en forma de tabla en la solución del conjunto de ecuación. En segundo lugar, el lenguaje del EES admite las Funciones y los Procedimientos escritos por el usuario similar a aquellas funciones y procedimientos en Pascal y FORTRAN. El EES también proporciona el soporte para las rutinas escritas por el usuario que son programas del EES que se contienen por sí mismos. Se pueden acceder a las rutinas a través de otros programas del EES. Se pueden guardar las Funciones, los Procedimientos, los Subprogramas y los Módulos como archivos de biblioteca, que se leen automáticamente cuando se inicia el EES. En tercer lugar, se pueden enlazar dinámicamente las funciones y los procedimientos externos escritos en un lenguaje de alto nivel, tales como, Pascal, C, o FORTRAN en el EES, usando la capacidad de la biblioteca de enlace dinámico incorporado en el sistema operativo de Windows. Estos tres métodos que sirven para añadir relaciones funcionales proporcionan medios muy fuertes para extender las capacidades del EES.

La motivación para el EES se basó en la experiencia de la enseñanza de ingeniería mecánica, termodinámica y transferencia de calor. Para aprender el material en estos cursos, es necesario que el estudiante trabaje los problemas. No obstante, gran parte del tiempo y esfuerzo requeridos para resolver los problemas tienen como resultado la búsqueda de información de propiedad y la solución de ecuaciones apropiadas. Una vez que el estudiante esté familiarizado con el uso de las tablas de propiedad, el uso adicional de la tabla no contribuye con los conocimientos del estudiante sobre el tema, ni con el álgebra. En realidad, el tiempo y esfuerzo requeridos para realizar problemas de una manera convencional pueden quitarle méritos al aprendizaje del tema de la asignatura, obligando al estudiante a interesarse por el orden en que se deberían resolver las ecuaciones (que realmente no importa) y haciendo estudios paramétricos muy laboriosos. Frecuentemente, no

se asignan problemas prácticos interesantes que pueden tener soluciones implícitas, tales como, aquellos problemas que implican consideraciones de transferencia de calor y termodinámica debido a su complejidad matemática. El EES permite que el usuario se concentre más en el diseño, liberándolo de tareas rutinarias.

El EES es particularmente útil para los problemas de diseño en los cuales se necesita determinar los efectos de uno o más parámetros. El programa proporciona esta capacidad con su Tabla Paramétrica, que es similar a una hoja de cálculo. El usuario identifica las variables que son independientes, ingresando sus valores en las celdas de la tabla. El EES calculará los valores de las variables dependientes en la tabla. Entonces, se puede observar la relación de las variables en la tabla en los ploteos de difusión y calidad. El EES también proporciona la capacidad para propagar la duda de los datos experimentales para proporcionar las estimaciones inciertas de variables calculadas. Con el EES, es más fácil realizar problemas de diseño que resolver un problema para un conjunto fijo de variables independientes.

El EES ofrece las ventajas de un conjunto simple de comandos intuitivos que un novato puede aprender a usar rápidamente para resolver cualquier problema algebraico. No obstante, las capacidades de este programa son extensas y útiles para un experto. La base grande de datos de las propiedades de transporte y termodinámica incorporada en el EES es útil en la solución de problemas de termodinámica, mecánica de fluidos y transferencia de calor. Se puede usar el EES para muchas aplicaciones de ingeniería; el EES es adecuado para la instrucción de cursos de ingeniería mecánica y para la práctica de la ingeniería que se enfrenta a la necesidad de solucionar problemas prácticos.

Se realizó la simulación para este proyecto, usando el Software del Solucionador de Ecuaciones de Ingeniería (EES), desarrollado por el Software de gráficos F [Klein y Alvarado, 1999]. El EES es un solucionador de ecuaciones no-lineales, que ha sido construido en los procedimientos, el EES es capaz de calcular las propiedades termodinámicas de muchas sustancias comúnmente halladas, tales como el agua, aire y la mayoría de los refrigerantes. Los procedimientos internos del EES permiten modelar a través de una computadora muy conveniente los procesos termodinámicos, tales como los sistemas de refrigeración. El EES permite además que el usuario pueda crear los procedimientos, permitiendo una personalización muy eficiente del programa.

ECUACIONES MATEMÁTICAS UTILIZADAS EN LA SIMULACIÓN CON REFRIGERANTE R-12

$$R\$ = 'R12'$$

$$x_4 = 1$$

$$P_4 = 328.9 \text{ [KPa]}$$

$$T_4 = 13.4 \text{ [°C]}$$

$$h_4 = h (R\$, T = T_4, P = P_4)$$

$$s_4 = s (R\$, T = T_4, P = P_4)$$

$$P_1 = 1046 \text{ [KPa]}$$

$$T_1 = 55.9 \text{ [°C]}$$

$$h_1 = h (R\$, T = T_1, P = P_1)$$

$$s_1 = s (R\$, T = T_1, P = P_1)$$

$$W_{\text{comp}} = h_1 - h_4$$

$$x_2 = 0$$

$$T_2 = 42.2 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$P_2 = 1039.1 \text{ [kPa]}$$

$$h_2 = h (R\$, T=T_2, P=P_2)$$

$$s_2 = s (R\$, T=T_2, x=0)$$

$$Q_{\text{Con}} = h_1 - h_2$$

$$h_3 = h_2$$

$$x_3 = 0$$

$$P_3 = 349.6 \text{ [kPa]}$$

$$T_3 = 3.6 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$s_3 = s (R\$, T=T_3, P=P_3)$$

$$Q_{\text{Evap}} = h_4 - h_3$$

$$\text{ERU} = Q_{\text{Evap}}$$

$$\text{COP} = \left| \frac{Q_{\text{Evap}}}{W_{\text{comp}}} \right|$$

$$h_5 = h_1$$

$$p_5 = P_1$$

ECUACIONES MATEMÁTICAS QUE SE UTILIZARON PARA LA SIMULACIÓN CON REFRIGERANTE R-134a.-

$$R\$ = \text{'R134a'}$$

$$x_4 = 1$$

$$P_4 = 349.6 \text{ [kPa]}$$

$$T_4 = 26.7 \text{ [°C]}$$

$$h_4 = h (R\$, T=T_4, P=P_4)$$

$$s_4 = s (R\$, T=T_4, P=P_4)$$

$$P_1 = 1011 \text{ [kPa]}$$

$$T_1 = 53.7 \text{ [°C]}$$

$$h_1 = h (R\$, T=T_1, P=P_1)$$

$$s_1 = s (R\$, T=T_1, P=P_1)$$

$$W_{\text{comp}} = h_1 - h_4$$

$$x_2 = 0$$

$$T_2 = 36.2 \text{ [°C]}$$

$$P_2 = 990.8 \text{ [kPa]}$$

$$h_2 = h (R\$, T=T_2, P=P_2)$$

$$s_2 = s (R\$, T=T_2, x=0)$$

$$Q_{\text{Con}} = h_1 - h_2$$

$$h_3 = h_2$$

$$x_3 = 0$$

$$P_3 = 370.3 \text{ [kPa]}$$

$$T_3 = 2 \text{ [°C]}$$

$$s_3 = s(R\$, T = T_3, P = P_3)$$

$$Q_{\text{Evap}} = h_4 - h_3$$

$$\text{ERU} = Q_{\text{Evap}}$$

$$\text{COP} = \left| \frac{Q_{\text{Evap}}}{W_{\text{comp}}} \right|$$

$$h_5 = h_1$$

$$p_5 = P_1$$

4.2.3 COMPARACIÓN DEL PROCESO FUNCIONANDO CON R-12 Y R-134a.

Los resultados obtenidos por el EXCEL se muestran en los siguientes gráficos:

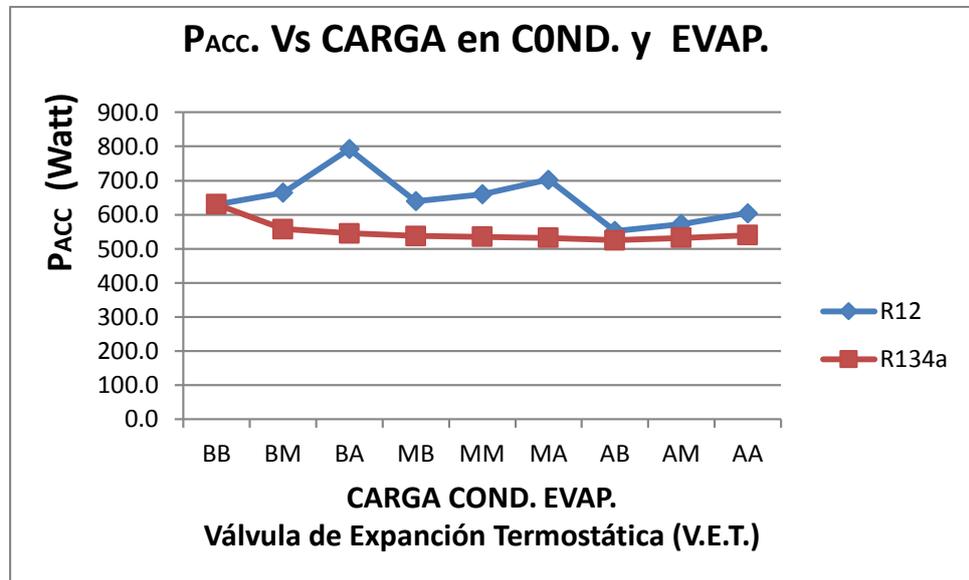


Fig. 4.1a.- Funcionando como refrigeradora y con V.E.T.

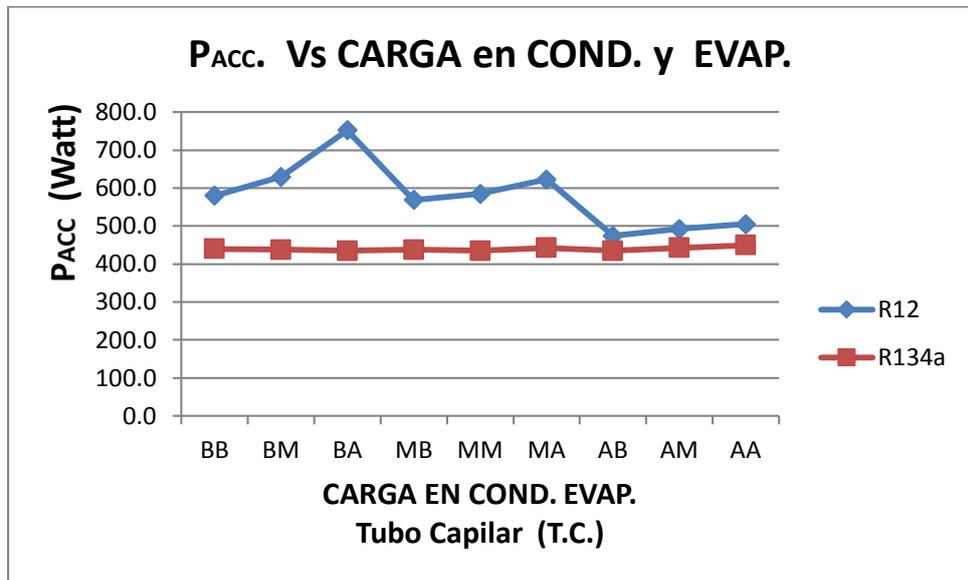


Fig. 4.1b.- Funcionando como refrigeradora y con T.C.

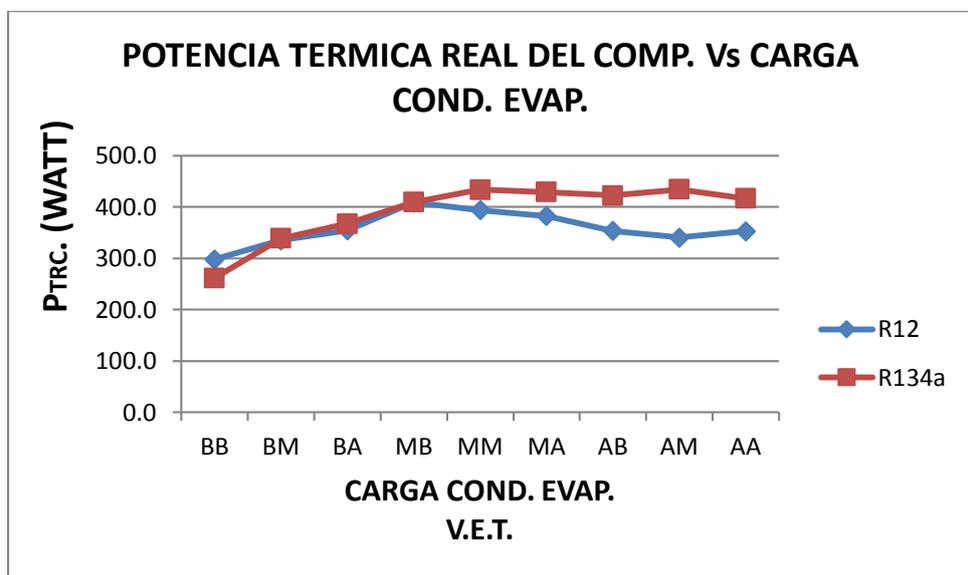


Fig. 4.2a.- Funcionando como refrigeradora y con V.E.T.

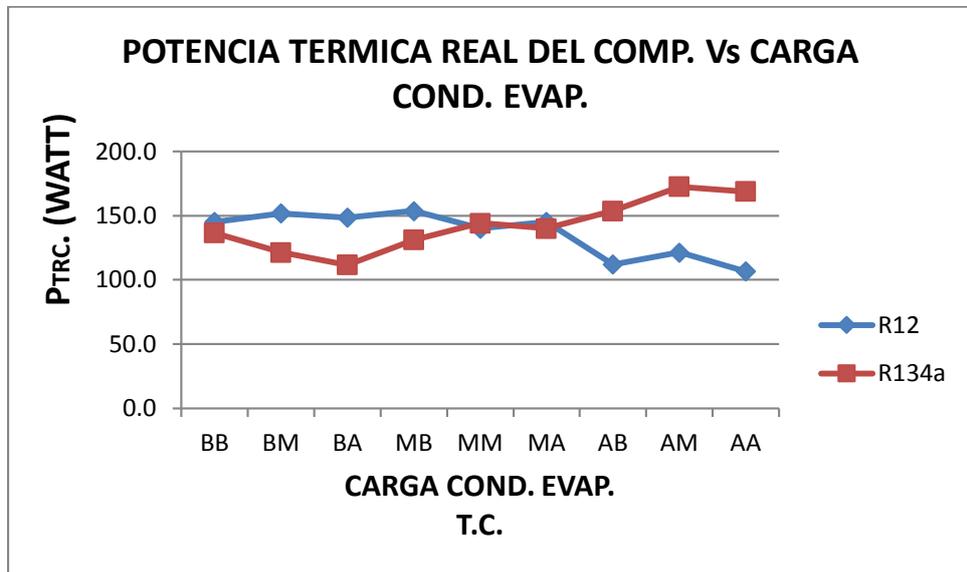


Fig. 4.2b.- Funcionando como refrigeradora y con T.C.

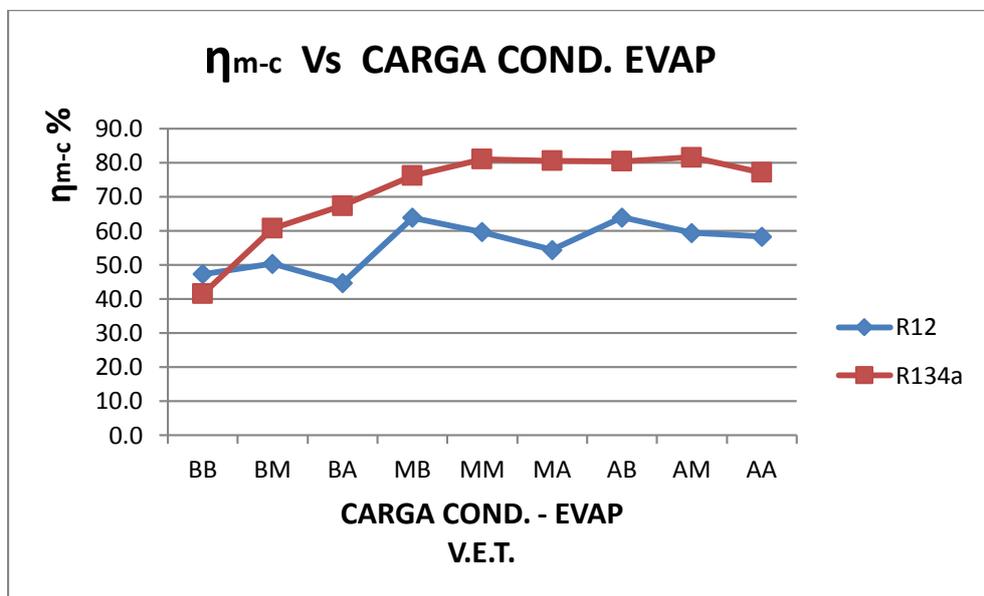


Fig. 4.3a.- Funcionando como refrigeradora y con V.E.T.

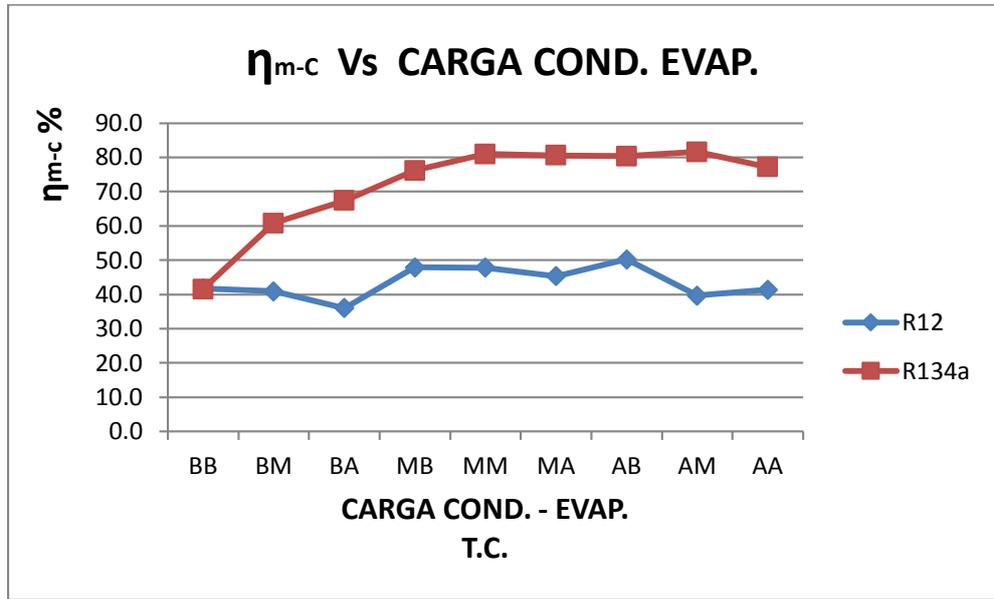


Fig. 4.3b.- Funcionando como refrigeradora y con T.C.

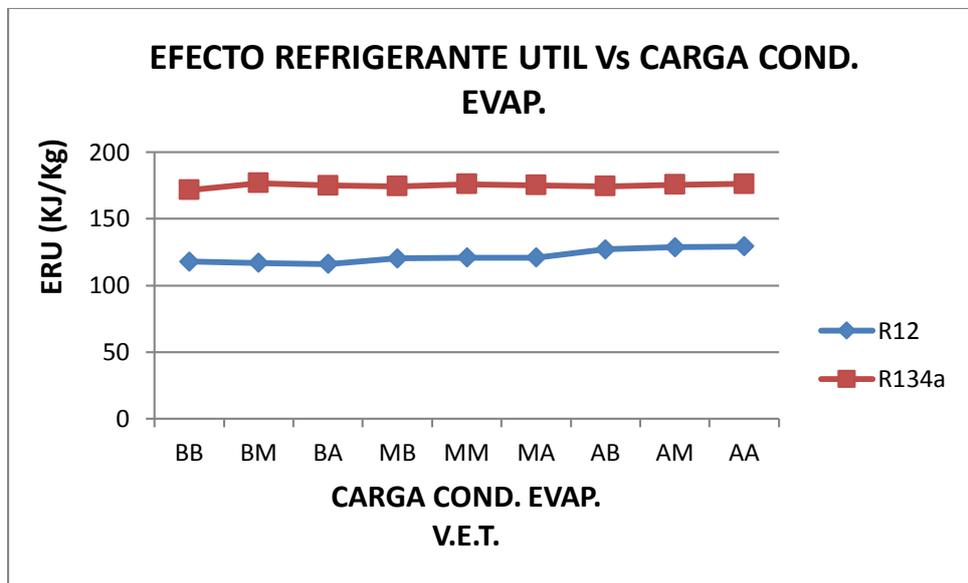


Fig. 4.4a.- Funcionando como refrigeradora y con V.E.T.

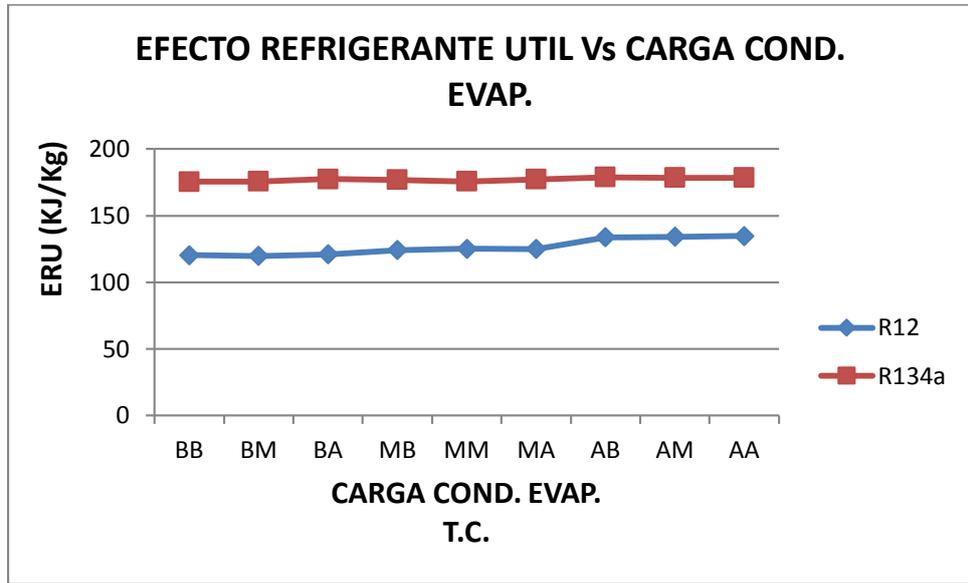


Fig. 4.4b.- Funcionando como refrigeradora y con T.C.

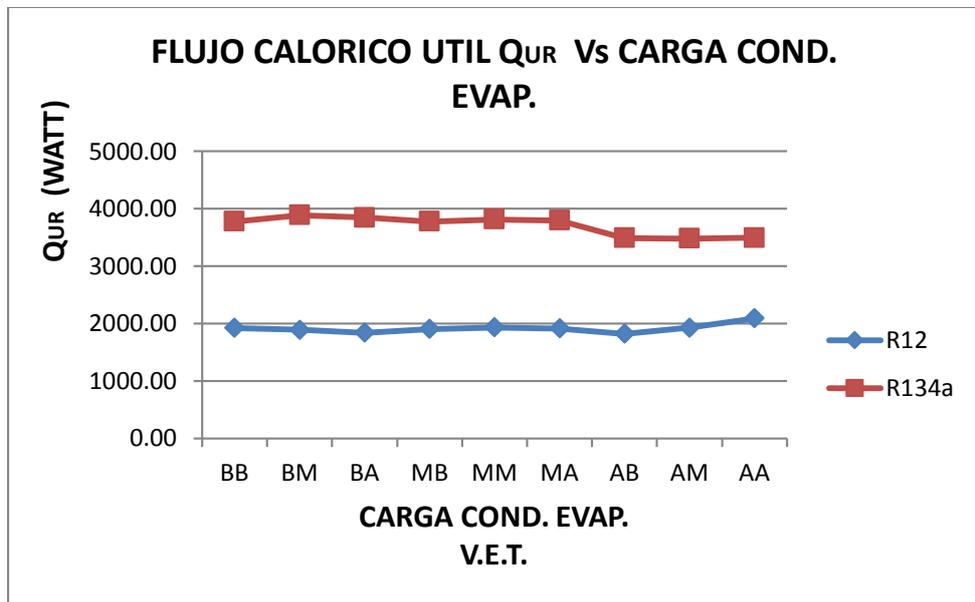


Fig. 4.5a.- Funcionando como refrigeradora y con V.E.T.

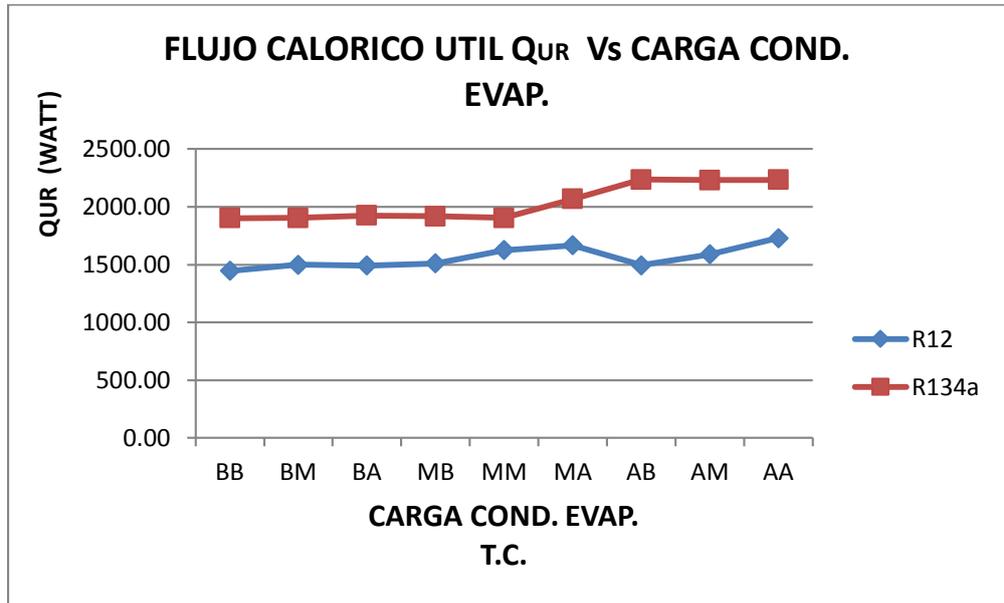


Fig. 4.5b.- Funcionando como refrigeradora y con T.C.

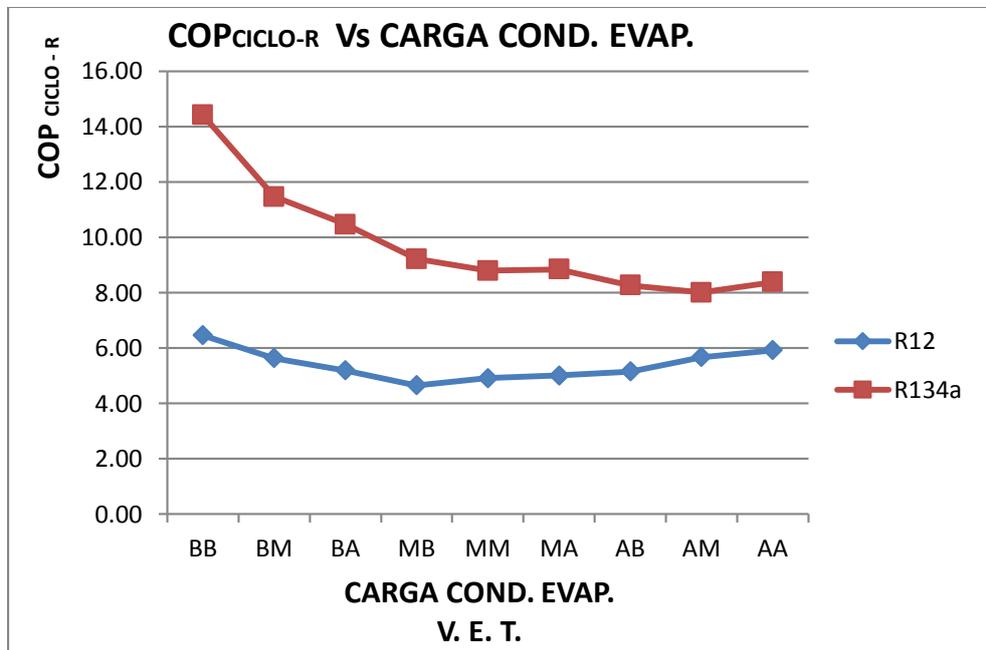


Fig. 4.6a.- Funcionando como refrigeradora y con V.E.T.

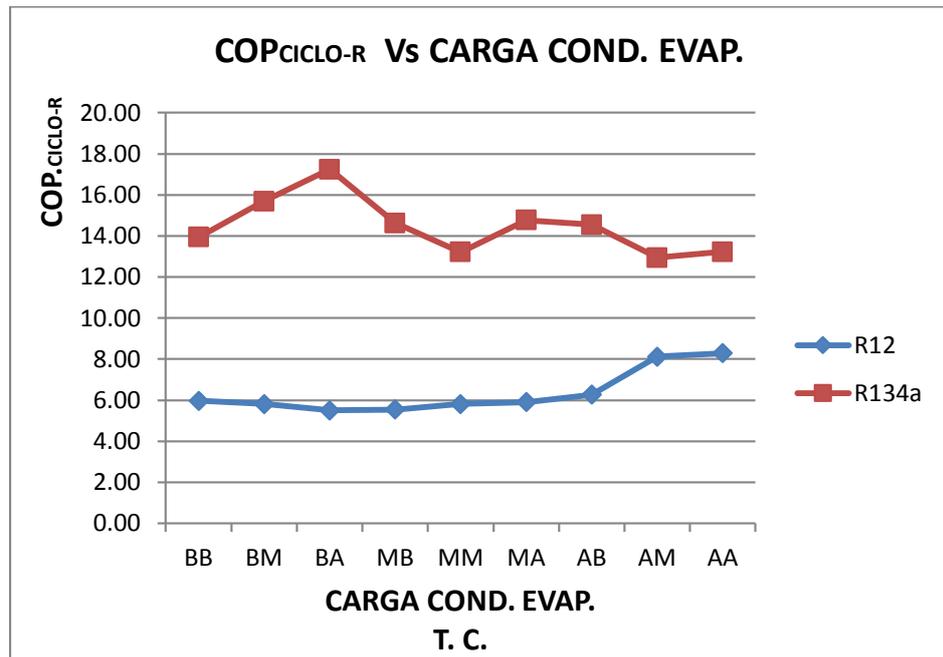


Fig. 4.6b.- Funcionando como refrigeradora y con T.C.

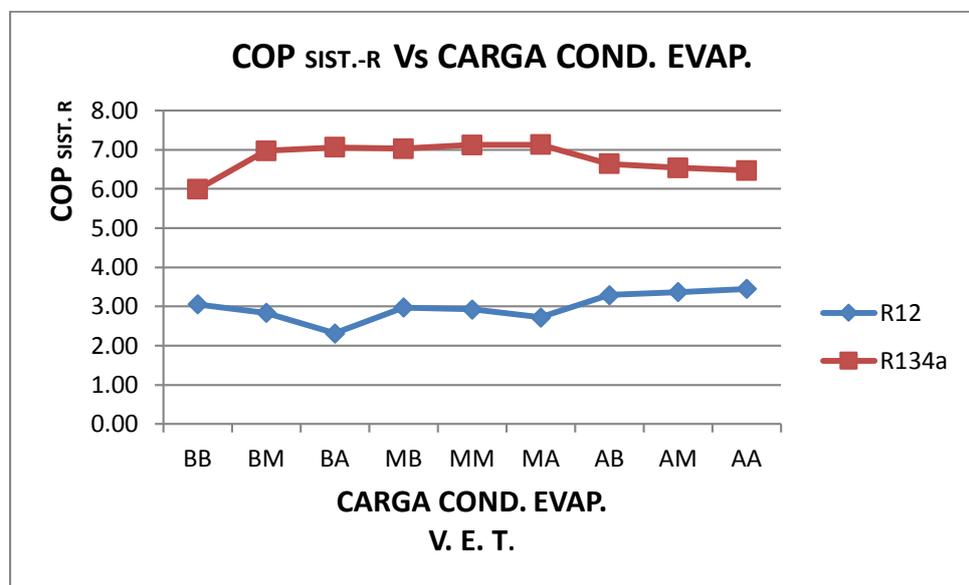


Fig. 4.7a.- Funcionando como refrigeradora y con V.ET.

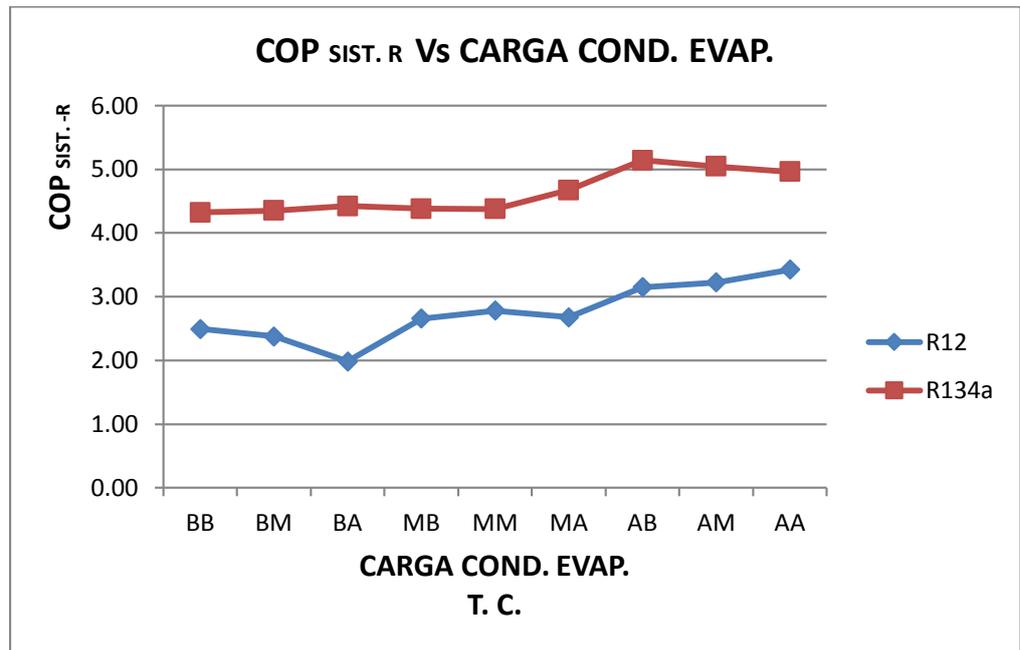


Fig. 4.7b.- Funcionando como refrigeradora y con T.C.

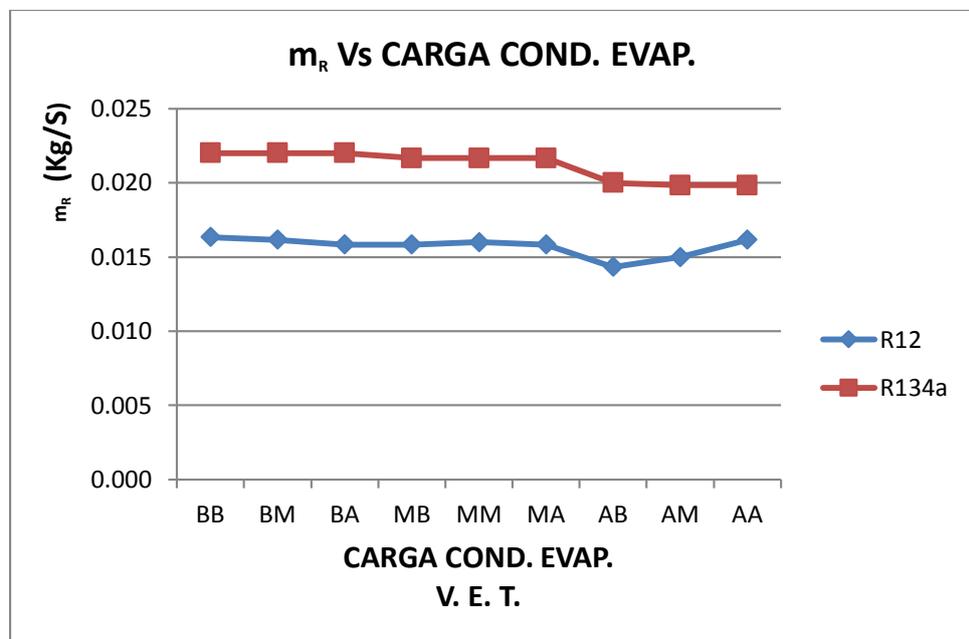


Fig. 4.8a.- Funcionando como refrigeradora y con V.ET.

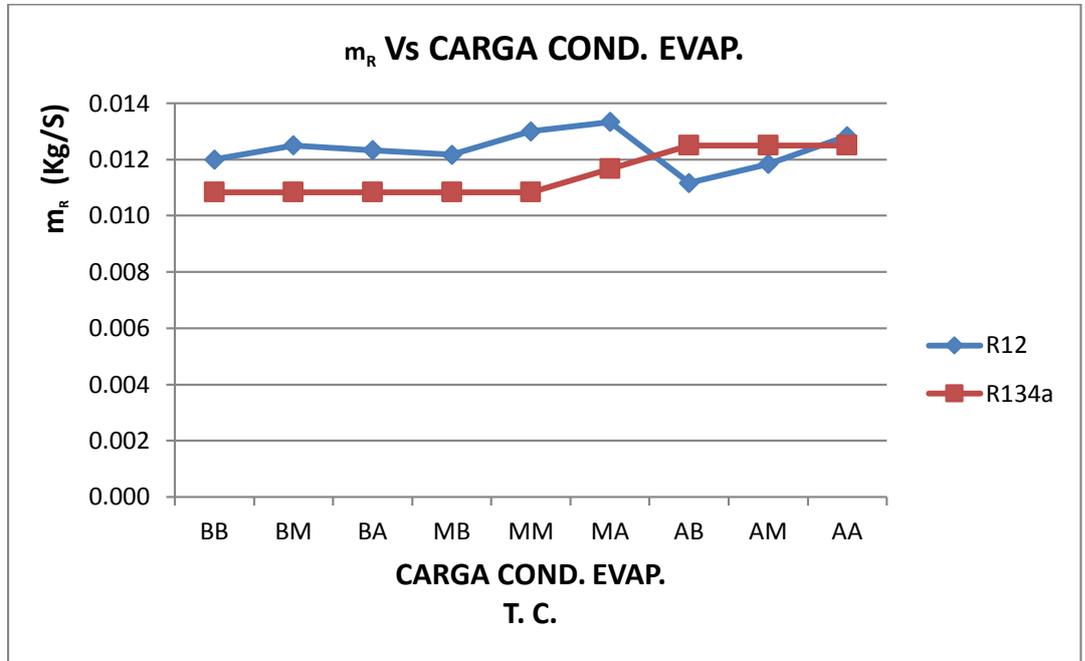


Fig. 4.8b.- Funcionando como refrigeradora y con T.C.

4.2.4 SIMULACIÓN DEL PROCESO FUNCIONANDO CON R-12 y R-134a.-

Los resultados obtenidos con el EES se muestran en los programas utilizados y los gráficos siguientes:

Prueba con R12 - Calculo Nuevo (4 Enero 2012).EES 04/01/2012 19:44:22

EES Ver. 8.904: #92: Educational version distributed by McGraw-Hill

"CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR"

R\$='R12' *"La variable usada entre comillas usada para conservar el nombre del refrigerante"*

"Compresor"

x[4]=1 *"Asumir la entrada como vapor saturado"*

P[4]=328,9 [KPa] *"Propiedades del estado 4"*

T[4]= 13,40 [°C]

h[4]=Enthalpy(R\$;T=T[4];P=P[4])

s[4]=Entropy(R\$;T=T[4];P=P[4])

P[1]=1046 [KPa] *"Esta es la Presión de entrada al condensador"*

T[1]=55,9 [°C]

h[1]=Enthalpy(R\$;T=T[1];P=P[1])

s[1]=Entropy(R\$;T=T[1];P=P[1])

W_comp=h[1] - h[4] *"Balance de energía en compresor isentrópico"*

"Condensador"

x[2]=0

T[2]=42,2 [°C] *"Temperatura conocida del líquido saturado a la salida"*

del condensador"

"Propiedades del estado 2"

$$P[2]=1039,1 \text{ [kPa]}$$

$$h[2]=\text{Enthalpy}(\text{R\$};T=T[2];P=P[2])$$

$$s[2]=\text{Entropy}(\text{R\$};T=T[2];x=0)$$

$$Q_{\text{Con}}=h[1]-h[2] \text{ *"Balance de energía en el condensador"*}$$

"Válvula de Expansión"

$$h[3]=h[2] \text{ *"Balance de energía en la válvula reguladora - isentalpica"*}$$

$$x[3]=0$$

"Evaporador"

$$P[3]=349,6 \text{ [KPa]} \text{ *"Propiedades del estado 3"*}$$

$$T[3]= 3,6 \text{ [°C]}$$

$$s[3]=\text{Entropy}(\text{R\$};T=T[3];P=P[3])$$

$$Q_{\text{Evap}}=h[4]-h[3] \text{ *"[KJ/Kg] Balance de energía en el evaporador"*}$$

"Efecto Refrigerante Útil"

$$\text{ERU}=q_{\text{evap}}$$

$$\text{COP}=\text{abs}(q_{\text{evap}}/W_{\text{comp}}) \text{ *"Definición del COP"*}$$

SOLUTION

Unit Settings: SI CkPakJ mass deg

$$\text{COP} = 6,501 \quad \text{ERU} = 119 \quad \text{Q}_{\text{Con}} = 137,3 \quad \text{Q}_{\text{Evap}} = 119 \quad \text{R\$} = \text{'R12'}$$

$$W_{\text{comp}} = 18,3$$

Prueba con refrigerante R-12

EES Ver.8.904: #92: Educational version distributed by McGraw-Hill

Arrays Table: Main

	h_i	P_i [kPa]	s_i	T_i [°C]	x_i
1	214,1	1046	0,7117	55,9	
2	76,84	1039	0,2787	42,2	0
3	76,84	349,6	0,1539	3,6	0
4	195,8	328,9	0,7221	13,4	1
5	214,1	1046			

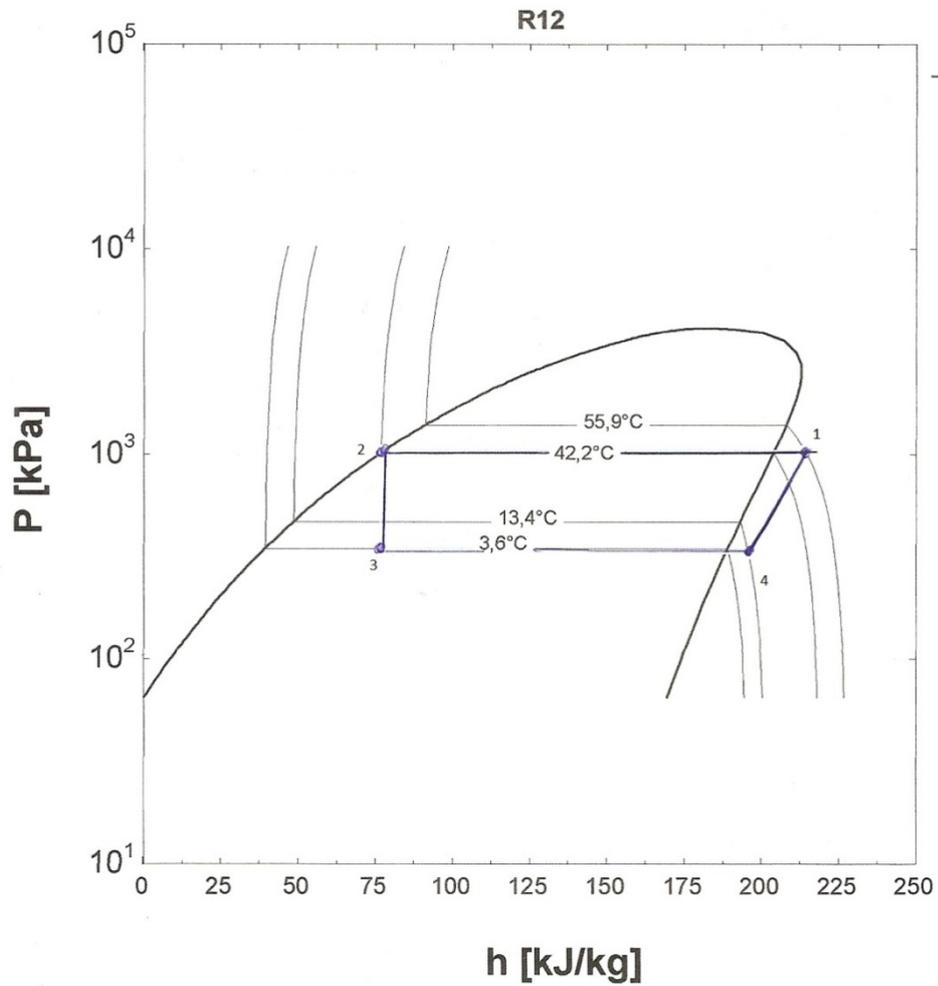


Fig. 4.9.- Ciclo de compresión de vapor con R-12.-

Prueba con R134a - Calculo Nuevo (4 Enero 2012).EES 04/01/2012

19:42:01

EES Ver. 8.904: #92: Educational version distributed by McGraw-Hill

"CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR"

R\$='R134a' *"La variable usada entre comillas usada para conservar el nombre del refrigerante"*

"COMPRESOR"

x[4]=1 *"Asumir la entrada como vapor saturado"*

P[4]=349,6 [KPa] *"Propiedades del estado 4"*

T[4]= 26,7 [°C]

h[4]=Enthalpy(R\$;T=T[4];P=P[4])

s[4]=Entropy(R\$;T=T[4];P=P[4])

P[1]=1011,5 [KPa] *"Esta es la Presión de entrada al condensador"*

T[1]=53,7 [°C]

h[1]=Enthalpy(R\$;T=T[1];P=P[1])

s[1]=Entropy(R\$;T=T[1];P=P[1])

W_comp=h[1] - h[4] *"Balance de energía en compresor isentrópico"*

"Condensador"

x[2]=0

T[2]= 36,2 [°C] *"Temperatura conocida del líquido saturado a la salida del condensador"*

"Propiedades del estado 2"

$$P[2]=990,8 \text{ [kPa]}$$

$$h[2]=\text{Enthalpy}(\text{R\$};T=T[2];P=P[2])$$

$$s[2]=\text{Entropy}(\text{R\$};T=T[2];x=0)$$

$$Q_{\text{Con}}=h[1]-h[2] \text{ "*Balance de energía en el condensador*"}$$

"Válvula de Expansión"

$$h[3]=h[2] \text{ "*Balance de energía en la válvula reguladora – isoentálpica*"}$$

$$x[3]=0$$

"Evaporador"

$$P[3]=370,3 \text{ [KPa]} \text{ "*Propiedades del estado 3*"}$$

$$T[3]= 2,0 \text{ [°C]}$$

$$s[3]=\text{Entropy}(\text{R\$};T=T[3];P=P[3])$$

$$Q_{\text{Evap}}=h[4]-h[3] \text{ "*[KJ/Kg] Balance de energía en el evaporador*"}$$

"Efecto Refrigerante Útil"

$$\text{ERU}=q_{\text{evap}}$$

$$\text{COP}=\text{abs}(q_{\text{evap}}/W_{\text{comp}}) \text{ "*Definición del COP*"}$$

SOLUTION

Unit Settings: SI CkPakJ mass deg

$$\text{COP} = 12,72 \quad \text{ERU} = 170,5 \quad \text{Q}_{\text{Con}} = 183,9 \quad \text{Q}_{\text{Evap}} = 170,5 \quad \text{R\$} = \text{'R134a'}$$

$$W_{\text{comp}} = 13,4$$

Prueba con refrigerante R-134a

EES Ver.8.904: #92: Educational version distributed by McGraw-Hill

Arrays Table: Main

	h_i	P_i [kPa]	s_i	T_i [°C]	x_i
1	286,5	1012	0,9634	53,7	
2	102,6	990,8	0,3771	36,2	0
3	102,6	370,3	0,2141	2	0
4	273,1	349,6	0,9972	26,7	1
5	286,5	1012			

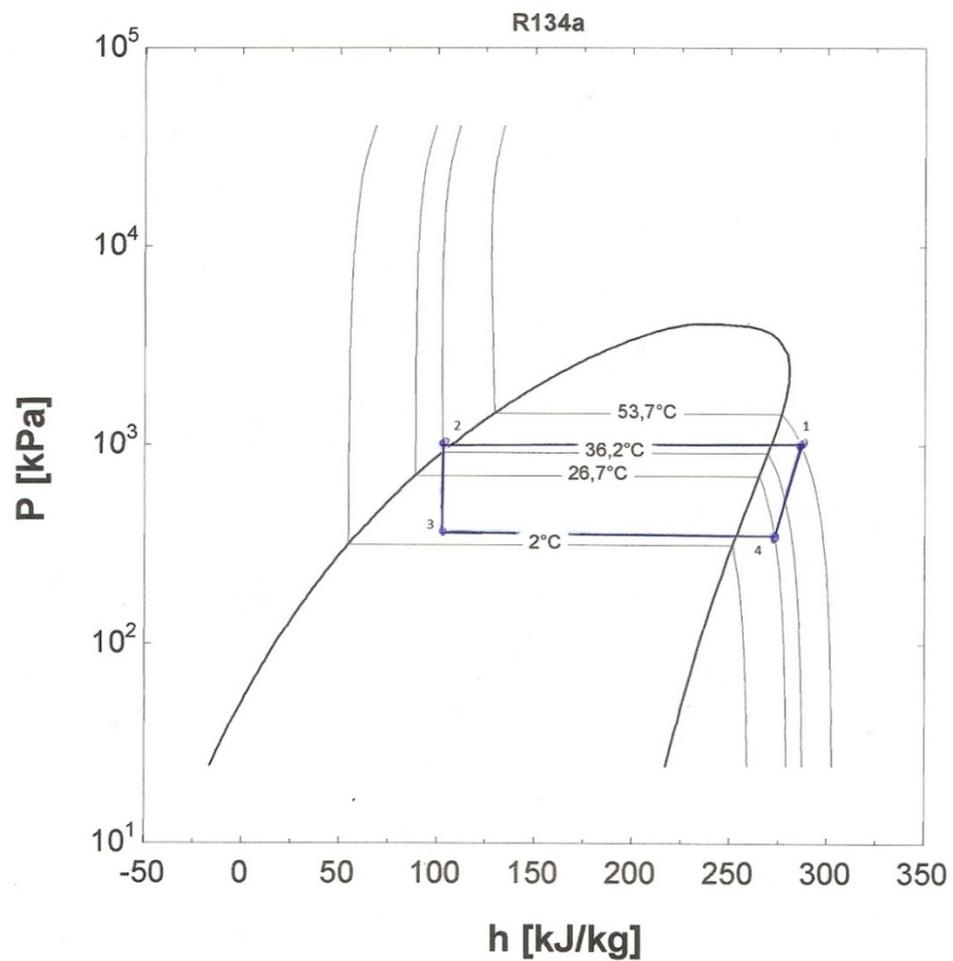


Fig. 4.10.- Ciclo de compresión de vapor con R-134a

CAPÍTULO V

ANÁLISIS, DISCUSIÓN DE RESULTADOS Y CONTRASTACIÓN DE HIPÓTESIS

5.1 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS DESDE EL PUNTO DE VISTA ENERGÉTICO

5.1.1 ANÁLISIS COMPARATIVO DE LAS VARIABLES ENERGÉTICAS.-

- De las Figs. 4.1a y 4.1b; la variación de la Potencia Activa Consumida por el Compresor P_{ACC} , muestra para el caso del refrigerante R-134a ligeramente por debajo del que ocurre para el R-12 en casi todo el rango de cargas de los ventiladores del evaporador y condensador; mostrándose casi iguales, con muy poca diferencia en las cargas AB-AM y AA tanto para V.E.T. y T.C. con un promedio de 550 Watt (V.E.T.) y un promedio de 450 Watt (T.C.).
- De las Figs. 4.2a y 4.2b; la variable Potencia Térmica Real del Compresor P_{TRC} son muy similares en los rangos de velocidades del evaporador y condensador BB al MB (400 Watt) para el R12 y R-134a) y con ligera diferencia en el rango de MM a AA para V.E.T.

Para el caso de T.C. son iguales en BB, MM y MA y para otro rango discrepan en 25Watt por debajo en el rango BM-BA – MB y por arriba en el rango de AB – AM - AA.

- De las Figs. 4.3a y 4.3b; la eficiencia para el refrigerante R-134a muestra valores mayores que del refrigerante R-12 en todo el rango de cargas del evaporador y condensador; a partir del rango MM al AA para el funcionamiento con V.E.T. y T.C. el R-134a muestra valores de 80%.
- De las Figs. 4.4a y 4.4b; el Efecto Refrigerante Útil, para ambos casos; tanto para el sistema operando con V.E.T. y T.C. para el R-134a tienen mayores valores con una diferencia aproximada de 50KJ/Kg, para todo el rango de carga del evaporador y el condensador.
- De las Figs. 4.5a y 4.5b; la variable Flujo Calórico Útil de Refrigeración tiene valores mayores en todo en rango de carga de velocidades del evaporador y condensador para el refrigerante R-134a mostrando para V.E.T. (4 000 Watt) y para la operación con T.C. (2 000 Watt), siendo valores más bajos en el sistema operando con T.C.
- De las Figs. 4.6a y 4.6b; la variable Coeficiente de Performance del ciclo de refrigeración $COP_{CICLO-R}$ es mayor en todo el rango de velocidades BB – BM y BA para los dos fluidos de refrigeración, siendo mayor el del R-134a; en los rangos MB al AA muestra valores más bajos en los dos refrigerantes en promedio de 8 para el R-134a y entre 5 y 6 para el R-12 funcionando con V.E.T.
Para el funcionamiento con T.C. el $COP_{CICLO-R}$ para R-134a es casi constante con valores entre 12 – 15 y para el R-12 entre 6 – 8 para todo el rango de velocidades.

- De las Figs. 4.7a y 4.7b; la variable COP_{SIST-R} operando con V.E.T. para el R-134a varía entre 6 – 7 y para el R-12 varía entre 3 – 4.

La variable COP_{SIST-R} para T.C. para el R-134a varía entre 4 – 5 y para el R-12 varía entre 2 – 3.5.

- De las Figs. 4.8a y 4.8b; el Flujo de Refrigerante para la operación con V.E.T. y refrigerante R-134a varía entre 0,20 – 0,23 Kg/s, y para el R-12 varía entre 0,15 a 0,16 Kg/S. La variable Flujo de Refrigerante operando con T.C. son muy similares, estando en el rango de 0,10 a 0,13 Kg/s

5.1.2 ANÁLISIS COMPARATIVO DE LOS CICLOS TERMODINÁMICOS

V.E.T.

h-R12	P-R12	T°C
213.936	1.046	55.9
77.784	1.0391	42.2
77.784	0.3496	3.6
195.698	0.3289	13.4
213.936	1.046	55.9

V.E.T.

h-R134a	P-R134a	T°C
286.1	1.0115	53.7
102.6	0.9908	36.2
102.6	0.3703	2
274.2	0.3496	26.7
286.1	1.0115	53.7

Tabla 5.1 Entalpía, Presión y Temperatura para V. E. T.

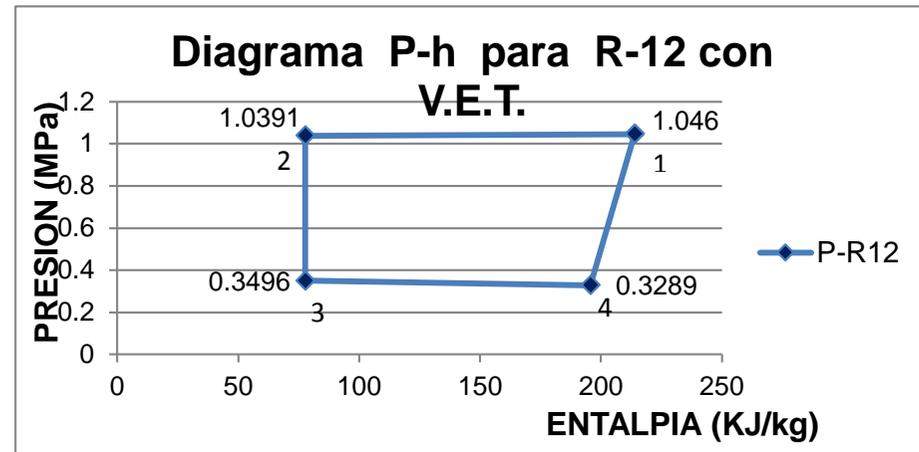


Fig. 5.1a.- Diagrama de Moliere para R-12 con V.E.T.

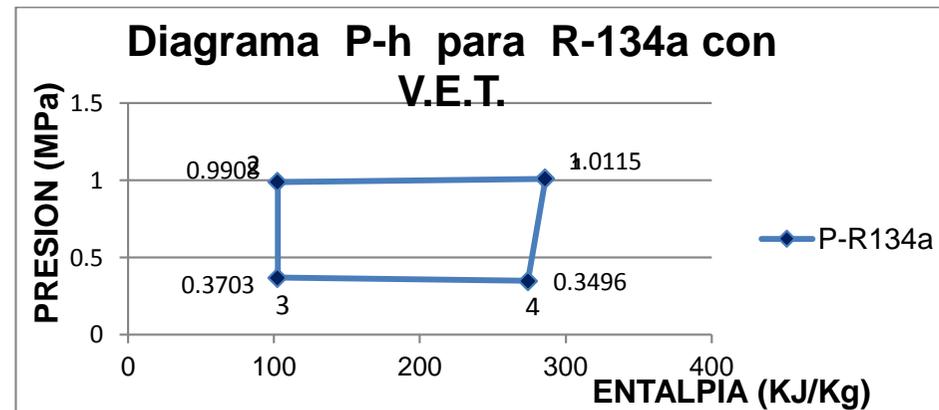


Fig. 5.1.b.- Diagrama de Moliere para R134a con V.E.T.

T.C.

h-R12	P-R12	T°C
216.466	1.046	58.2
75.774	1.0391	40.4
75.774	0.3496	-0.5
195.698	0.3289	13.1
216.466	1.046	58.2

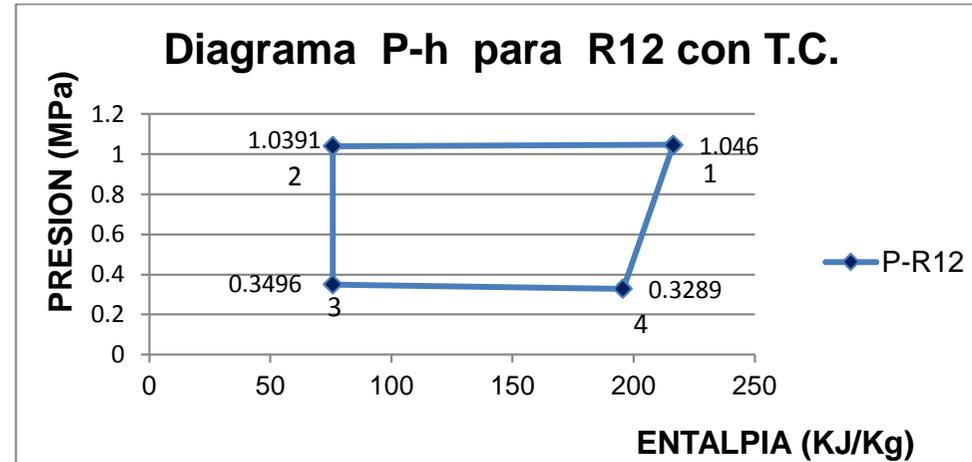


Fig. 5.2a.- Diagrama de Moliere para R-12 con T.C.

T.C.

h-R134a	P-R134a	T°C
288.9	0.9081	54.1
100.7	0.9012	34.9
100.7	0.2117	-0.86
276.3	0.1979	27
288.9	0.9081	54.1

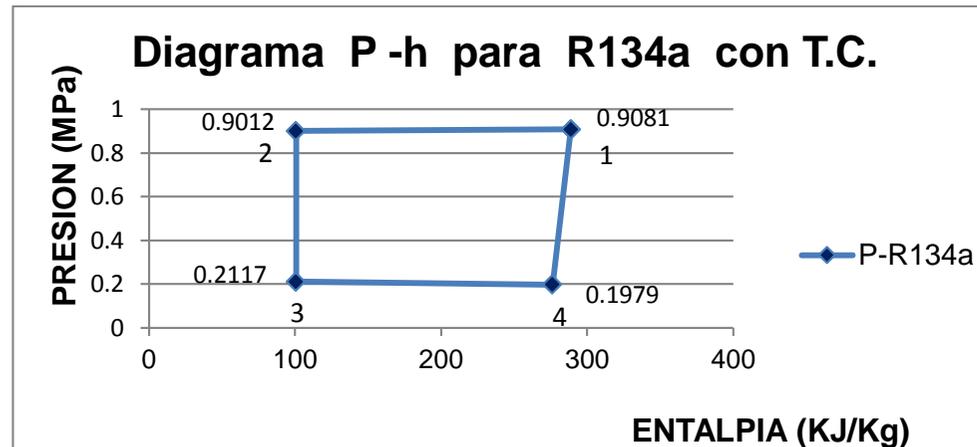


Fig. 5.2b.- Diagrama de Moliere para R-12 con T.C.

Tabla 5.2 Entalpía, Presión y Temperatura para T.C.

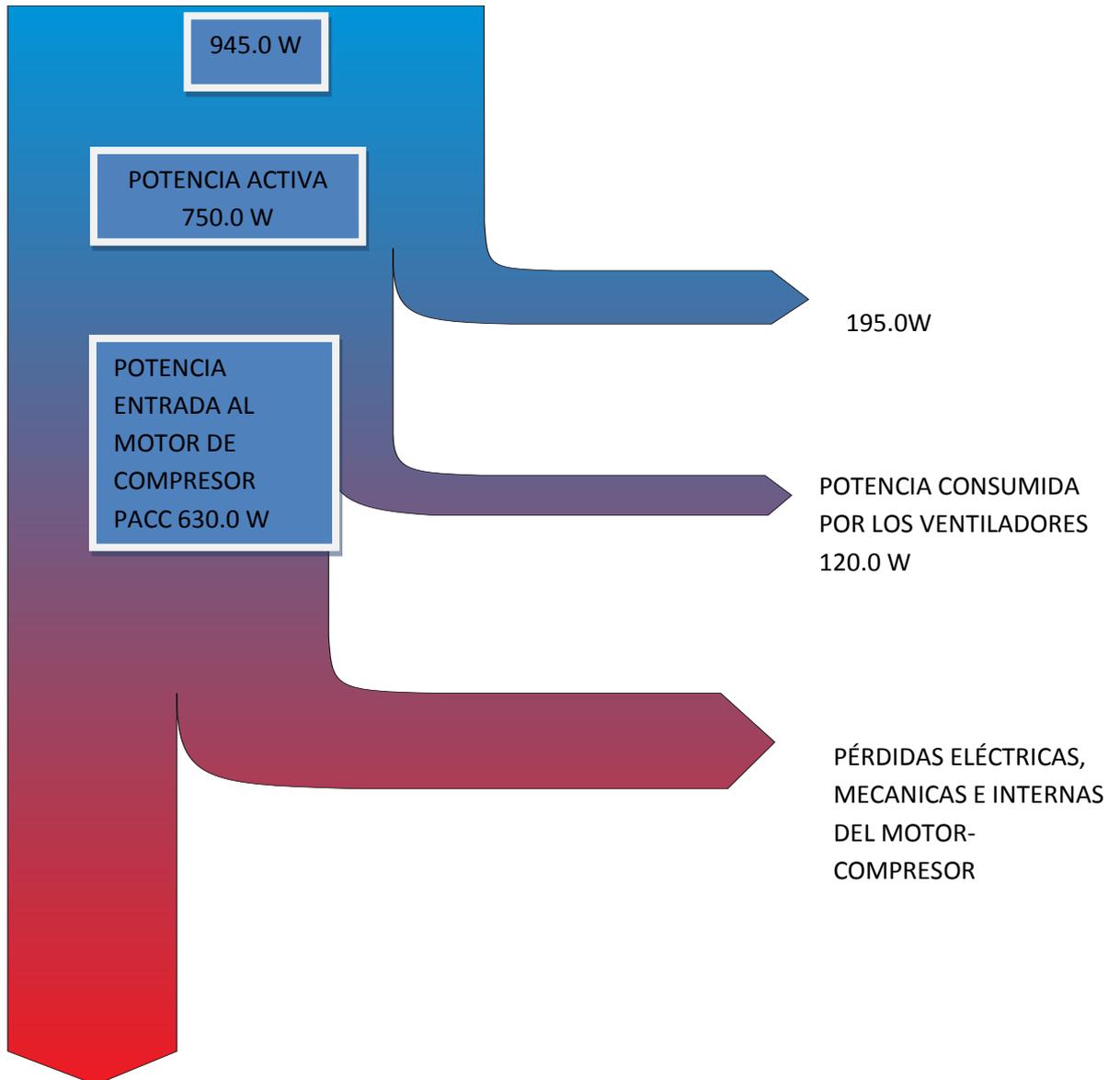
5.1.3 ANÁLISIS COMPARATIVO DEL CONSUMO DE POTENCIA CON AMBOS REFRIGERANTES, UTILIZANDO EL DIAGRAMA DE FLUJO DE SANKEY.

Es muy conveniente visualizar gráficamente la distribución del consumo de potencia en el sistema, de tal manera que se ha confeccionado a escala los diagramas de flujo de potencia para la mejor condición de funcionamiento, esto se ilustra en las figuras 5.3a, 5.3b, 5.4a y 5.4b.

Diagramas de flujo Sankey

POTENCIA APARENTE DE ENTRADA

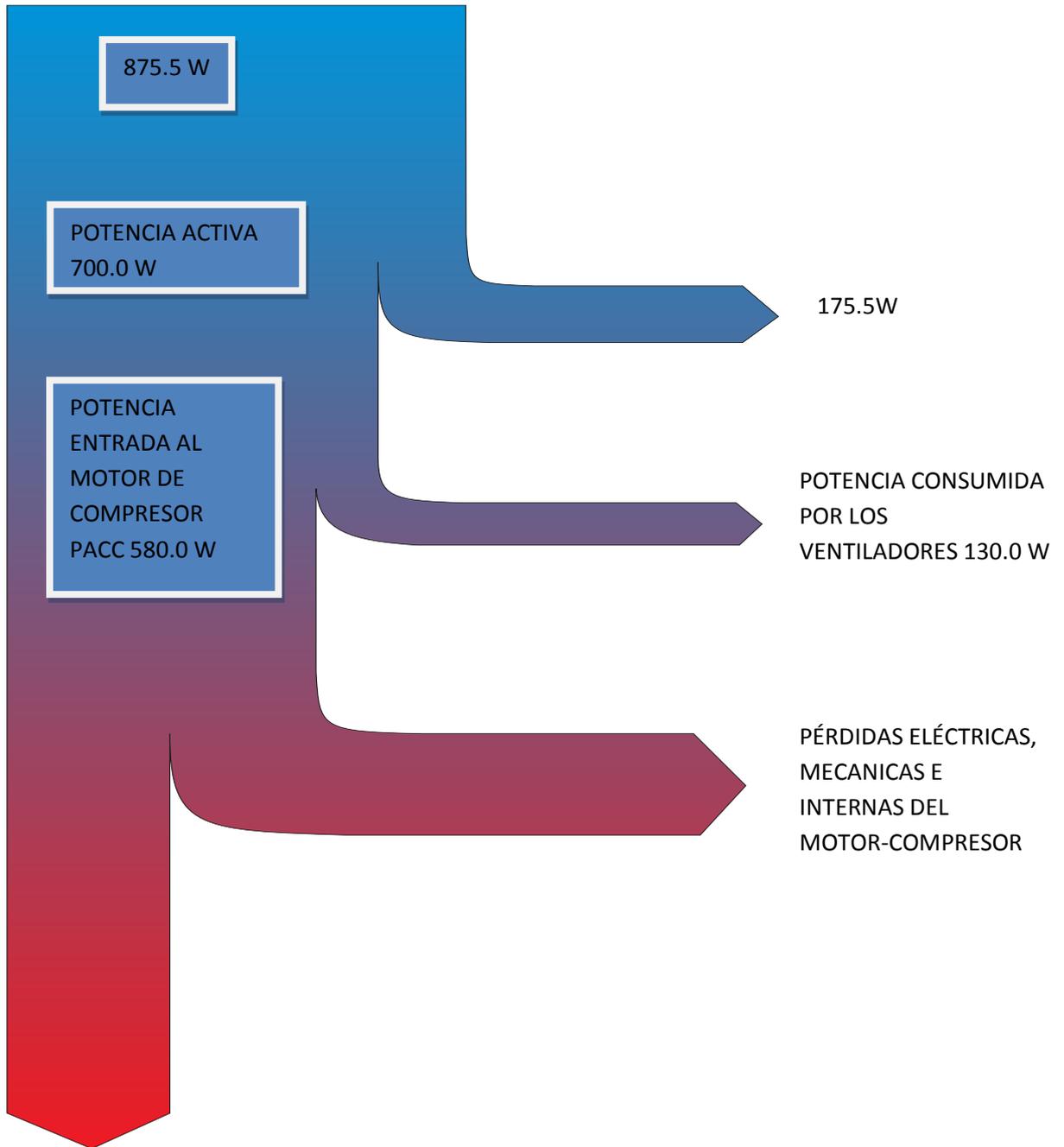
PA



POTENCIA TÉRMICA REAL DEL
COMPRESOR PTRC
297.89.0W

Fig. 5.3a.-FLUJO DE POTENCIA DEL SISTEMA EN OPERACIÓN COMO REFRIGERADORA PARA R-12 CON V.E.T.

**POTENCIA APARENTE DE ENTRADA
PA**

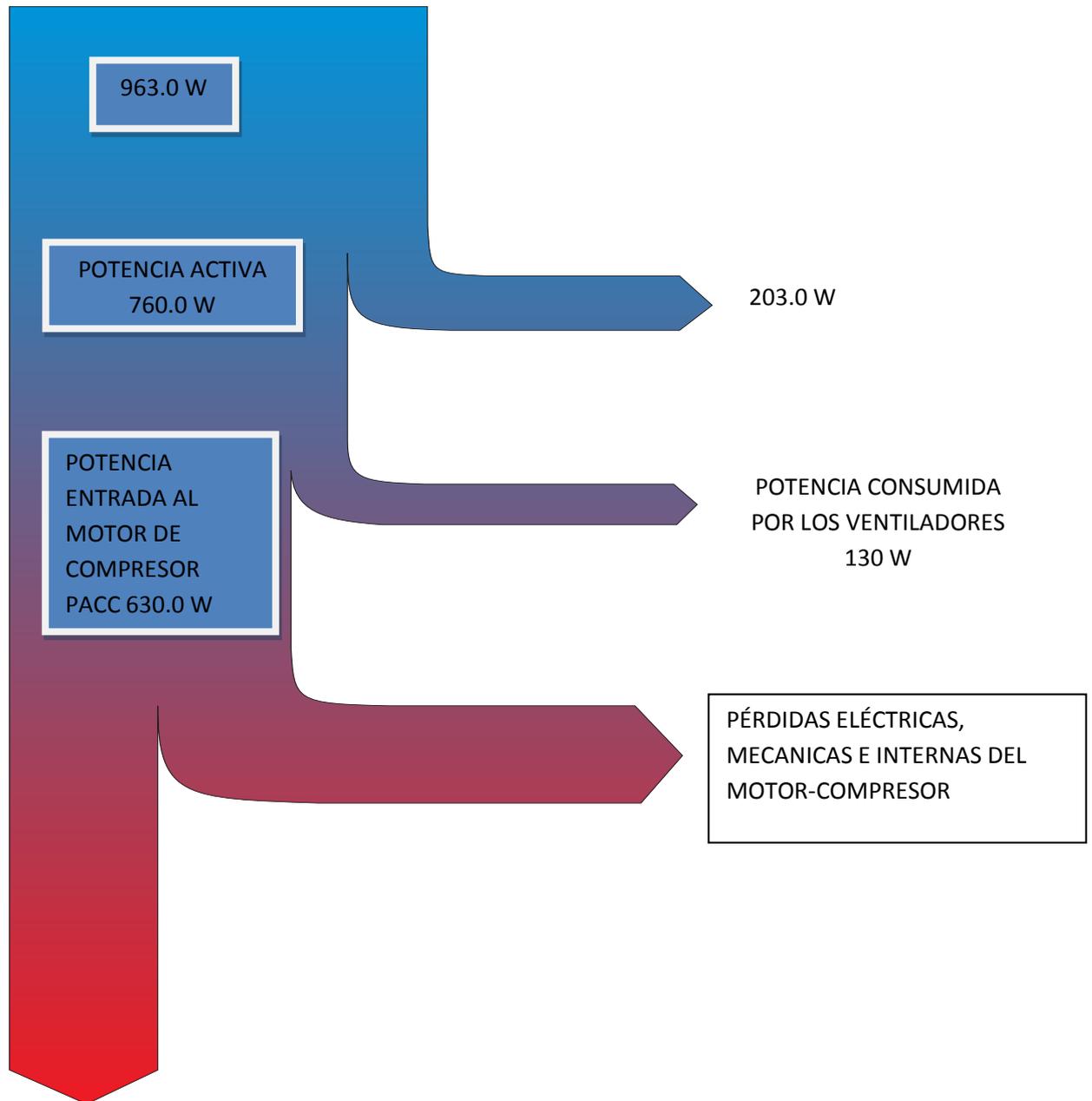


POTENCIA TÉRMICA
REAL DEL COMPRESOR
PTRC 242.46 W

**Fig. 5.3b.-FLUJO DE POTENCIA DEL SISTEMA EN OPERACIÓN COMO
REFRIGERADORA PARA R-12 CON T.C.**

POTENCIA APARENTE DE ENTRADA

PA



POTENCIA TÉRMICA
REAL DEL COMPRESOR
PTRC 261.80 W

**Fig. 5.4a.-FLUJO DE POTENCIA DEL SISTEMA EN OPERACIÓN COMO
REFRIGERADORA PARA R-134a CON V.E.T.**

POTENCIA APARENTE DE ENTRADA

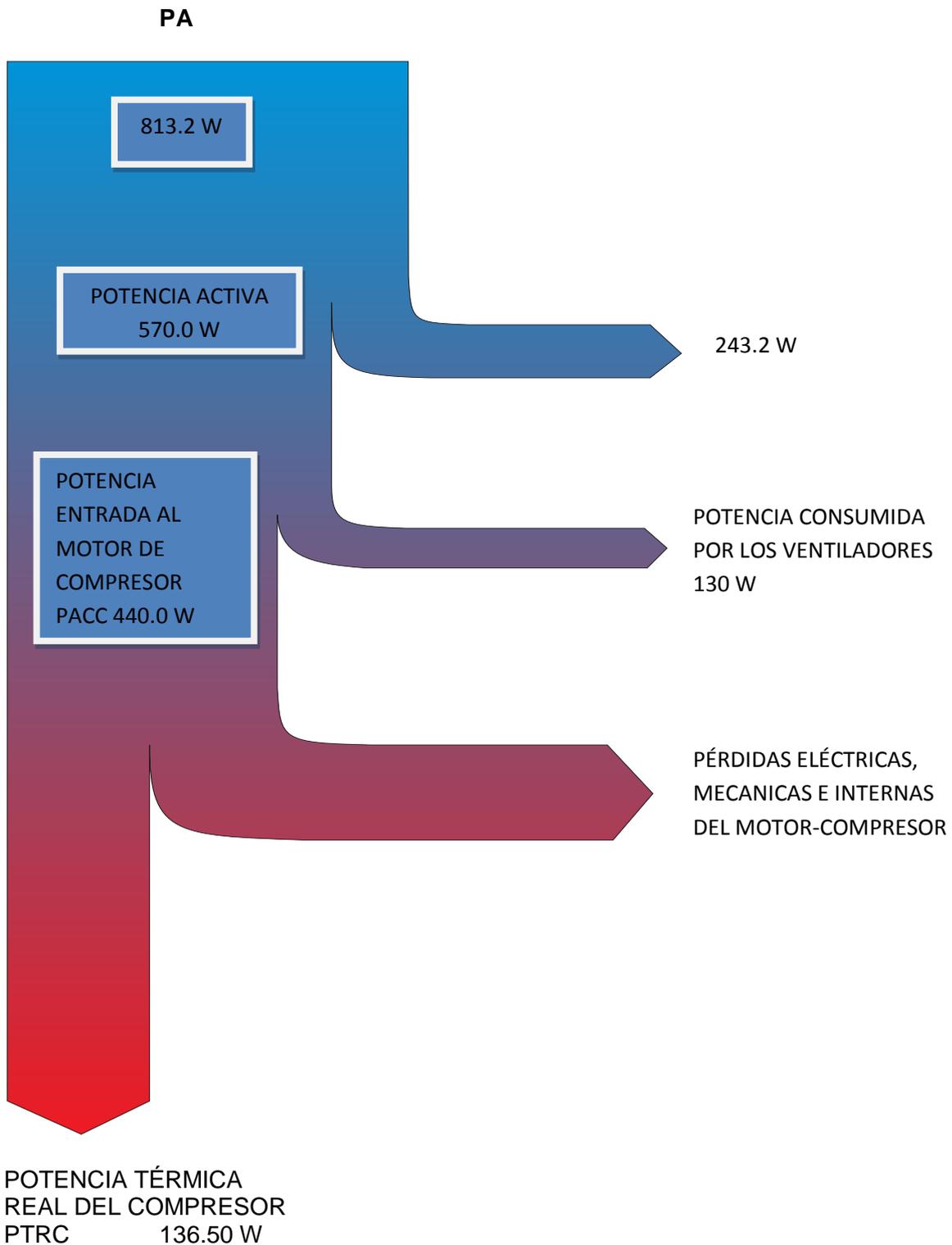


Fig. 5.4b.-FLUJO DE POTENCIA DEL SISTEMA EN OPERACIÓN COMO REFRIGERADORA PARA R-134a CON T.C.

5.2 ANÁLISIS ECONÓMICO

5.2.1 COSTOS DE CONVERSIÓN, CON SUSTITUCIÓN DEL COMPRESOR.

Compresor Hermético. ½ HP 220V R-134a	\$ 180.00
Filtro secador de 1/4 Pulg.	\$ 15.00
Aceite P/R134a Polyolester (POE)	\$ 15.00
Refrigerante R-134a	\$ 30.00
Apoyo Técnico y materiales	\$ 150.00

COSTO TOTAL: \$ 390.00

5.2.2 COSTOS DE ADQUISICIÓN DE UNA NUEVA REFRIGERADORA.-

El costo de una refrigeradora semi-industrial

Ecológica es de: **\$ 1 500**

5.2.3 COSTOS DE LA PROPUESTA

Filtro secador de 1/4 Pulg.	\$ 15.00
Aceite P/R134a Polyolester (POE)	\$ 15.00
Refrigerante R-134a	\$ 30.00
Apoyo Técnico y materiales	\$ 40.00

COSTO TOTAL: \$ 100.00

5.3 CONTRASTACIÓN DE LAS HIPÓTESIS.

5.3.1 CONTRASTACION DE LA HIPOTESIS GENERAL

De los resultados obtenidos de los cálculos y que muestran en forma precisa los gráficos adjuntos en el presente trabajo de investigación podemos concluir que la Hipótesis general se cumple desde todo punto de vista, luego:

“El comportamiento energético de la conversión de un sistema que opera con refrigerante R-12 sustituido por un refrigerante ecológico (R-134a), garantizará una mejor performance de operación termodinámica, energética y reducirá notablemente el nivel de contaminación y así como el deterioro de la capa de ozono”.

5.3.2. CONTRASTACION DE LA HIPÓTESIS ESPECÍFICA “1”

En el subnumeral 1.5.2 planteamos la Hipótesis Específica “1”, mediante el siguiente enunciado:

“La sustitución apropiada solamente del refrigerante contaminante R-12, por el refrigerante ecológico R-134a, en una refrigeradora convencional, mejora sus condiciones termodinámicas del proceso, la reducción de los costos de operación por sustitución y de forma colateral la disminución de la contaminación ambiental”.

De acuerdo a los resultados de los análisis la operación del sistema de refrigeración funcionando con el refrigerante R-134a nos muestra resultados muy beneficiosos

en relación con las características energéticas, una reducción del consumo de potencias del compresor y el comportamiento térmico muy similar en ambos refrigerantes.

Por otro lado según muestra la evaluación económica de la conversión, ésta se consigue con un mínimo costo y que estará al alcance de una gran cantidad de usuarios.

Así también, según la Tabla 2.4 el refrigerante R-134a tiene un índice ODP y GWP de 0 y 0,28 respectivamente, frente al del R-12 que tiene 1,0 y 3,0 respectivamente. Entonces se concluye que la Hipótesis específica "1" se cumple en su totalidad.

CONCLUSIONES

1. Se demuestra que el comportamiento del sistema de refrigeración experimental, posee una mejor performance termodinámica cuando se utiliza el refrigerante ecológico R-134a, respecto a los resultados de su operación con el R-12.
2. El rendimiento del proceso de compresión y la estabilidad de flujo en el proceso de expansión; presentan las mejores condiciones de trabajo para cualquier nivel de carga del evaporador y condensador cuando el sistema opera con R-134a frente a la operación con R-12.
3. Desde el punto de vista de ahorro energético, adicionalmente al alcance de la Hipótesis, se demuestra que la potencia activa de consumo del sistema de refrigeración operando con R-134a, es menor que la potencia activa consumida por el sistema operando con R-12; todo ello a lo largo de todas las condiciones de carga en el evaporador y condensador.

4. A las ventajas energéticas, demostradas experimentalmente en el funcionamiento de la refrigeradora operando con R-134a frente al R-12; se suman las ventajas económicas que representa cuando solamente se hace la sustitución del refrigerante. Los costos que representa la conversión propuesta en la tesis; esto es, acondicionamiento del sistema, carga del refrigerante R-134a y dosificación óptima del aceite, ascienden a 100US\$, lo cual representa solamente el 10% del costo por reemplazo a una refrigeradora ecológica nueva y un 25% de lo que representa el cambio del compresor diseñado para operación con refrigerante ecológico.

PROBLEMA ABIERTO

Posterior a los resultados alcanzados en la presente tesis; para la continuidad de investigación aplicada en esta línea a nivel de refrigeradoras domésticas; sería conveniente evaluar experimentalmente, el uso de otros refrigerantes ecológicos, como los R-401A, R-409A, R-413A y R-404A.

BIBLIOGRAFÍA

- 1- ALARCON CREUS, JOSE (2000). *“Tratado Práctico de la Refrigeración Automática”* (Libro) Editorial Alfaomega. Ed. 12ª ed. México D.F.
- 2.- ALVAREZ OJEDA, E. (1978) *“Tratado General de Refrigeración”*, (Libro) Edit. Centro Regional de Ayuda Técnica., Ciudad: México D.F.
- 3.- ASHRAE HANDBOOK, (1999) *“Heating, Ventilating and air Aconditioning Applications”*, (Manual) SI Edition, American Society of heating refrigerating and air – conditioning engineers, Inc.
- 4.- D. GOSWAMI, PE(August 1993). *“Selecting a Refrigerant: Comparison Made Easier”*.
- 4 - F. ESCANES, C.D. PEREZ-SEGARRA (February 1994). *“Thermal and Fluid –Dynamic Behaviour of Double-Pipe Condensers and Evaporators a Numerical Etudy”*, Barcelona.

- 6.- F. ESCANES, A. OLIVA, C.D. PEREZ-SEGARRA, F.X. FLORES. (July 1994) -*“Numerical Simulation of a Single Stage Vapor Compression Refrigerating Unit”*. Universidad Politécnica de Catalunya.
- 7.- O. GARCIA-VALLADARES, C.D. PEREZ- SEGARRA, J. RIGOLA, A. OLIVA. (1998). *“International Compressor Engineering Conference at Purdue”*. University, Indiana, USA.
- 8.- O. GARCIA-VALLADARES, C.D. PEREZ- SEGARRA. (January 2004) *“Numerical simulation of double – pipe condensers and evaporators”*.
- 9.- J. RIGOLA, G. RAUSH, C.D. PEREZ- SEGARRA, A. OLIVA. (August 2005). *“Numerical simulation and experimental validation of vapour compression refrigeration systems. Special emphasis on CO2 trans-critical cycles”*.
- 10.- J. RIGOLA, C.D. PEREZ- SEGARRA; O. GARCIA- VALLADARES. (July 1998) *“International Refrigeration Conference at Purdue”*- 17 Nota Informativa del Instituto Internacional del Frío.
- 11.- J. RIGOLA, F. ESCANES, A. OLIVA, C.D. PEREZ-SEGARRA- -(July 1996).- *“Numerical study of a single stage vapor compression refrigerant unit using non-contaminant refrigerants”*.- Universidad Politécnica de Catalunya.

- 12.- JEAN LEBRU-UNIVERSITY OF LIEGE, (2001) *“Simulation of a HVAC system with the help of an Engineering Equation Solver”*, Rio de Janeiro, Brasil.
- 13.- ING. LUIS M. YAMADA TANAKA – OTO/PERU (OFICINA TECNICA DEL OZONO), *“Salvemos la capa de Ozono”*.
- 14.- P.C. KOELET, *“Precisiones sobre la utilización de los fluidos frigorígenos”*, (Vicepresidente de la Asociación Belga de Frío).
- 15 - STOECKER W. F., JONES J. W. (1978) *“Refrigeration and Air Conditioning”*. (Libro) McGraw-Hill, Inc. New York St. Louis San Francisco Auckland Bogotá Caracas. 131 Pg.
- 16.- WANG, S.K. AND LAVAN, Z. (1999). *“Air-Conditioning and Refrigeration, Mechanical Engineering Handbook”* (Manual) Ed. Frank Kreith
Boca Raton: CRC Press LLC.
- 17.- WHITMAN, WILLIAM C., (2006). *“Tecnología de la Refrigeración y aire Acondicionado I”*, (Libro) Ed. 1ª ed., 4ª reimpresión, Edit. International Thomson, Ciudad: Madrid.
- 18- YUNUS A. CENGEL. MICHAEL A. BOLES, (2000). *“Termodinámica”*
(Libro) Segunda Edición. McGRAW-Hill.