



INSTITUTO TECNOLÓGICO DE MINATITLÁN

TESIS

“SIMULACIÓN EN HYSYS DE LA UNIDAD DE
REFRIGERACIÓN SEMARNAT-ONUDI DEL
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE MINATITLÁN”

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:
MAESTRO EN INGENIERÍA ENERGÉTICA

PRESENTA:

Ing. Cornelio Alcoser de la Cruz

ASESOR:

Dr. ROBERTO RAMÍREZ MESA.



MINATITLÁN, VER.

ENERO 2012

SUBSECRETARÍA DE EDUCACIÓN SUPERIOR
DIRECCIÓN GENERAL DE EDUCACIÓN SUPERIOR TECNOLÓGICA
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE MINATITLÁN



SECRETARÍA DE
EDUCACIÓN PÚBLICA

SEP

Minatitlán, Ver., 23/ENERO/2011
DIV. DE EST. DE POSGRADO E INVEST.
OFICIO No. DEPI-TIT-022-2012

ASUNTO: AUTORIZACIÓN DE IMPRESIÓN DE TESIS

**ING. CORNELIO ALCOSER DE LA CRUZ
PRESENTE**

Después de haber satisfecho los requisitos establecidos en el procedimiento académico para obtener el Grado de Maestro en Ingeniería en los Institutos Tecnológicos, y de conformidad con el H. Comité Revisor, es grato autorizarle la impresión de su Tesis:

“SIMULACIÓN EN HYSYS DE LA UNIDAD DE REFRIGERACIÓN SEMARNAT-ONUDI DEL INSTITUTO TECNOLÓGICO DE MINATITLÁN”

ATENTAMENTE


ING. FLOR DE AZAHAR LÓPEZ ROBLES
JEFE DE LA DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO
E INVESTIGACIÓN



Boulevard Institutos Tecnológicos S/N, Col. Buena Vista Norte, C. P. 96848, Minatitlán, Veracruz
Teléfono (01 922) 22 243 45, 22 2 43 39, Fax 22 243 36, e-mail: dirección@itmina.edu.mx
<http://www.itmina.edu.mx>



ISO 9001:2008
BSQC 500
Fecha de Terminación: 2012.08.21
Proceso Educativo

ISO 14001:2004
BSQA 057
Fecha de Terminación: 2013.12.21
Actividades, productos y servicios que
Realizan el proceso de gestión
interna en el ITI

DEDICATORIA

DEDICATORIA

A mis padres:

RUBEN ALCOSER CANDELERO (q.p.d), quien, con el grado académico que otorga la vida misma, me enseñó que en base al esfuerzo, trabajo, dedicación, respeto mutuo y honradez el hombre puede y debe vivir dignamente en sociedad. Por tu amor y sabiduría: gracias

FACUNDA DE LA CRUZ PÉREZ, de quien he recibido ejemplo de valor, tenacidad y constancia. Por tu amor y dedicación: gracias.

A mi esposa e hijas:

YADITH SANCHEZ OLAN, mi amada esposa, por tu comprensión y amor demostrado todos estos años que llevamos juntos y en especial por las ausencias en casa que la maestría me demandó.

IVA VEROUSHKA y DASHA VALESHKA, mis dos hermosísimas joyas con las que Dios me ha bendecido, a las que les pido perdón por el tiempo que no les dediqué durante mis estudios.

A mis hermanos:

A mis hermanas MARIA DEL CARMEN, ONDINA y ELIADA, porque cada una de ellas han aportado a mi formación profesional y personal en gran medida, por sus consejos tan acertados en los momentos de mayor incertidumbre. A FLORENTINO y ELBA DORIS, por su comprensión y cariño.

En especial a mi hermano NICOLAS (q.p.d) del cual estoy plenamente seguro que sería en estos momentos un hombre de familia y gran profesionalista. Gracias por tu luz tan brillante que compartiste con nosotros durante tu breve estancia.

AGRADECIMIENTO

AGRADECIMIENTO

A DIOS TODOPODEROSO, por darme la fortaleza física y mental para alcanzar una meta más en mi vida. Reconozco Señor todo lo que has hecho por mi persona y mi familia.

Al Instituto Tecnológico de Minatitlán, Veracruz por darme la oportunidad de cursar en sus aulas mis estudios de Maestría en Ingeniería Energética, y así convertirse en mí segunda Alma Mater.

A la plantilla de profesores del Área de Energética: Dr. Hernando Romero Paredes Rubio, M.C. Lázaro Valentín García Aguilar, M.I. Arturo Casados, M.C. René Yamamoto Arana, M.C. Andrés Álvarez Alvarado.

Al Dr. Roberto Ramírez Mesa, por su acertada dirección de la Maestría en Ingeniería Energética, así como también en la asesoría de mi tesis, por su dedicación, paciencia y esfuerzos que tuvo a bien dispensarme todas las veces que fueron necesarias hasta obtener el producto terminado.

A todas aquellas personas que han tenido que ver de forma directa o indirecta en mi formación profesional: profesores de primaria, secundaria, preparatoria y universidad, a todos ellos, gracias. A ti Dios Todopoderoso por permitirme tomar de cada uno de ellos lo bueno y desechar lo malo.

RESUMEN

RESUMEN

La presente TESIS está enfocada al desarrollo y simulación de prácticas de refrigeración en la UNIDAD DE REFRIGERACION SEMARNAT- ONUDI instalada en el Laboratorio de Energética del Instituto Tecnológico de Minatitlán, Veracruz.

El desarrollo de las prácticas se realizó de manera experimental en el laboratorio de ingeniería energética durante los meses de mayo – agosto de 2011 y la simulación en HYSYS de ASPEN PLUS, en un periodo de seis meses comprendidos de agosto - diciembre de 2011.

Como resultado de este trabajo se propone poner en práctica la metodología propuesta en la misma para el análisis del comportamiento de las partes principales del sistema de refrigeración mencionado, además de llevarlo a consideración de los usuarios como docentes y alumnos del área de electromecánica para su mejora continua.

Para el desarrollo del modelo se utilizó el programa HYSYS de ASPEN Plus.

ABSTRACT

ABSTRACT

This thesis is focused on the development and simulation of refrigeration practices in the refrigeration unit installed SEMARNAT- UNUDI Energy Laboratory of the Technological Institute of Minatitlan, Veracruz.

The development of practices was performed experimentally in the laboratory energy engineering and simulation in HYSYS to Aspen Plus, a six-month period from August to December 2011.

As a result of this work we propose to implement the methodology proposed in the spoils for the analysis of the behavior of the main parts of the cooling system mentioned, in addition to take account of users as teachers and students of the electro mechanical area for improvement continuously.

To develop the program model was used ASPEN HYSYS Plus

ÍNDICE

INDICE

	PAG
INTRODUCCION.....	1
CAPITULO I. GENERALIDADES DEL INSTITUTO TECNOLOGICO DE MINATITLAN	
1.1 Principales características.....	5
1.2 Reseña histórica.....	6
1.3 Ubicación.....	8
1.4 Oferta Educativa.....	9
1.5 Misión, Visión y Política de Calidad.....	10
1.6 Organigrama.....	10
1.7 Laboratorio de Energética.....	11
CAPITULO II. TEORIA SOBRE REFRIGERANTES Y SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN	
2.1 Introducción.....	14
2.2 Definición de refrigerante.....	14
2.3 Propiedades.....	14
2.4 Economía.....	16
2.5 Relación Refrigerante – Aceite.....	17
2.6 Refrigerantes del Grupo 1.....	18
2.7 Refrigerantes del Grupo 2.....	18
2.8 Refrigerantes del Grupo 3.....	18
2.9 Amoniacó.....	18
2.10 Refrigerante 22.....	19
2.11 Refrigerante 123.....	20
2.12 Refrigerante 134 a.....	21
2.13 Refrigerante 407C/410A.....	21
2.14 Refrigerante 401A.....	22
2.15 Refrigerante 401B.....	22
2.16 Refrigerante 402 ^B	22
2.17 Refrigerante 402B.....	23

2.18 Hidrocarburos Directos.....	23
2.19 Agentes secantes de refrigerantes.....	23
2.20 Historia de la Refrigeración.....	23
2.21 El ciclo de refrigeración.....	32
2.22 La Refrigeración y el medio ambiente.....	55

CAPITULO III. METODOLOGIA Y SIMULACION EN HYSYS DE PRÁCTICAS DE LABORATORIO EN LA UNIDAD DE REFRIGERACION SEMARNAT – ONUDI

3.1 Práctica de laboratorio: Análisis termodinámico en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor (CRCP).....	64
3.1.1 Objetivos de la práctica.....	64
3.2 Introducción a la Práctica.....	64
3.3 Material y equipo utilizado.....	65
3.4 Metodología.....	67
3.5 Ecuaciones de cálculo.....	67
3.6 Conocimiento del ciclo.....	69
3.7 Descripción de la Unidad Simuladora de Sistemas de Refrigeración.....	70
3.8 Diseño de la práctica.....	73
3.9 Desarrollo de la práctica.....	73
3.10 Cálculo a velocidad máxima del ventilador.....	83
3.11 Cálculo a velocidad mínima del ventilador.....	90
3.12 Elaboración del reporte.....	97
3.13 Sugerencias didácticas.....	97
3.14 Análisis termodinámico del compresor reciprocante del Ciclo de Refrigeración por Compresión de vapor (CRCV).....	98
3.13.1 Objetivo de la práctica.....	98
3.15. Introducción.....	98
3.16 Material y Equipo.....	102
3.17. Metodología.....	103
3.18 Desarrollo de la Práctica.....	104

3.18.1 Mediciones del compresor para mínima velocidad.....	104
3.18.2 Mediciones del compresor para alta velocidad.....	104
3.19 Elaboración del reporte.....	105
3.20 Análisis de resultados.....	105
3.20.1 Resultados de la medición de presión a baja velocidad.....	105
3.20.2 Resultados de la medición de presión a alta velocidad.....	105
3.20.3 Resultados de la medición de temperatura a baja velocidad	106
3.20.4 Resultados de la medición de temperatura a alta velocidad...	106
3.20.5 Resultados obtenidos en la medición de corriente.....	107
3.21 Potencia del compresor para baja y alta velocidad del ventilador.....	107
3.22 Potencia del compresor por Primera Ley de la Termodinámica.....	108
3.23 Cálculo de las Entalpías en HYSYS a baja velocidad.....	108
3.24 Cálculo de las Entalpías en HYSYS a alta velocidad.....	111
3.25 Cálculo del coeficiente politrópico a baja velocidad.....	113
3.26 Cálculo del coeficiente politrópico a alta velocidad.....	114
3.27 Sugerencias Didácticas.....	114
3.28 Simulación integral de la Unidad de Refrigeración SEMARNAT- ONUDI en HYSYS.....	115
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	118
BIBLIOGRAFIA.....	121

INTRODUCCIÓN

INTRODUCCIÓN

La competitividad de la sociedad está ligada con el nivel de educación de su sociedad, la educación es el puntal para el avance de la sociedad, la educación en México necesita de medios, herramientas y estrategias actualizadas para enfrentar los retos que en la actualidad tiene, Los métodos de enseñanza en la actualidad, requieren de herramientas que provean a los docentes, de técnicas y material didáctico para un público cada vez mayor, los salones de clases albergan en promedio de 20 a 60 estudiantes, por lo cual los métodos de enseñanza deben de ser dirigidos a un público numeroso. El Instituto de Minatitlán está ubicado en una de las zonas industriales más importantes del país; siendo de gran influencia la industria petroquímica y de refinación.

Por el tipo de proceso de estas industrias todas cuentan, entre otros equipos con sistemas de refrigeración. La maestría en Ingeniería energética, cuenta entre sus tópicos de estudio, evaluar y analizar este tipo de equipos.

Este proyecto se realiza con el afán de satisfacer la necesidad de proveer una herramienta de enseñanza, que sea útil a los estudiantes de Ingeniería Electromecánica, y que impacte en los que quieran iniciarse en los estudios de refrigeración, pero que además podrá servir a toda la comunidad interesada en este tema. Se contempla que la aceptación por parte de la mayoría del estudiantado y docentes sea amplia, pero también se considera que algunas personas sean renuentes en el uso de la computadora. Este proyecto se enfrenta al uso y disponibilidad de una computadora, siendo una realidad que no podemos generalizar que toda la comunidad estudiantil cuentan con una computadora ya sea de escritorio o tipo LAPTOP.

Esto limita severamente el uso del simulador. Muchas veces, adquirir un libro es muy costoso y en otras muchas ocasiones encontrar información dirigida al conocimiento de los sistemas de refrigeración, no es tan accesible. Diversos autores de termodinámica, transferencia de calor, mantenimiento, bombas, intercambiadores de calor y otros mas, que lo tratan desde el punto de vista que les toca; por lo cual

este simulador se convierte en un proyecto ambicioso a los ojos de las personas interesadas en el estudio y análisis de sistemas de refrigeración; pues se convierte en un compendio de los conocimientos que aplican al análisis, cálculo, y principios de los sistemas de refrigeración. Si bien es cierto que el tema es amplio y que hoy en día se están escribiendo nuevas publicaciones y artículos acerca del comportamiento de sistemas de refrigeración, también es importante decir que el simulador dejara un legado de conocimiento dirigido a los estudiantes y una nueva perspectiva de hacer publicaciones en el Instituto Tecnológico de Minatitlán.

De ahí surge la idea de realizar un simulador en HYSYS, que sirva como instrumento para difundir la información de metodologías ya conocidas y utilizadas en otras universidades y que además en su carácter de simulado sirva para comprender y analizar los cálculos termo económicos y termo técnicos en sistemas de refrigeración. El simulador por lo cual tiene una justificación de impacto social en la comunidad estudiantil y los profesores de Ingeniería Electromecánica, pues pretende con esta herramienta impactar la forma de difusión de conocimiento midiendo el nivel de aceptación del simulador entre los estudiantes.

Los temas extenderán el área de conocimiento de los estudiantes que se inicien en estudios de sistemas de refrigeración a través del simulador. El simulador dará una opción de aprendizaje autodidacta a los estudiantes de Ingeniería Electromecánica de octavo semestre donde se imparte la materia de Refrigeración, y de acuerdo con la retícula actualizada de electromecánica, ellos ya han cursado las asignaturas de Termodinámica y Transferencia de Calor en el Instituto Tecnológico de Minatitlán. El simulador será una guía secuenciada, sistematizada y lineal para entender los conceptos utilizados en el Laboratorio de Refrigeración.

El Objetivo general de la tesis es desarrollar e implementar un SIMULADOR EN HYSYS de sistemas de refrigeración

Derivado de este objetivo general surgen los siguientes objetivos específicos que se realizaron en el desarrollo de la tesis:

- Realizar un análisis bibliográfico nacional e internacional de las metodologías para la realización de simuladores.
- Desarrollar el material de guía de Laboratorio la asignatura de sistemas de refrigeración de acuerdo a una consulta a expertos en el Instituto Tecnológico de Minatitlán.
- Probar el simulador entre los estudiantes del octavo semestre de ingeniería mecánica del Instituto Tecnológico de Minatitlán.

En el capítulo uno se hace una breve descripción del Instituto Tecnológico de Minatitlán donde se llevo a cabo este trabajo y que en la actualidad gracias al apoyo del personal de dicho instituto y del personal directivo.

El capítulo dos nos ayuda a recordar algunos de los principios de los sistemas de refrigeración y de los refrigerantes. En el capítulo tres se muestra el desarrollo de la metodología y la simulación de las prácticas realizadas así como las imágenes que presenta el programa realizado en HYSYS y los resultados.

El objetivo de la presente Tesis es Desarrollar una metodología aplicando el Simulador HYSYS de ASPEN PLUS permita evaluar el comportamiento energético del ciclo de refrigeración por compresión de vapor instalado en el Laboratorio de energética del Instituto Tecnológico de Minatitlán.

CAPÍTULO I

GENERALIDADES DEL INSTITUTO

TECNOLOGICO DE MINATITLAN.

CAPÍTULO I. GENERALIDADES DEL INSTITUTO TECNOLÓGICO DE MINATITLÁN.

1.1 PRINCIPALES CARACTERÍSTICAS.

El Instituto inició sus actividades el 2 de Septiembre de 1972 con una población escolar de 275 alumnos distribuidos en 4 carreras de nivel técnico: Técnico en sistemas electromecánicos, Técnico instrumentista, Técnico industrial químico y Técnico en administración de personal, que se constituyen en la primera generación de esta casa de estudios.

En la etapa inicial se contó con los servicios de 26 trabajadores administrativos, entre manuales, secretarías y jefes de departamento, 23 profesores y 9 auxiliares de la educación.

La estructura física en un principio estaba constituida de la siguiente manera:

- 1 Oficinas administrativas.
- 2 6 aulas.
- 3 Un taller y un aula de dibujo.
- 4 Subestación eléctrica y Sistema hidroneumático.
- 5 Sanitarios mixtos para estudiantes y sanitarios para maestros.
- 6 Laboratorios de Física y Química.
- 7 Oficinas de afiliación.

Cuando en 1971 se iniciaron las construcciones, en ese entonces, estaban en proceso de construcción otros edificios como parte de un programa para consolidar al Instituto, así, a las 7 edificaciones iniciadas en el año mencionado se fueron sumando paulatinamente las edificaciones que conforman la actual estructura física compuesta por 27 edificios que contienen: 49 aulas, 12 laboratorios, 2 talleres, 5 anexos, 5 instalaciones deportivas y barda perimetral.

Las carreras de nivel superior que ofreció el Instituto en 1975 fueron: Ingeniería Electromecánica con opción en Producción, Ingeniería Industrial Química, Ingeniería Electrónica en Instrumentación y la Licenciatura en Administración de Empresas.

Con la creación y oferta de Nivel Superior, se inició la desconcentración de las carreras de Nivel Técnico.

Las carreras de nivel profesional, fueron depurándose de acuerdo a los planes de desarrollo educativo, y a las profundas reformas en ese aspecto realizadas por la Subsecretaría de Educación Superior e Investigación Científica a través de la Dirección General de Institutos Tecnológicos, con el fin de adecuar los planes reticulares con las expectativas del crecimiento y del desarrollo industrial, hacia donde van encaminados los egresados de los institutos Tecnológicos para impulsar el crecimiento del país en materia tecnológica.

Actualmente el Instituto ofrece 7 carreras de nivel profesional, 2 especializaciones y 3 maestrías. Los planes y programas de estudios, líneas de investigación, el desarrollo tecnológico y las acciones de extensión y de vinculación con la sociedad están en constante revisión, para que su pertinencia y calidad respondan a las demandas sociales y a los requerimientos de un desarrollo sustentable.

Estos fines se cumplen mediante un modelo que articula los programas académicos, la docencia, la investigación y desarrollo tecnológico, la extensión y la difusión de la cultura como un todo vinculado a las necesidades, requerimientos y valores de la comunidad y del entorno social y productivo.

De ahí que sea objetivo esencial desarrollar en los alumnos una sólida formación integral, científica, tecnológica, metodológica y humanista, fundada en los valores nacionales y universales. Para que el conocimiento teórico adquirido y el espíritu emprendedor inculcado los lleven a rebasar las aulas, y a incorporarse al proyecto de nación que impulsa el pueblo de México. Todo ello nos ha consolidado como un sistema de educación superior público con verdadera presencia nacional.

1.2 RESEÑA HISTÓRICA.

Existe una reseña histórica que se encuentra en el sitio Web del Instituto Tecnológico de Minatitlán y comenta lo siguiente: El constante empeño del gobierno federal durante la década de los setentas para incrementar la preparación de la juventud del país, y el afán de descentralizar la enseñanza

especializada, ha dado como resultado la proliferación de escuelas de educación superior. El Instituto Tecnológico de Minatitlán, fue producto de minucioso y exhaustivo estudio socioeconómico en el sureste del país que determinó la necesidad de construirlo en la región comprendida entre Minatitlán, Coahuila de Zaragoza, Villahermosa y Acayucan, poblaciones en ese entonces carentes de instituciones de estudios superiores en la rama de la tecnología.

El C. Lic. Luís Echeverría Álvarez, candidato a la presidencia de la República, al realizar campaña presidencial en el año de 1970 y encontrándose en una junta de trabajo en el Teatro Auditorio de la Sección No. 10 del S.T.P.R.M., al escuchar una petición del Dr. Esteban Hernández, director en ese entonces de la Escuela Secundaria Técnica Agropecuaria, amenazada con desaparecer, provocó en él una gran inquietud a lo que respondió: "Antes de que concluyera de hablar el Dr. Esteban Hernández, antes de que acabara de exponernos el problema que trató, mandé a hablar a la Ciudad de México con funcionarios amigos, a efectos de rogarles me dieran información sobre el asunto. No quiero en estos momentos lanzar una opinión y menos un compromiso, pero aprovecho la oportunidad para rogar a los distinguidos elementos técnicos aquí presentes, que me ayuden a formular, dentro del Instituto de Estudios Económicos, Políticos y Sociales de nuestro partido, un proyecto tecnológico en esta región, que no solo prepare jóvenes con aptitudes para ser empleados, sino también a obreros calificados para servir en este emporio industrial que además, tenga una sección importante dedicada a los estudios ganaderos y de los campesinos de todo el sureste de México".

Más tarde el entonces candidato volvió a expresar: "Yo quiero contraer ante ustedes el compromiso, siempre que me aporten sus conocimientos, sus luces y su voluntad. . . pero vamos a poner desde luego manos a la obra."

La exhortación tuvo respuesta inmediata, los señores industriales, representaciones sindicales, el entonces gobernador del estado C. Lic. Rafael Murillo Vidal, el ex-gobernador C. Lic. Marco Antonio Muñoz y algunos particulares más, aportaron cantidades de dinero que permitieron la creación del Tecnológico. Fue nombrado un patronato pro-construcción que presidió el Ing. Antonio Dovalí

Jaime, para que administrara el dinero donado. A las 10:45 del día 18 de Marzo, el Lic. Luís Echeverría Álvarez, presidente de la República, se hizo presente en los terrenos del Km.277 de la Carretera Transístmica, allí se colocaría la primera piedra de lo que sería el Instituto Tecnológico Regional. En este acto el presidente de la República mencionó: "Aquí mismo, siendo el candidato presidencial contraí el compromiso de poner la primera piedra de una gran institución técnica, destinada a la juventud del sur de Veracruz, a la juventud de toda la nación, de aquí podrá prepararse con la eficiencia técnica que la patria necesita. En asamblea pasada, un distinguido conjunto de empresarios mexicanos, la institución Petróleos Mexicanos y el Gobierno de Veracruz, contraíeron el compromiso de contribuir a este Instituto Tecnológico, cuya primera piedra colocaré en algunos minutos, pero sepa la juventud del sur, que esta piedra constituye para mí, una promesa de que el Instituto habrá de construirse pronto y eficazmente y aunque los problemas inherentes de la construcción no nos permitieran inaugurarlo dentro de pocos meses, el próximo 18 de Marzo vendré, aunque sea solo unos instantes a descubrir la placa que inicie las actividades de este instituto. Dedicamos este Instituto, sobre todo, a los hijos de los trabajadores y los campesinos para que se preparen aquí con convicción revolucionaria, pensando que la patria no solo se edifica con buenos deseos, sino con los esfuerzos perseverantes de individuos preparados. "QUE SEA POR VERACRUZ Y POR MEXICO." De esta manera nace el Instituto Tecnológico Regional "Benito Juárez" de Minatitlán, Ver., abriendo sus puertas a la juventud estudiosa de la región el 17 de Septiembre de 1972.

1.3 UBICACIÓN.

El instituto Tecnológico de Minatitlán está ubicado en la CD. De Cosoleacaque, Municipio del estado de Veracruz, México. Es parte integrante de un total de 96 Institutos Tecnológicos que se encuentran distribuidos por los 32 estados del país.



Figura1.1 Ubicación del Instituto Tecnológico de Minatitlán, en México.

1.4 OFERTA EDUCATIVA.

En la actualidad, el Instituto ofrece 7 opciones a nivel licenciatura, 3 especialidades y 3 postgrados. Licenciaturas: Ingeniería Química, Ingeniería Industrial, Ingeniería Ambiental, Ingeniería Electrónica, Ingeniería Electromecánica, Ingeniería en Sistemas Computacionales, Licenciatura en Administración, Postgrados: Maestría en Ingeniería Ambiental, Maestría en Ingeniería Electrónica, Maestría en Ingeniería Energética. Con esta oferta educativa, el instituto satisface la demanda de educación superior tecnológica en la región del sur de Veracruz, ya que sus estudiantes provienen de los municipios de Acayucan, Aguadulce, Coatzacoalcos, Cosoleacaque, Chinameca, Hueyapan de Ocampo, Hidalgotitlán, Isla, Ixhuatlán del Sureste, Jáltipan de Morelos, Jesús Carranza, Juan Díaz Cobarrubias, Las Choapas, Mecayapan, Minatitlán, Moloacán, Nanchital, Oluta, Oteapan, Juan Rodríguez Clara, Sayula de Alemán, San Juan Evangelista, Soconusco, Sotepan, Texistepec, Zaragoza y algunas otras poblaciones de los estados de Oaxaca y Tabasco. Además de que, encontrándose en el corredor industrial más grande de América Latina, sus

egresados se integran rápidamente al sector laboral, constituyendo así al desarrollo tecnológico, económico y social del entorno.

1.5 MISIÓN, VISIÓN Y POLÍTICA DE CALIDAD.

La filosofía del instituto tecnológico de Minatitlán se basa en la misión y la visión. La visión está disponible en el sitio Web del instituto y es: ***"Ofrecer servicios educativos con calidad para formar profesionales que contribuyan al desarrollo integral de la sociedad"***.

La visión de los Institutos Tecnológicos del país al igual que el del Tecnológico de Minatitlán es ***"Ser una institución de educación superior tecnológica de calidad, que promueva el desarrollo sustentable, sostenido y equitativo en el ámbito de la globalización."***

La política de calidad del Instituto Tecnológico de Minatitlán es ***"La organización establece el compromiso de implementar todos sus procesos orientados hacia la satisfacción de sus alumnos sustentados en la calidad del proceso educativo, para cumplir con sus requerimientos mediante la eficiencia de su sistema de gestión de la calidad y de mejora continua, conforme a la norma ISO-9001:2000/NMX-CC-9006-IMNC-2000."***

Cabe mencionar que el Instituto está actualmente en proceso de certificación de sus carreras, y ya cuenta con las Carreras de Ingeniería Química, Ingeniería Electrónica e Ingeniería Electromecánica certificadas.

1.6 ORGANIGRAMA.

El organigrama del Instituto tecnológico de Minatitlán cuenta con una estructura del sistema administrativo dividido en tres subdirecciones, que se divide en la subdirección de servicios administrativos, la subdirección académica y la subdirección de planeación y vinculación. En la subdirección de servicios administrativos está establecido el Departamento de Metal –Mecánica, el cual es el encargado de coordinar la carrera de Ingeniería Electromecánica.

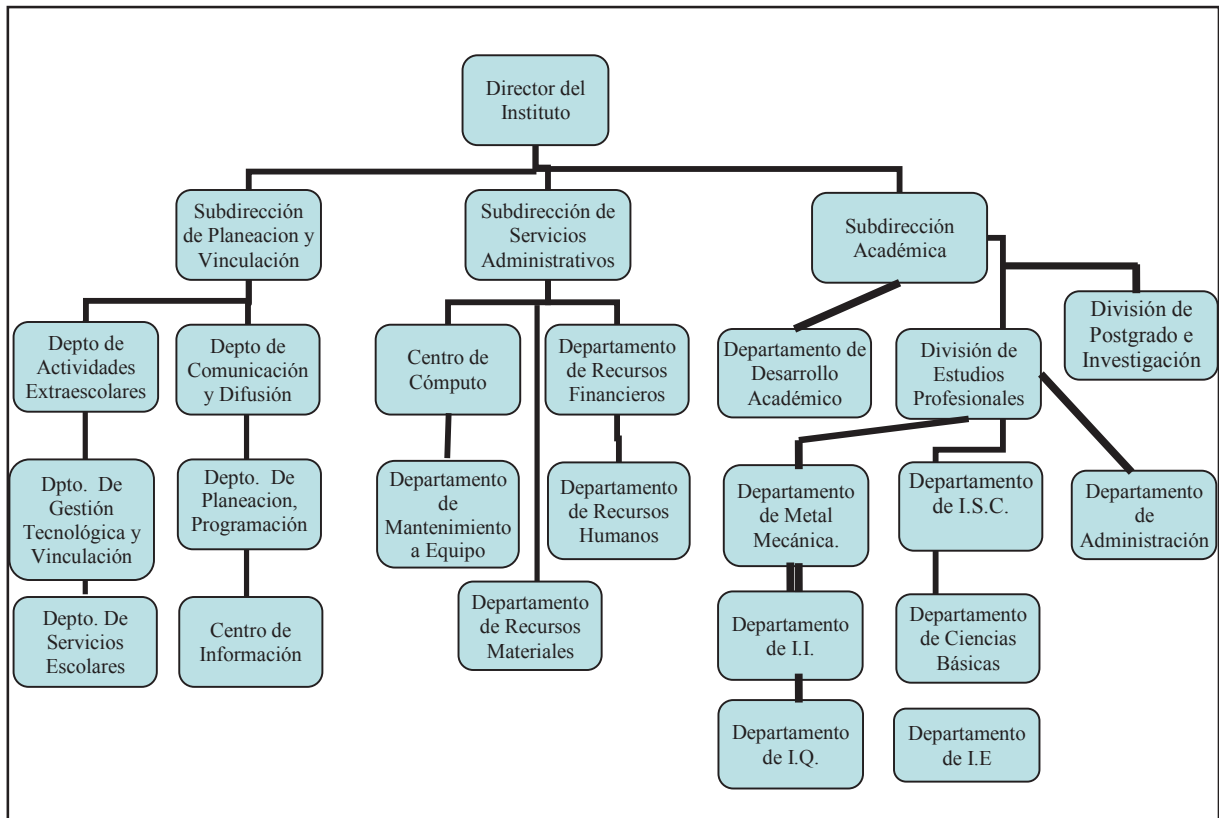


Figura 1.2 Organigrama del Instituto Tecnológico de Minatitlán.

1.7 LABORATORIO DE ENERGÉTICA.

El objetivo del laboratorio de ingeniería energética es desarrollar un centro de estudios y realizar investigaciones energéticas, para crear habilidades en la investigación científica y en el desarrollo tecnológico de los fenómenos, procesos y equipamiento relacionados con la producción, transporte y consumo de la energía térmica y eléctrica. En dicho laboratorio se encuentra ubicado el Simulador de Refrigeración en el cual se realizaron los trabajos del presente Proyecto.



Figura 1.3 Laboratorio de Energética.



Figura 1.4 Unidad Simuladora de Sistema de Refrigeración SEMARNAT – ONUDI.

CAPITULO II
TEORIA SOBRE REFRIGERANTES Y
SISTEMAS DE REFRIGERACION.

CAPÍTULO II. TEORIA SOBRE REFRIGERANTES Y SISTEMAS DE REFRIGERACION.

2.1 INTRODUCCIÓN

En el siguiente trabajo se hablara de los refrigerantes que son los fluidos utilizados en la transmisión de calor que, en un sistema frigorífico, absorbe calor a bajas temperaturas y presión, cediéndolo a temperatura y presión mas elevadas. Este proceso tiene lugar, generalmente, con cambios de estado del fluido.

También veremos la clasificación, sus propiedades, su economía y se describirá cada uno de los grupos en los que se clasifica.

2.2 DEFINICIÓN DE REFRIGERANTE

Es cualquier cuerpo o sustancia que actúa como agente de enfriamiento absorbiendo calor de otro cuerpo o sustancia.

Con respecto al ciclo *compresión-vapor*, el refrigerante es el fluido de trabajo del ciclo el cuál alternativamente se vaporiza y se condensa absorbiendo y cediendo calor, respectivamente.

Para que un refrigerante sea apropiado y se le pueda usar en el ciclo antes mencionado, debe poseer ciertas propiedades físicas, químicas y termodinámicas que lo hagan seguro durante su uso.

No existe un refrigerante "ideal" ni que pueda ser universalmente adaptable a todas las aplicaciones. Entonces, un refrigerante se aproximará al "ideal", solo en tanto que sus propiedades satisfagan las condiciones y necesidades de la aplicación para la que va a ser utilizado.

2.3 PROPIEDADES

Para tener uso apropiado como refrigerante, se busca que los fluidos cumplan con la mayoría de las siguientes características:

1. Baja temperatura de ebullición: Un punto de ebullición por debajo de la temperatura ambiente, a presión atmosférica. (Evaporador)
2. Fácilmente manejable en estado líquido: El punto de ebullición debe ser controlable con facilidad de modo que su capacidad de absorber calor sea controlable también.

3. Alto calor latente de vaporización: Cuanto mayor sea el calor latente de vaporización, mayor será el calor absorbido por kilogramo de refrigerante en circulación.
4. No inflamable, no explosivo, no tóxico.
5. Químicamente estable: A fin de tolerar años de repetidos cambios de estado.
6. No corrosivo: Para asegurar que en la construcción del sistema puedan usarse materiales comunes y la larga vida de todos los componentes.
7. Moderadas presiones de trabajo: las elevadas presiones de condensación (mayor a $(25-28 \text{ kg/cm}^2)$) requieren un equipo extra pesado. La operación en vacío (menor a 0 kg/cm^2) introduce la posibilidad de penetración de aire en el sistema.
8. Fácil detección y localización de pérdidas: Las pérdidas producen la disminución del refrigerante y la contaminación del sistema.
9. Inocuo para los aceites lubricantes: La acción del refrigerante en los aceites lubricantes no debe alterar la acción de lubricación.
10. Bajo punto de congelación: La temperatura de congelación tiene que estar muy por debajo de cualquier temperatura a la cuál pueda operar el evaporador.
11. Alta temperatura crítica: Un vapor que no se condense a temperatura mayor que su valor crítico, sin importar cuán elevada sea la presión. La mayoría de los refrigerantes poseen temperaturas críticas superiores a los 93°C .
12. Moderado volumen específico de vapor: Para reducir al mínimo el tamaño del compresor.
13. Bajo costo: A fin de mantener el precio del equipo dentro de lo razonable y asegurar el servicio adecuado cuando sea necesario.

Haremos hincapié en las más importantes para la selección del refrigerante adecuado para la aplicación de que se trate y el equipo disponible. Todos los refrigerantes se identifican mediante un número reglamentario.

2.4 ECONOMÍA

Las propiedades más importantes del refrigerante que influyen en su capacidad y eficiencia son:

1. El calor latente de Evaporación
2. La relación de compresión
3. El calor específico del refrigerante tanto en estado líquido como de vapor.

Excepto para sistemas muy pequeños, es deseable tener un valor alto de calor latente para que sea mínimo el peso del refrigerante circulando por unidad de capacidad. Cuando se tiene un valor alto del calor latente y un volumen específico bajo en la condición de vapor, se tendrá un gran aumento en la capacidad y eficiencia del compresor, lo que disminuye el consumo de potencia. Y permite el uso de un equipo pequeño y más compacto. En los sistemas pequeños, si el valor del calor latente del refrigerante es muy alto, la cantidad de refrigerante en circulación será insuficiente como para tener un control exacto del líquido.

Es mejor tener un calor específico bajo en el líquido y un valor alto en el vapor en tanto que ambos tiendan a aumentar el efecto refrigerante por unidad de peso, el primero se logra aumentando el efecto de subenfriamiento y el último disminuyendo el efecto de sobrecalentamiento. Cuando se cumplen estas condiciones en un fluido simple, se logrará mejorar la eficiencia del cambiador de calor líquido-succión.

Con relaciones de compresión bajas se tendrá un consumo menor de potencia y alta eficiencia volumétrica, siendo esto último más importante en sistemas pequeños ya que esto permitirá usar compresores pequeños.

Con un coeficiente de conductancia alto, pueden mejorarse las relaciones de transferencia de calor, sobre todo en caso de enfriamiento de líquidos y de esta forma se pueden reducir el tamaño y el costo del equipo de transferencia. La relación presión-temperatura del refrigerante debe ser tal que la presión en el evaporador siempre esté por arriba de la atmosférica. En el caso de tener una fuga en el lado de menor presión del sistema, si la presión es menor a la atmosférica, se introducirá una considerable cantidad de aire y humedad en el sistema, mientras que si la presión vaporizante es mayor a la atmosférica, se

minimiza la posibilidad de introducción de aire y humedad al sistema al tenerse una fuga.

La presión condensante debe ser razonablemente baja, ya que esto permite usar materiales de peso ligero en la construcción del equipo para condensación, reduciéndose así el tamaño y el costo.

2.5 RELACIONES REFRIGERANTE - ACEITE

Salvo unas pocas excepciones, el aceite necesario para la lubricación del compresor es el contenido del cárter del cigüeñal del compresor que es donde está sujeto al contacto con el refrigerante.

El dióxido de azufre y los halocarburos reaccionan en cierto grado con el aceite lubricante, generalmente la reacción es ligera bajo condiciones de operación normales.

Cuando hay contaminantes en el sistema tales como aire y humedad, en una cantidad apreciable, se desarrollan reacciones químicas involucrando a los contaminantes y tanto el refrigerante como el aceite lubricante pueden entrar en descomposición, formándose ácidos corrosivos y sedimentos en superficies de cobre y/o corrosión ligera en superficies metálicas pulidas. Las temperaturas altas en las descargas, por lo general aceleran estos procesos.

Por la naturaleza de temperatura alta en la descarga del refrigerante R-22, el daño en el aceite lubricante produce el que se queme el motor, constituye esto un problema serio en las unidades motor - compresor que utilizan este refrigerante, sobre todo cuando se les utiliza con condensadores enfriados por aire y con tuberías de succión grandes.

En los sistemas que usan refrigerantes halocarburos, es muy común que varias partes del compresor se encuentren cobrizadas. La causa exacta del cobrizado no ha sido determinada en forma definitiva, pero se tienen grandes evidencias que los factores que contribuyen a eso son la humedad y la pobre calidad del aceite lubricante.

Las placas de cobre no se emplean en los sistemas de amoníaco.

Las desventajas antes nombradas se podrán reducir al mínimo o eliminarse mediante el uso de aceites lubricantes de alta calidad que tengan puntos muy

bajos de “fluidez o congelación” y/o de “precipitación”, manteniendo al sistema relativamente libre de contaminaciones, tales como aire y humedad y diseñando al sistema de tal forma que las temperaturas en las descargas sean relativamente bajas.

2.6 REFRIGERANTES DEL GRUPO 1

Son los de toxicidad e inflamabilidad despreciables. De ellos, los refrigerantes 11, 113 y 114 se emplean en compresores centrífugos.

Los refrigerantes 12, 22, 500 y 502 se usan normalmente en compresores alternativos y en los centrífugos de elevada capacidad.

2.7 REFRIGERANTES DEL GRUPO 2

Son los tóxicos o inflamables, o ambas cosas.

El grupo incluye el Amoníaco, Cloruro de etilo, Cloruro de metilo y Dióxido de azufre, pero solo el Amoníaco (r-717) se utiliza aún en cierto grado.

2.8 REFRIGERANTES DEL GRUPO 3

Estos refrigerantes son muy inflamables y explosivos. A causa de su bajo costo se utilizan donde el peligro está siempre presente y su uso no agrega otro peligro, como por ejemplo, en las plantas petroquímicas y en las refinerías de petróleo. El grupo incluye el Butano, Propano, Isobutano, Etano, Etileno, Propileno y Metano.

Estos refrigerantes deben trabajar a presiones mayores que la atmosférica para evitar que aumente el peligro de explosión. Las presiones mayores que las atmosféricas impiden la penetración de aire por pérdidas porque es la mezcla aire-refrigerante la que resulta potencialmente peligrosa.

2.9 AMONÍACO

Aunque el amoníaco es tóxico, algo inflamable y explosivo bajo ciertas condiciones, sus excelentes propiedades térmicas lo hacen ser un refrigerante ideal para fábricas de hielo, para grandes almacenes de enfriamiento, etc., donde se cuenta con los servicios de personal experimentado y donde su naturaleza tóxica es de poca consecuencia.

El amoníaco es el refrigerante que tiene más alto efecto refrigerante por unidad de peso.

El punto de ebullición del amoníaco bajo la presión atmosférica estándar es de $-2,22^{\circ}\text{C}$, las presiones en el evaporador y el condensador en las condiciones de tonelada estándar es de -15°C y 30°C son $34,27 \text{ lb/plg}^2$ y $169,2 \text{ lb/plg}^2 \text{ abs.}$, respectivamente, pueden usarse materiales de peso ligero en la construcción del equipo refrigerante. La temperatura adiabática en la descarga es relativamente alta, siendo de $98,89^{\circ}\text{C}$ para las condiciones de tonelada estándar, por lo cual es adecuado tener enfriamiento en el agua tanto en el cabezal como en el cilindro del compresor.

En la presencia de la humedad el amoníaco se vuelve corrosivo para los materiales no ferrosos. El amoníaco no es miscible con el aceite y por lo mismo no se diluye con el aceite del carácter del cigüeñal del compresor. Deberá usarse un separador de aceite en el tubo de descarga de los sistemas de amoníaco. El amoníaco es fácil de conseguir y es el más barato de los refrigerantes.

Su estabilidad química, afinidad por el agua y no-miscibilidad con el aceite, hacen al amoníaco un refrigerante ideal para ser usado en sistemas muy grandes donde la toxicidad no es un factor importante.

2.10 REFRIGERANTE 22

Conocido con el nombre de Freón 22, se emplea en sistemas de aire acondicionado domésticos y en sistemas de refrigeración comerciales e industriales incluyendo: cámaras de conservación e instalaciones para el procesado de alimentos: refrigeración y aire acondicionado a bordo de diferentes transportes; bombas de calor para calentar aire y agua. Se puede utilizar en compresores de pistón, centrífugo y de tornillo.

El refrigerante 22 (CHClF) tiene un punto de ebullición a la presión atmosférica de $40,8^{\circ}\text{C}$.

Las temperaturas en el evaporador son tan bajas como 87°C . Resulta una gran ventaja el calor relativamente pequeño del desplazamiento del compresor.

La temperatura en la descarga con el refrigerante 22 es alta, por lo que la temperatura sobrecalentada en la succión debe conservarse en su valor mínimo, sobre todo cuando se usan unidades herméticas motor-compresor. En aplicaciones de temperatura baja, donde las relaciones de compresión son altas,

se recomienda tener en enfriamiento con agua al cabezal y a los cilindros del compresor para evitar sobrecalentamientos en el compresor. Los condensadores enfriados por aire empleados con el refrigerante 22, deben ser de tamaño generoso.

Aunque el refrigerante 22 es miscible con aceite en la sección de condensación a menudo suele separarse del aceite en el evaporador.

No se han tenido dificultades en el retorno de aceite después del evaporador cuando se tiene el diseño adecuado del serpentín del evaporador y de la tubería de succión. Siendo un fluorcarburo, el refrigerante 22 es un refrigerante seguro.

Se comercializa en cilindros retornables (CME) de 56,7 Kg, cilindros desechables de 22,68kg, cilindros desechables de 13,61 kg y cajas de 12 latas de 5,10 Kg. cada una.

2.11 REFRIGERANTE 123

Es un sustituto viable para el freón 11 como refrigerante. Las propiedades termodinámicas y físicas del refrigerante 123 en conjunto con sus características de no-inflamabilidad lo convierte en un reemplazo eficiente del Freón 11 en chillers centrífugos.

El refrigerante 123 fue diseñado para trabajar en equipos nuevos existentes. Cuando se considere un reacondicionamiento para refrigerante 123 de un equipo existente, debe considerarse el ciclo de vida útil del equipo, la diferencia de costo de operación y mantenimiento y el costo de reacondicionamiento.

Los equipos nuevos que han sido diseñados para trabajar con el refrigerante 123 tienen menor costo de operación comparada con los equipos existentes.

Debido a que tiene un olor tan leve que no se puede detectar por medio del olfato es necesaria una verificación frecuente de fugas y la instalación de detectores de fugas por áreas cerradas utilizadas por el personal. Se comercializa en tambores de 283,5kg, tambores de 90,72kg y tambores de 45,36kg. Su composición en peso es de 100% HFC-123.

2.12 REFRIGERANTE 134-A

El refrigerante marca Suva 134-A, ha sido introducido por DuPont, como reemplazo de los clorofluorocarbonos (CFC) en muchas aplicaciones. La producción de CFC es reemplazada por el Hidrofluorocarbono HFC-134-A

Este refrigerante no contiene cloro y puede ser usado en muchas aplicaciones que actualmente usan CFC-12. Sin embargo en algunas ocasiones se requieren cambios en el diseño del equipo para optimizar el desempeño del Suva 134-A en estas aplicaciones.

Las propiedades termodinámicas y físicas del Suva 134-A y su baja toxicidad lo convierten en un reemplazo seguro y muy eficiente del CFC-12 en muchos segmentos de la refrigeración industrial mas notablemente en el aire acondicionado automotriz, equipos domésticos, equipo estacionario pequeño, equipo de supermercado de media temperatura y chillers, industriales y comerciales. El Suva 134-A ha mostrado que es combustible a presiones tan bajas como 5,5 psig a 177°C cuando se mezclan con aire a concentraciones generalmente mayores al 60% en volumen de aire. A bajas temperaturas se requieren mayores presiones para la combustibilidad. No deben ser mezclados con el aire para pruebas de fuga. En general no se debe permitir que estén presentes con altas concentraciones de aire arriba de la presión atmosférica. Se comercializan en cilindros retornables (CME) de 56,7kg, cilindros desechables de 13,61kg, y cajas de 12 latas de 3,408kg cada una. Temperatura del evaporador - 7°C a 7°C. Su composición en peso es de 100% HFC-134-A.

2.13 REFRIGERANTE 407C/410 A

DuPont los comercializa con el nombre de Suva 9100 respectivamente.

Reemplazan el HCFC-22 en el aire acondicionado doméstico en aplicaciones en el calentamiento de bombas. El Suva 9000 sirve para equipos nuevos o en servicio, tiene un desempeño similar del HCFC-22 en el aire acondicionado. El Suva 9100 sirve solo para equipos nuevos y es un reemplazo del Freón 22 de mayor capacidad. Se comercializa en cilindros desechables de 6,8kg y en cajas de 12 latas de 3,408kg cada una. Su composición en peso es de 60% HCFC-22, 23% HFC-152^a y 27% HCFC-124.

2.14 REFRIGERANTE 401-A

Comercializado por DuPont con el nombre de Suva MP39. Algunas aplicaciones de este refrigerante son refrigeradores domésticos, congeladores, equipos de refrigeración para alimentos de media temperatura de humidificadores, máquinas de hielo y máquinas expendedoras de bebidas.

Tiene capacidades y eficiencia comparables a las del Freón 12, en sistemas que operan con una temperatura de evaporación de -23°C (-10°F) y superiores.

Se comercializan en cilindros retornables (CGT) de 771kg, cilindros retornables de 56,7kg, cilindros desechables de 6,8kg y cajas de 12 latas de 3,408kg cada una. Su composición en peso es de 60% HCFC-22, 13% HCF-152-A y 27% HCFC-124.

2.15 REFRIGERANTE 401-B

Comercializado por DuPont con el nombre de Suva MP66, provee capacidades comparables al CFC-12 en sistemas que operan a temperatura de evaporación debajo de los -23°C (-10°F), haciéndolo adecuado para el uso en equipos de transporte refrigerado y en Congeladores domésticos y comerciales. También puede ser utilizado para reemplazar en equipos que usan R-500. Se comercializa en cilindros retornables (CGT) de 771kg, cilindros retornables de 56,7kg y cilindros desechables de 13,61kg. Sus composición en peso es de 60% HCFC-22, 13% HFC-152^a y 27% HCFC-124.

2.16 REFRIGERANTE 402-A

Comercializado por DuPont con el nombre de Suva HP80, reemplaza al R-502 en sistemas de media y baja temperatura. Tiene aplicaciones muy variadas en la industria de la refrigeración. Es usado ampliamente en aplicaciones de supermercados, almacenamiento y transporte de alimentos en sistemas de cascada de temperatura. Ofrece buena capacidad y eficiencia sin sufrir los incrementos de presión y temperatura en la descarga del compresor, lo cual sí sucede cuando un equipo es convertido HCFC-22. Se comercializa en cilindros retornables (CME) de 49,9kg y cilindros desechables de 13.25 kg. Su composición en peso es de 60% HCFC-22, 38,5% HFC-125 y 2% de propano.

2.17 REFRIGERANTE 402-B

Comercializado por DuPont con el nombre de Suva HP81, todos los refrigerantes designados HP fueron diseñados para reemplazar al R-502 en sistemas de refrigeración de temperatura media y baja. Está diseñado para el reacondicionamiento de equipos como máquinas de hielo. Además ofrece más alta eficiencia comparado con el R-502 y una capacidad relativamente mejor. Sin embargo el mayor contenido de HCFC-22 resulta en temperaturas de descarga de compresor en un rango de 14°C (25°F). Se comercializa en cilindros desechables de 5,9kg. Su composición en peso es de 60% HCFC-22, 38% HFC-125 y 2% de propano.

2.18 HIDROCARBUROS DIRECTOS

Los hidrocarburos directos son un grupo de fluidos compuestos en varias proporciones de los dos elementos hidrógeno y carbono. Algunos son el Metano, etano, butano, etileno e isobutano. Todos son extremadamente inflamables y explosivos. Aunque ninguno de estos compuestos absorbe humedad en forma considerable, todos son extremadamente miscibles en aceite para todas las condiciones. Su uso ordinariamente está limitado a aplicaciones especiales donde se requieren los servicios de personal especializado.

2.19 AGENTES SECANTES DE REFRIGERADORES

Llamados también desecantes, con frecuencia se emplean en sistemas de refrigeración para eliminar la humedad del refrigerante. Pueden ser un material gelatinoso de sílice (Dióxido de silicio), alúmina activa (óxido de aluminio) y drierita (sulfato de calcio anhidroso). El material gelatinoso de sílice y la alúmina activa, son desecantes del tipo de absorción y tienen forma granular. La drierita es un desecante del tipo de absorción y se le consigue en forma granular o en forma de barras fundidas.

2.20 HISTORIA DE LA REFRIGERACIÓN.

La refrigeración es el proceso de reducción y mantenimiento de la temperatura (a un valor menor a la del medio ambiente) de un objeto o espacio. La reducción de temperatura se realiza extrayendo energía del cuerpo, generalmente

reduciendo su energía térmica, lo que contribuye a reducir la temperatura de este cuerpo.

La refrigeración implica transferir la energía del cuerpo que pretendemos enfriar a otro, aprovechando sus propiedades termodinámicas. La temperatura es el reflejo de la cantidad o nivel de energía que posee el cuerpo, ya que el frío propiamente no existe, los cuerpos solo tienen más o menos energía térmica. De esta manera enfriar corresponde a retirar Energía (calor) y no debe pensarse en términos de " producir frío o agregar frío

Las aplicaciones de la refrigeración son entre muchas:

- La Climatización, para alcanzar un grado de confort térmico adecuado para la habitabilidad de un edificio.
- La Conservación de alimentos, medicamentos u otros productos que se degraden con el calor. Como por ejemplo la producción de hielo o nieve, la mejor conservación de órganos en medicina o el transporte de alimentos perecederos.
- Los Procesos industriales que requieren reducir la temperatura de maquinarias o materiales para su correcto desarrollo. Algunos ejemplos son el mecanizado, la fabricación de plásticos, la producción de energía nuclear.
- La Criogénesis o enfriamiento a muy bajas temperaturas, empleada para licuar algunos gases o para algunas investigaciones científicas.
- Motores de combustión interna: en la zona de las paredes de los cilindros y en las culatas de los motores se producen temperaturas muy altas que es necesario refrigerar mediante un circuito cerrado donde una bomba envía el líquido refrigerante a las galerías que hay en el bloque motor y la culata y de allí pasa un radiador de enfriamiento y un depósito de compensación. El líquido refrigerante que se utiliza es agua destilada con unos aditivos que rebajan sensiblemente el punto de congelación para preservar al motor de sufrir averías cuando se producen temperaturas bajo cero.
- Máquinas-herramientas: las máquinas herramientas también llevan incorporado un circuito de refrigeración y lubricación para bombear el

líquido refrigerante que utilizan que se llama taladrina o aceite de corte sobre el filo de la herramienta para evitar un calentamiento excesivo que la pudiese deteriorar rápidamente

El arte de la refrigeración basado en el hielo natural es muy antiguo y se practicó mucho antes de construirse cualquier máquina térmica. Hay escritos chinos, anteriores al primer milenio a. J.C. que describen ceremonias religiosas para llenar en invierno y vaciar en verano sótanos de hielo. Los antiguos romanos utilizaban el hielo de los Apeninos, y según Las mil y una noches, en la Edad Media caravanas de camellos transportaban hielo desde el Líbano a los palacios de los califas en Damasco y Bagdad.

Los griegos y los romanos comprimían la nieve en pozos aislados con pasto, paja y ramas de árboles. La nieve comprimida se convertía en hielo para ser usado en épocas de mayor calor. Esta práctica la describe Pecllet y ha llegado hasta casi mediados del siglo XX en algunas zonas rurales catalanas, donde existían los llamados *pous de glaç*. Estos pozos se construían en laderas umbrías de los montes, de forma cónica con la base en la superficie y con un pozuelo en el fondo separado por una rejilla y en forma que se pudiese recoger y verter fuera el agua producida por la fusión de hielo. A medida que se iba echando la nieve o el hielo en estos pozos, se rociaban con agua helada y, una vez llenos, se cubrían su boca con paja y tablas que aislaban el hielo del calor exterior; así conservaban hielo preparado en invierno.

Otros escritos antiguos describen cómo los egipcios, hindúes y otros pueblos, empleaban procedimientos para producir hielo artificialmente, en general parecidos en sus principios. Se llenaban con agua vasijas poco profundas de arcilla porosa u otro material análogo y se colocaban sobre gruesos lechos de paja durante la noche. Si las condiciones atmosféricas eran favorables: frío, aire seco y una noche sin nubes, la pérdida de calor, debida a la evaporación nocturna, originaba la formación de finas capas de hielo en la superficie. La paja impedía la conducción del calor desde la tierra más caliente y la forma de las vasijas, poco profundas y de una gran superficie, facilitaba la evaporación y la pérdida de calor por radiación. Estos primeros métodos de producir refrigeración son otro notable

ejemplo de la habilidad humana, patente en toda la historia de la termotecnia y las máquinas térmicas, para desarrollar un arte útil mucho antes de la existencia de las correspondientes bases racionales y científicas; facultad de utilizar y crear lo que no se entiende que ha marcado la evolución de la humanidad.

Primeros métodos artificiales: las mezclas artificiales

La utilización de los procesos químicos mediante mezclas refrigerantes se puede considerar como una etapa intermedia entre el frío natural y el frío artificial, y desde antiguo se conocía que añadiendo ciertas sales, como por ejemplo el nitrato sódico, al agua, se consigue disminuir su temperatura.

Este procedimiento era utilizado en la India en el siglo IV y durante la dominación musulmana en la península Ibérica. Así, los Omeyas introdujeron en Córdoba los sorbetes que elaboraban usando una mezcla de nieve con salitre.

Siglo XVI

En 1553 un médico español, aposentado en Roma, Blas Villafranca se ocupaba, en su libro, editado en Roma, *Methodes refrigerandi* del enfriamiento del agua y el vino por medio de mezclas refrigerantes, nombrando por primera vez la palabra *refrigerar* en el sentido de lograr y mantener una temperatura inferior a la del ambiente.

En 1607 se descubrió que podía utilizarse una mezcla de agua con sal para congelar el agua.

Siglos XVII, XVIII Y XIX

En el siglo XVII, las mezclas refrigerantes son utilizadas en la investigación científica por Robert Boyle y por el astrónomo físico francés Philippe Laire más tarde, en el siglo XVIII, numerosos físicos y químicos emplean mezclas refrigerantes en el laboratorio.

Destaca en su estudio Antoine Baumé, farmacéutico y catedrático del Collège de Pharmacie de París desde 1758, y miembro de la Academia de Ciencias desde 1771, que inventó la escala de areómetro de su nombre, en 1760; e investigó sobre la fabricación de porcelana. También fundó industrias para producir cloruro amónico y acetato de plomo, y preparó fórmulas magistrales

conocidas. Publicó *Disertation sur l'éther* en 1757 y *Chimie experimentale et raisonnée* entre otras obras.

En sus escritos expone, además, que sobre la misma época, formó hielo artificial gracias a que el éter expuesto al aire se evapora con la mayor prontitud y produce al evaporarse un frío muy sensible en el cuerpo que se evapora.

Estas mezclas permitieron experimentos a bajas temperaturas y así, en 1715, utilizando una mezcla de nieve y nitrato amónico, Fahrenheit establecía el cero de su termómetro; en 1760 von Braun congeló el mercurio a -40°C , etc.

En el siglo XIX numerosos científicos como: von Karsten en 1840, Hanemann en 1864, Rüdorff en 1869, Pfandler en 1875 y Brendel en 1892 estudiaron las leyes que rigen las mezclas frigoríficas, y las mezclas de hielo y sal común, que permiten disminuir la temperatura hasta -20°C , se emplearon corrientemente para congelar productos alimenticios, y todavía en 1904, Emilio Carbonell y en 1912, José Gres, registraron patentes españolas de mezclas refrigerantes para conservar alimentos.

Estos métodos sin embargo, son discontinuos y de capacidad muy limitada, por lo que no se puede hablar de refrigeración hasta la invención de los métodos continuos, de dos tipos básicos: consumidores de trabajo y consumidores de calor.

La refrigeración mecánica

La refrigeración mecánica, es decir producida consumiendo trabajo con una máquina funcionando continuamente, se obtuvo por diversos caminos pero todos basándose en la expansión de un fluido, que puede efectuarse sin cambio de fase (despresurización de un gas) o, lo más frecuente, con cambio de fase (evaporación de un líquido), que a su vez se haya recalentado a la presión atmosférica o menor.

A pesar de que los primeros intentos de obtener frío mecánico fueron por evaporación de un líquido volátil, la primera máquina realmente operativa fue de expansión de aire.

Por este motivo se denomina máquina frigorífica de compresión. En la literatura anglosajona, la primicia de la obtención de frío por evaporación se adjudica a William Cullen (Hamilton 1712 - Glasgow 1790), hijo de un abogado,

que recibió una educación científica tan avanzada como lo permitía la época, en la Universidad de Glasgow y en el Colegio de Médicos y Cirujanos en Glasgow.

Hacia 1750 se interesó en el fenómeno de la evaporación de líquidos y realizó muchas experiencias en las que hervía líquidos bajo vacío, usando la mejor bomba de vacío que pudo obtener; así observó que, independientemente de las condiciones ambientales, se podía producir hielo mecánicamente, evaporando líquidos volátiles, y en 1755, ocupando la cátedra de Química, publicó en Edimburgo un trabajo científico titulado *Essay on Cold Produced by Evaporating Fluids*, en el que escribió:

En un experimento hecho con éter nitroso, cuando la temperatura del aire estaba alrededor de los 43°F, se coloca la vasija que contenía éter dentro de otra, un poco mayor, que contenía agua. Después de hacer vacío y que las vasijas hubieran permanecido unos minutos en el mismo, se encontró la mayor parte del agua congelada y que la vasija que contenía éter estaba rodeada de una gruesa y firme capa de hielo.

Sin embargo, Cullen no difundió de inmediato su descubrimiento ni construyó máquinas para elaborar hielo, a pesar de poseer *éter nitroso* que, en un vacío elevado, herviría a una temperatura suficientemente baja como para congelar el agua, y disponer de la bomba con la que podían hacer vacío continuamente.

Se hicieron otros descubrimientos en la misma línea; y así, alrededor de 1761, Joseph Black, alumno de Cullen, desarrolló su la teoría del calor latente de fusión y evaporación, que, además de su importancia en el desarrollo de la teoría del calórico, clarificó el papel desempeñado por el calor en los cambios de estado de la materia.

Pocos años después, en 1744, Priestley descubrió el amoníaco y el dióxido de carbono, que mostraron poseer propiedades termodinámicas convenientes para ser usados en refrigeración. Es notable que tanto Black como Priestley fueran amigos de James Watt, el hombre que tanto contribuyó al desarrollo de la primera máquina térmica, la de vapor.

Según las fuentes anglosajonas, que no citan a Frobenius ni a Beaume, años más tarde, en 1777, otro médico inglés Edward Gerald Nairne quien también destacó en el estudio de fenómenos eléctricos, publicando obras sobre electricidad como *Descripción de la máquina eléctrica*, 1787, mejoró el aparato de Cullen añadiendo un pequeño recipiente con ácido sulfúrico dentro de la campana de vacío, para absorber vapor de agua y acelerar el proceso. Sucesivas mejoras de este dispositivo fueron realizadas en 1810 por Sir John Leslie y en 1824 por John Vallance

Ninguno de estos aparatos pasó de la etapa de laboratorio, y hasta 1866 no se consiguió un aparato de uso comercial con este sistema, el que patentó Edmond Carré, cuyo hermano mayor Ferdinand inventó la máquina de absorción

Edmond Carré hizo práctica su máquina moviendo el ácido sulfúrico por medio de un brazo conectado al émbolo de la bomba de vacío, que estaba accionada a mano. Con esto conseguía evitar la dilución superficial del ácido y aumentar la absorción.

El aparato se empleaba para enfriar garrafas de agua; el cuello de la garrafa se adaptaba al tubo de aspiración de la bomba, en 2 ó 3 minutos la temperatura del agua descendía de 30°C a 0°C y llegaba a congelarse completamente de 20 a 25 minutos. El éxito de este aparato, en el ámbito doméstico y de restauración, fue muy grande.

Todos los intentos que siguieron utilizando este sistema, para conseguir, una máquina de mayor tamaño y funcionamiento no intermitente, tuvieron escaso éxito y hubo que esperar hasta 1909, cuando Maurice Leblanc utilizó la evaporación del agua a baja presión como procedimiento de refrigeración en las máquinas con eyectores de vapor.

Sin embargo, no se reconoce un solo nombre la paternidad de la refrigeración en la medida en que se le reconoce a Watt la de la máquina de vapor, aunque Oliver Evans, el americano que desarrolló la máquina de vapor de alta presión, fue quizá el primero en proponer el uso de ciclos cerrados en refrigeración; su idea la sugirió en un tratado aparecido en Filadelfia en 1805, en la

que describe un ciclo de refrigeración por compresión y evaporación de éter etílico.

También en las cartas personales de Richard Trevithick, otro de los creadores del generador de vapor a presión, escritas en 1828, se encuentra un ensayo sobre *The Production of Artificial Cold*. Sin embargo sus ideas no culminaron de forma práctica.

Fue otro ingeniero, proveniente del campo de los generadores de vapor quien inventó el primer sistema de compresión de vapor, usando vapor condensable, al igual que Cullen y Beaumé, como medio refrigerante.

El ingeniero americano Jacob Perkins que había inventado los tubos de agua para generador de vapor que actualmente llevan el nombre de *Field*, inventó la máquina destinada a ser la base de la actual industria de la refrigeración.

La refrigeración térmica, la máquina frigorífica de absorción

Joseph Priestley había descubierto en 1774 el amoníaco y también había observado la gran afinidad de este nuevo gas, que él denominó *aire alcalino*, por el agua. Esta propiedad condujo a Ferdinand Philippe Edouard Carré a idear una máquina de refrigeración que sólo consumía calor, gracias a un nuevo sistema que él llamó *de afinidad*.

El sistema fue conocido más tarde con el nombre de *absorción*.

Esta máquina obtuvo el premio de la exposición universal de Londres de 1862 y en 1875 el buque *Paraguay*, equipado con ella, transportó por primera vez carne congelada de Buenos Aires a Le Havre. Carré también inventó otros aparatos eléctricos, Ferdinand Carré patentó su nueva máquina en 1859 y en los años siguientes registró numerosas patentes relacionadas con máquinas de refrigeración.

Las máquinas fabricadas con arreglo a estas patentes fueron de dos tipos: una pequeña de operación intermitente, y otra grande de operación continua.

La máquina pequeña, era de carácter doméstico y portátil. Podía hacer de 0,5 a 2 kg de hielo en cada operación; tenía dos elementos principales que actuaban alternativamente, el primero como calentador y absorbedor y el segundo como condensador y evaporador.

El aparato se ponía a calentar durante 35 a 70 minutos; la solución concentrada de amoniaco se calentaba hasta 130C, el gas amoniaco abandonaba la solución acuosa y pasaba al condensador donde se licuaba. En la fase de enfriamiento, aproximadamente de la misma duración, una bandeja de metal con agua se ponía en esta misma parte del equipo, que ahora funcionaba con evaporador, y el agua se congelaba. El aparato empleaba aproximadamente 3 kg de carbón de madera por cada kilo de hielo producido.

La máquina de operación continua, que tuvo mayor repercusión, era mucho más elaborada; tenía casi todas las características de las máquinas actuales.

Criogenia

En el campo de las bajas temperaturas se debe citar de nuevo a von Linde, que en 1895 inventó el procedimiento de licuación del aire que lleva su nombre y Georges Claude ingeniero e industrial y miembro de la Academia de Ciencias de Francia desde 1924, quien en 1911 realizó un procedimiento industrial para la destilación fraccionada del aire.

Fue inventor prolífico y en 1910 inició el estudio de las descargas eléctricas en los gases aplicándolas a la iluminación, primero a los anuncios luminosos pero como en 1930 descubrió que al recubrir los tubos interiormente con una sustancia fluorescente daban luz blanca, su uso se difundió a la iluminación general.

En 1917 puso a punto un procedimiento para la síntesis del amoniaco partiendo del aire. En 1926 inició el estudio del aprovechamiento de las diferencias de temperatura en el fondo del mar y construyó una central océano-térmica, pero no resultó rentable. En la segunda guerra mundial prestó apoyo al gobierno de Vichy, por lo que al finalizar la 2ª guerra mundial en 1945, fue condenado a 5 años de prisión. Ambos, Linde y Claude, basándose en el efecto Joule-Thomson, construyeron maquinaria industrial para licuar el aire y otros gases *permanentes*.

Cabe citar también a Sir James Dewar (Kincardine on Forph 1842 - Londres 1927) Catedrático de física experimental en la Universidad de Cambridge y de Química en la Royal Institution de Londres, y suegro de Maxwell. En 1891 construyó una maquinaria para producir oxígeno líquido en cantidad y demostró el

magnetismo del ozono y el oxígeno líquidos. Inventó el vaso que lleva su nombre, aplicación diáfana de los principios de la transferencia de calor por convección y radiación, y, entre otros, tiene el mérito de haber licuado por primera vez el hidrógeno en cantidades importantes en 1898 y solidificarlo en 1899. La licuación del Helio la consiguió Kamerlingh Onnesen 1908.

Cabe señalar que al principio y durante muchos años, los escépticos opinaron que la refrigeración artificial jamás se convertiría en una industria importante. Además de las dificultades señaladas antes, existieron otras menos lógicas; por ejemplo, en 1877 A. W. Hoffman escribió en *The Journal of the Franklin Institute*:

La máquina de hielo, por más que mejoren y aumenten sus efectos, nunca podrán, en la zonas del norte, donde los inviernos generalmente son fríos y con escarcha, adquirir suficiente importancia como para siquiera suscitar demanda. Servirán meramente como valiosos sustitutos que podrán independizarnos de la variabilidad de las estaciones.

Esta profecía se basaba en creer la recolección de hielo en los lagos y ríos durante la temporada invernal para almacenarlo y usarlo en el verano sería siempre suficiente para cualquier necesidad frigorífica. A pesar de esta predicción, la práctica de acumular hielo ha desaparecido, mientras que la industria de la refrigeración y acondicionamiento de ambientes ha adquirido enormes proporciones en todo el mundo; por ejemplo en España es el sector en el trabajan más ingenieros. La máquina frigorífica y la bomba de calor, la misma máquina térmica utilizada en sentido contrario, han contribuido a elevar la calidad de vida de la humanidad de forma inimaginable por los pioneros de siglo XVIII

2.21 EL CICLO DE REFRIGERACION

El sistema de ciclo inverso es aquel que absorbe calor de un cuerpo frío (relativamente) para cederlo a otro más caliente, sin violar la segunda ley, pero por virtud de un trabajo de entrada. Además de su bien conocido empleo en la preservación de alimentos, en la producción de hielo y en los sistemas de aire acondicionado que nos alivian del calor durante el verano, el ciclo inverso frigorífico o de refrigeración tiene muchas otras aplicaciones industriales, como en

la elaboración del “caucho frío” (para mejorar su resistencia al desgaste), en los procesos de refinación del petróleo, en el tratamiento térmico del acero, en la fabricación de productos químicos y en la licuefacción de gases que se utilizan cada vez más para fines industriales y energéticos. Existen tantas aplicaciones y tanto trabajo desarrollado a muy bajas temperaturas, que esa área de la ciencia ha recibido el nombre específico de criogenia. El sistema de ciclo inverso calorífico se emplea para la calefacción de edificios o recintos, y en esta aplicación se conoce comúnmente como bomba térmica. En sentido técnico, bomba térmica es el nombre general para todos los sistemas de ciclo inverso. De los ciclos inversos que se analizan en este capítulo, el de Carnot es el único reversible.

La figura 2.1 muestra que el refrigerante es comprimido de modo isentrópico ab, desde una temperatura baja T_1 hasta una temperatura T_2 , por ejemplo, ligeramente sobre la de algún sumidero natural disponible T_0 . luego el refrigerante cede calor a cierta temperatura constante T_2 a lo largo de bc. En cierto estado c una expansión isentrópica cd baja la temperatura hasta t_1 que es menor que la temperatura T_r del compartimiento o recinto refrigerado o del cuerpo que va a ser enfriado, de manera que en ese momento puede fluir calor del recinto al refrigerante, enfriándose este último. El refrigerante recibe calor según la trayectoria da, y desde ahí se repite el ciclo.

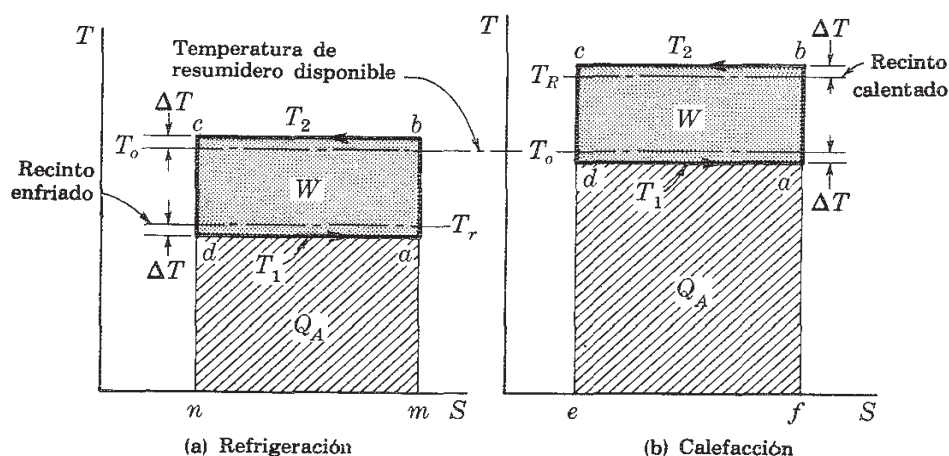


Figura 2.1. Planos termodinámicos de los Ciclos inversos.

Los ciclos inversos se aproximan a la reversibilidad externa a medida que ΔT tiende a cero. Si una instalación de ciclo inverso se utiliza para refrigeración en verano y para calefacción en invierno, como se indica en la figura 2.1, la temperatura del sumidero T_0 es más baja para calentamiento que para enfriamiento, lo cual es una característica desfavorable.

Si el ciclo inverso se emplea para calefacción, figura 1(b), la secuencia de funcionamiento es la misma que antes, y la diferencia, en lo que respecta al sistema, radica en las temperaturas. En el caso de calentamiento, la temperatura T_2 debe ser superior a la T_R del recinto que se va a calentar, de manera que el calor pueda fluir del refrigerante (o mejor dicho, calorífero) al recinto. Además, la fuente de calor ahora está constituida por el depósito térmico natural disponible (el aire atmosférico, el agua de un pozo, un lago, etc.), que esencialmente es el sumidero en el ciclo directo. En ambos casos, el trabajo está representado (en unidades térmicas) por:

$$W = (T - T_S)\Delta S$$

Una cantidad positiva, donde $\Delta S = S_a - S_d = S_d - S_c$. Aun cuando el trabajo realizado sobre un sistema es convencionalmente negativo, en ingeniería es conveniente hacer caso omiso de esto en los casos del trabajo de un ciclo inverso, puesto que el signo sólo indica el sentido del flujo de energía. El rendimiento o resultado útil del ciclo frigorífico es la refrigeración, que consiste en calor agregado al sistema desde el recinto o compartimiento frío, cantidad representada por el área ndam, figura 1(a):

$$Q_A = T_1(S_a - S_d) = T_1 \Delta S$$

El resultado útil del ciclo calorífico de tipo inverso es el calor que se entrega al espacio que se desea calentar, que equivale a energía cedida por el sistema, área ecbf, figura 1(b):

$$Q_R = T_2(S_b - S_c) = T_2 |\Delta S|$$

Un número positivo. Los coeficientes de funcionamiento u operación [representados por c.d.o., o bien, COP (del inglés, coefficient of performance)], son:

$$\gamma_r \equiv \frac{\text{Refrigeración}}{\text{Trabajo}} = \frac{Q_A}{W} \quad \text{y} \quad \gamma_h \equiv \frac{\text{Efecto calorífico}}{\text{Trabajo}} = \frac{Q_R}{W}$$

[ENFRIAMIENTO] [CALENTAMIENTO]

$$\gamma_r = \frac{Q_A}{W} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad \text{y} \quad \gamma_h = \frac{Q_R}{W} = \frac{T_2}{T_2 - T_1}$$

[ENFRIAMIENTO] [CALENTAMIENTO]

Estos valores del c.d.o. son los más altos posibles para todos los ciclos que funcionan entre las temperaturas T y T2. Los ciclos ideales irreversibles tendrán un COP menor.

Al considerar un proceso de refrigeración hay que examinar brevemente el efecto que se va a realizar, a saber, extraer calor de cierta sustancia, e investigar numéricamente el trabajo mínimo que se requiere. Si la sustancia se encuentra inicialmente a una temperatura superior a la del medio circundante o sumidero, es natural que sea enfriada por este último hasta la temperatura T0 (en forma ideal). Sea e-l, el proceso de enfriamiento para la sustancia, figura 2. Para enfriar en forma reversible, empleamos un número infinito de máquinas también reversibles, una de las cuales tiene el ciclo abcd, Esta máquina de Carnot extrae un calor dQA = T ds (calor cedido por la sustancia) y cede un calor T0 ds al sumidero. El trabajo de la máquina de Carnot es dW = dQR-dQA= T0 ds - dQA, donde todas las cantidades incluso el trabajo son positivas. Al integrar obtenemos (Q= Q para la máquina)

$$W_{rev} = T_0 (S_e - S_1) - |Q|$$

Un número positivo, donde |Q| es el calor que debe ser retirado (interiormente reversible) por unidad de masa de la sustancia que está siendo enfriada, representado por el área e-l-rk, figura 2. Como dicho trabajo es reversible, se trata del mínimo concebible, representado por el área e-1-f.

Si el enfriamiento es un proceso de flujo constante con ΔK = 0 y hay cambio de calor únicamente con los alrededores, el trabajo numéricamente mínimo es -ΔA f ecuación en el caso del proceso e-l,

En unidades métricas equivalentes se tiene:

$$\begin{array}{ll}
 1 \text{ Ton} \approx 50 \text{ kcal/min}^* & 1 \text{ Ton} = 211 \text{ kJ/min} \\
 \approx 3\,000 \text{ kcal/h} & = 12\,660 \text{ kJ/h} \\
 \approx 72\,000 \text{ kcal/día} & = 303.84 \text{ MJ/día}
 \end{array}$$

Es decir, una planta de 10 Tons. es capaz de refrigerar a razón de (10) (200) = 2 000 Btu/mm (o sea, 500 kcal/min) en los estados de funcionamiento definidos.

Un método para expresar la eficacia real de un sistema de refrigeración consiste en indicar los caballos de potencia empleados por tonelada de refrigeración. Sea una capacidad frigorífica de N Ton, es decir, 200N Btu/mm. Sea P la potencia en hp requerida para dichas N toneladas de refrigeración; entonces el trabajo correspondiente es 42.4P (Btu/min), y el coeficiente de operación (c.d.o., o bien, COP) es:

$$\text{COP} = \gamma = \frac{\text{Refrigeración}}{\text{Trabajo}} = \frac{200N}{42.4P}$$

$$\frac{P}{N} = \frac{200}{42.4\gamma} = \frac{4.72}{\gamma}$$

Que son los caballos por tonelada de refrigeración (hp/Ton), expresión que sirve para los ciclos reales y los ideales.

Ejemplo:

Se necesitan 1.2 KJ/s por cada tonelada de refrigeración para un refrigerador del tipo de Carnot que ha de mantener una región de baja temperatura a 250 °K. Si el sistema frigorífico está produciendo 4 toneladas de refrigeración, calcular (a) la potencia requerida en hp, (b) T2, (e) c.d.o. (o COP), yr; (d) el calor cedido, en Btu/ mm; (e) Yh.

Solución:

La potencia para 4 Ton. Es:

$$\begin{aligned}
 P &= (1.2)(4) = 4.8 \text{ kJ/seg} \\
 &= \left(\frac{4.8 \text{ kJ}}{\text{s}} \right) \left(\frac{1 \text{ kW} \cdot \text{seg}}{\text{kJ}} \right) \left(\frac{\text{hp}}{0.746 \text{ kW}} \right) = 6.43 \text{ hp}
 \end{aligned}$$

Para la temperatura alta T2:

$$\Delta S_{da} = \frac{Q_A}{T_1} - \frac{P}{T_2 - T_1}$$

O bien,

$$\frac{T_2 - T_1}{T_1} = \frac{P}{Q_A} = \left(\frac{6.43 \text{ hp}}{4 \text{ Ton}} \right) \left(\frac{\text{min} \cdot \text{Ton}}{200 \text{ Btu}} \right) \left(\frac{42.4 \text{ Btu}}{\text{hp} \cdot \text{min}} \right) = 0.341$$

$$T_2 = 0.341 T_1 + T_1 = (1.341)(250) = 335 \text{ K}$$

$$\text{COP} = \gamma_r = \frac{Q_A}{P} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} = \frac{250}{335 - 250} = 2.94$$

El calor cedido que podría emplearse para calentamiento por ciclo inverso resulta ser:

$$Q_R = Q_A + P$$

$$= (4)(200) + (6.43)(42.4) = 1\,073 \text{ Btu/min}$$

$$\text{COP} = \gamma_h = \frac{Q_R}{P} = \frac{Q_A + P}{P} = \gamma_r + 1 = 3.94$$

Refrigeración por compresión de vapor

El modo más común de obtener refrigeración es por el sistema de compresión de vapor, representado en forma esquemática en la figura 3. En el caso ideal, todo el flujo es sin fricción, salvo el que pasa por la válvula de expansión, y todos los procesos, excepto los del condensador y el evaporador (recinto frío) son adiabáticos. La figura 2.3 muestra el ciclo de vapor inverso idealizado, 1-2-3-4, en el plano T-s, con números correspondientes a los de la figura 2.3. Partiendo del estado 1, el refrigerante en forma de vapor entra al compresor, que puede ser una máquina rotativa o una de movimiento alternativo;

se prefiere el estado 1 en la curva de vapor saturado, pero igualmente resultará cualquier otro en el funcionamiento real. La presión 2, debe ser tal que la correspondiente temperatura de saturación se encuentra por encima de la temperatura del sumidero disponible (en general, por encima de la temperatura del cuerpo al cual debe cederse el calor). El condensador generalmente subenfía el líquido en una pequeña cantidad, por ejemplo, de f a 3, figura 2.3. En el estado 3, conforme sale del condensador, el líquido entra a una válvula de expansión o expansor, que es una válvula de estrangulación que separa la región de alta presión de la de baja presión.

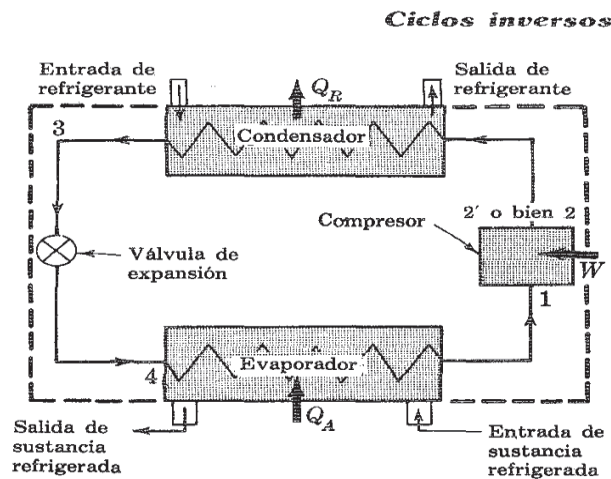


Figura 2.3 Sistema de refrigeración por compresión de vapor.

En 4 (o bien, en 4'), la mezcla con alto contenido de líquido entra al evaporador y absorbe calor Q_A de los alrededores efectuando la refrigeración, proceso 4-1 (o bien, 4'-1).

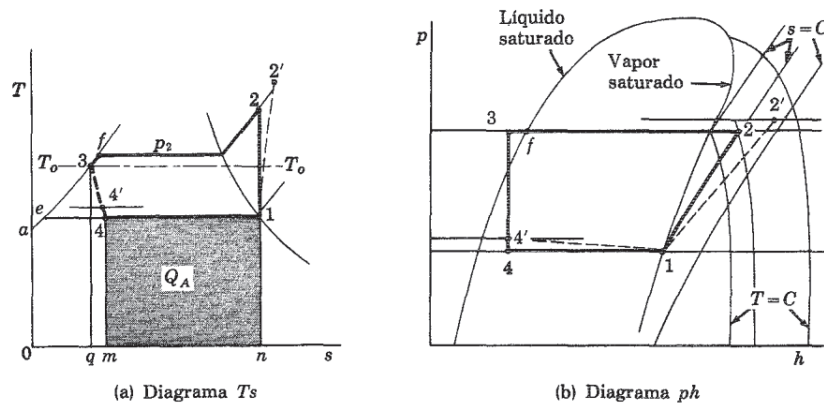


Figura 2.4 Ciclos de refrigeración, ideal y real.

Las propiedades de los refrigerantes y otras sustancias suelen representarse en diagramas presión entalpía P-h 1; ver sección B 31. Debido a la fricción en el movimiento de fluido, ocurren pequeñas caídas de presión entre los estados reales 2, 4 y los estados 3, 1, respectivamente, que son tanto reales como ideales. El estado 3 es uno de líquido comprimido; sólo rara vez necesita tenerse en cuenta el subenfriamiento.

El diagrama de energía de la figura 2.3 muestra que $Q_A - |Q_R| = W$, como es costumbre. Si el sistema funciona en flujo constante, con variación de la energía cinética cero $\Delta K = 0$ y $W = 0$ en el condensador y en el evaporador, entonces $Q = h$ (7/5). En el caso ideal, ya sea para una presión constante, como en la figura 4, o bien, para flujo constante ($h_3 = h_4$ durante la expansión isentálpica),

$$\begin{aligned}
 Q_A &= h_1 - h_4 = h_1 - h_3 \\
 |Q_R| &= h_2 - h_3 \\
 W &= |Q_R| - Q_A = h_2 - h_3 - (h_1 - h_3) = h_2 - h_1 \\
 \text{COP} = \gamma &= \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_1}
 \end{aligned}$$

Donde el trabajo se expresa como un número positivo. Observemos que $h_2 - h_1$ es la diferencia de las entalpías en los extremos de la compresión isentrópica ($s_1 = s_2$). El área m-4-1-n representa la refrigeración y el área n-2-f-3-q, el calor cedido en el condensador.

Como en el proceso de compresión real es irreversible hasta cierto estado final 2', figura 2.4 (la entropía final en 2' siempre es mayor de lo que sería en el caso del proceso reversible correspondiente), tenemos, para $\Delta K = 0$,

$$W' = h_{2'} - h_1 - Q \text{ Btu/lb}$$

Si la compresión es adiabática, $Q = 0$; de otra manera, la convención usual de signos es válida para Q en la ecuación (e). La eficiencia de compresión es $\eta_c = W/W'$.

Técnicas y sistemas de producción de frío

Hablar de producción de frío es tanto como hablar de extracción de calor; existen diversos procedimientos que permiten su obtención:

Procedimientos químicos.- Están basados en el uso de determinadas mezclas y disoluciones que absorben calor del medio que las rodea; se trata de procesos no continuos, de nulo interés y aplicación prácticos, sólo aptos para determinados trabajos de laboratorio.

Procedimientos físicos.- Se puede conseguir un descenso de temperatura mediante procesos físicos, como la expansión de un fluido en expansores y en válvulas de estrangulamiento, fundamento de las actuales máquinas industriales de producción de frío; este tipo de sistemas admite la siguiente clasificación:

Sistemas basados en el cambio de estado de una sustancia.- En estos sistemas interviene el calor latente del cambio de estado y se puede hacer la siguiente subdivisión,

- Por *fusión*, en que la producción de frío, o lo que es lo mismo, la sustracción de calor a la carga a refrigerar, se utiliza para pasar a una sustancia del estado sólido al de líquido; está muy extendida la fusión del hielo, o de mezclas eutécticas, que al cambiar de estado captan calor del entorno.

- Por *sublimación*, en que el paso se efectúa de sólido a gas mediante la adición de calor, siendo el ejemplo más representativo el anhídrido carbónico, para la producción de nieve carbónica.

- Por *vaporización*, en donde se engloban todos los procesos en los que un líquido pasa a fase de vapor al suministrársele una cierta cantidad de calor, pudiéndose distinguir dos casos, *Circuito abierto (vaporización directa)*, en donde el fluido capta el calor de la carga a enfriar y una vez ha modificado su estado ya no se vuelve a utilizar; este es el caso de algunos transportes que utilizan nitrógeno como medio de producción de frío. *Circuito cerrado*, en que a diferencia del anterior, el fluido se recupera con vistas a ser utilizado en un proceso cíclico. Como característica general de estos métodos, hay que hacer un aporte de energía al sistema y utilizar fluidos que vaporicen a baja presión

CLASIFICACIÓN.- Las máquinas frigoríficas se pueden clasificar, según el sistema utilizado para la recogida de vapores, en la siguiente forma:

Máquinas de adsorción, en las que los vapores son captadas mediante un absorbente sólido.

Máquinas de absorción, en las que los vapores que se forman añadiendo calor al sistema, son absorbidos y recuperados mediante un absorbente líquido.

Máquinas de compresión, en las que los vapores son aspirados y comprimidos mediante un compresor y licuados en un condensador; los compresores pueden ser de émbolo o rotativos, con o sin refrigeración intermedia. Los equipos frigoríficos a base de compresores de émbolos y funcionamiento automático, son los que se utilizan casi exclusivamente en los frigoríficos industriales.

Máquinas de eyección, en las que los vapores son arrastradas por el efecto Venturi que genera el paso de otro fluido a gran velocidad.

Sistemas basados en la expansión adiabática de un fluido gaseoso

En estos sistemas se consigue el enfriamiento del mismo, mediante dos tipos de máquinas,

- a) Para la producción de aire líquido, (efecto *Joule-Thompson*)
- b) Las máquinas *refrigeradoras de aire*, en las que el aire comprimido al expansionarse en un expansor (turbina o cilindro de trabajo), se enfría, realizando al mismo tiempo un trabajo, que puede ser aprovechado para la compresión del aire.

Sistemas basados en la elevación de la temperatura de un fluido frigorígeno.-

En estos sistemas se utiliza un fluido frigorígeno (salmuera) que previamente se ha enfriado por algún tipo de procedimiento; durante el enfriamiento de la salmuera no se produce cambio de estado en la misma, ni tampoco cuando ésta capta calor del producto a enfriar, por lo que el calor eliminado de la carga lo toma la salmuera en forma de calor sensible.

- *Métodos especiales.-* Existen otros métodos en los que la producción de frío se obtiene por técnicas distintas de las anteriormente descritas, pudiéndose enunciar, entre otras, las siguientes:

- *Efecto Peltier (Termoeléctrico).*- Este método está basado en el fenómeno que tiene lugar al pasar la corriente eléctrica por un circuito compuesto por dos conductores distintos, unidos por un par de soldaduras. Al pasar la corriente eléctrica por el circuito, una de las uniones se enfría, pudiéndose utilizar como fuente fría, mientras que la otra se calienta.
- *Efecto Haas-Keenson.*- Es un método que permite alcanzar temperaturas próximas a 0°K, menores de 0,001°K, mediante la desimantación de una sal paramagnética. El proceso de descenso de la temperatura se inicia enfriando previamente la sal mediante helio líquido; una vez alcanzado el nivel térmico deseado, se somete a la sal a la acción de un campo magnético muy potente que orienta sus moléculas, lo que origina un desprendimiento de calor que se elimina a través del gas licuado; una vez conseguida la eliminación del calor se aísla la sal y se desconecta el campo magnético, con lo que las moléculas de la sal vuelven a su estado inicial, para lo que se requiere un trabajo que, por estar la sal completamente aislada, lo obtiene de su propia energía interna, ocasionando un descenso en la temperatura hasta los límites mencionados.
- *Efecto Ettingshausen (Termo-magneto-eléctrico).*- Según este método, cuando por un conductor circula una corriente eléctrica, en presencia de un campo magnético perpendicular al mismo, el material del conductor se ve afectado por la presencia de un gradiente de temperaturas que se produce en dirección perpendicular a la de los campos, de forma que uno de los extremos del conductor absorbe calor, mientras que el otro lo desprende.
- *Efecto de Ranke-Hilsh (Torbellino).*- Cuando una corriente de aire comprimido se inyecta tangencialmente a velocidad sónica en una cámara tubular, se crea un movimiento circular ciclónico, observándose un enfriamiento del aire en la zona cercana al eje del cilindro, fenómeno que es debido a la expansión de este aire y al descenso de temperatura que provoca; el aire situado en la periferia experimenta un calentamiento. Es un proceso apenas utilizado, restringido al acondicionamiento de equipos y trajes de trabajo en ambientes tóxicos y cálidos.

Coeficientes de efecto frigorífico

Los ciclos inversos de motores térmicos, o ciclos frigoríferos, permiten la transferencia de calor desde una fuente fría, hasta otra fuente a mayor temperatura, fuente caliente; estos ciclos vienen caracterizados por un coeficiente de efecto frigorífico, que es la relación entre la cantidad de calor extraída a la fuente fría y el trabajo aplicado al ciclo mediante un compresor.

Para un mismo salto de temperatura entre la fuente caliente y la fuente fría, se pueden considerar los siguientes coeficientes de efecto frigorífico:

- a) *Coeficiente de efecto frigorífico teórico del ciclo $COP_{teór}$*
- b) *Coeficiente de efecto frigorífico del ciclo de Carnot correspondiente COP_C*
- c) *Coeficiente de efecto frigorífico real COP*

El coeficiente de efecto frigorífico teórico del ciclo es:

$$COP_{teór} = \frac{q_v}{T_t}$$

En la que q_v es la potencia frigorífica o cantidad de calor extraída del foco frío (vaporizador) y T_t es el trabajo Aplicado al fluido (por el compresor) en condiciones ideales.

El *coeficiente de efecto frigorífico del ciclo de Carnot COP_C* correspondiente a las temperaturas de los focos frío T_v (vaporizador) y caliente T_c (condensador) es:

$$COP_C = \frac{T_v}{T_c - T_v}$$

El *coeficiente de efecto frigorífico real* es:

$$COP = \frac{q_v}{T_r}$$

Siendo T_r el trabajo específico real aplicado al fluido por el compresor. Su valor se puede deducir a partir del concepto de crecimiento de entropía Δs^* a lo largo del ciclo, debido a la irreversibilidad del mismo, de la forma:

$$\Delta s^* = - \frac{q_v}{T_v} + \frac{q_c}{T_c}$$

Haciendo

$$q_c = q_v + T_r$$

Entonces tenemos que:

$$\Delta s^* = -\frac{q_v}{T_v} + \frac{q_c}{T_c} = -\frac{q_v}{T_v} + \frac{q_v + T_r}{T_c}$$

Despejando T_r :

$$T_r = \Delta s^* T_c + q_v \frac{T_c - T_v}{T_v} = \Delta s^* T_c + \frac{q_v}{(COP)_c} = \Delta s^* T_c + \frac{(COP) T_r}{(COP)_c}$$

De acuerdo con el Segundo Principio de la Termodinámica, el trabajo mínimo reversible a aplicar al ciclo se corresponde con el trabajo del ciclo de Carnot, por lo que:

$$T_{\text{Carnot}} = q_{c'} - q_v$$

En la que q_v es la misma que la del ciclo real, pero no, $q_{c'} \neq q_c$

En un proceso reversible se tiene que la variación de entropía total es cero, es decir:

$$\frac{q_{c'}}{T_c} = \frac{q_v}{T_v} \Rightarrow q_{c'} = q_v \frac{T_c}{T_v}$$

El trabajo del ciclo de Carnot es:

$$T_c = q_v \frac{T_c}{T_v} - q_v = q_v \left(\frac{T_c - T_v}{T_v} \right) = \frac{q_v}{COP_c}$$

El trabajo real es: $T_r =$

$$\Delta s^* T_c + \frac{q_v}{COP_c} = \Delta s^* T_c + T_c$$

Es decir, el trabajo real es igual al trabajo mínimo reversible aumentado en la cantidad ($T_c \Delta s^*$) que es una energía que hay que aplicar, que queda ligada al fluido frigorígeno y que no se puede aprovechar, porque es consecuencia de la irreversibilidad del proceso.

Una buena máquina frigorífica será aquella capaz de extraer una gran cantidad de calor de un foco frío q_v a expensas de una pequeña cantidad de energía T_r aplicada a la misma mediante el compresor. El significado del efecto

frigorífico puede entenderse mediante el siguiente ejemplo, Si se dispone de un refrigerador doméstico funcionando entre las temperaturas -3°C y $+24^{\circ}\text{C}$, la eficiencia COP del ciclo de Carnot sería:

$$\text{COP}_C = \frac{T_v}{T_c - T_v} = \frac{270}{297 - 270} = 10$$

Lo cual indica que la absorción, por ejemplo, de 10 W de energía en forma de calor del foco frío se realizaría, mediante una máquina de Carnot, a expensas de 1 W de trabajo externo; esto da una idea del significado de la eficiencia máxima entre dos temperaturas dadas, resultado que es inalcanzable. Si, por ejemplo, se desea extraer calor de una fuente más fría, entre focos térmicos, por ejemplo, a 100°K y 297°K , resultaría una eficiencia COP igual a 0,5, es decir, para absorber 0,5 W de calor del foco frío habría que aplicar 1 W al compresor y esto comenzaría a ser no rentable, aparte de los problemas de tipo técnico que aparecerían. Si la temperatura del foco frío fuese aún mucho menor, del orden de 1°K , para extraer 1 W de dicho foco frío serían precisos 296 W de energía externa y de ahí la dificultad que se presenta para obtener temperaturas muy bajas por procedimientos mecánicos, hecho por otra parte técnicamente imposible.

Compresores

En todo lo anterior se ha considerado la utilización de compresores alternativos, lo que no implica que este tipo de instalación sea de un dominio exclusivo de estas máquinas, sino que por el contrario, se pueden utilizar otros tipos de compresores entre los posibles en la industria del frío, como los compresores centrífugos de un solo cuerpo con varias etapas de compresión, o los compresores de tornillo. Dada la dificultad de extraer toda la carga de fluido frigorífero en estos compresores, particularmente en los centrífugos, lo que se hace es añadir un porcentaje de vapor saturado seco a la presión intermedia, para provocar su enfriamiento en un estado intermedio de la compresión; la mezcla de estos vapores da lugar a un vapor intermedio menos recalentado que los de mezcla.

Relación de compresión.- Si la relación de compresión para cualquier número de etapas n es la misma, viene dada por la expresión:

$$\frac{P_i}{P_j} = \sqrt[n]{\frac{P_{\text{condensador}}}{P_{\text{evaporador}}}}$$

Para dos etapas de compresión, la relación de compresión es:

$$\frac{P_c}{P_i} = \frac{P_i}{P_v} = \sqrt{\frac{P_{\text{condensador}}}{P_{\text{evaporador}}}}$$

La presión intermedia viene dada por:

$$\frac{P_c}{P_i} = \frac{P_i}{P_v} \Rightarrow P_i = \sqrt{P_c P_v}$$

Igualdad que conduce a diferentes temperaturas de salida en las etapas de compresión, por lo que en aquellos fluido frigoríferos como el amoníaco), en los que la temperatura del vapor recalentado aumenta rápidamente, existe la tendencia a aumentar el valor de la presión intermedia para así reducir la relación de la segunda compresión.

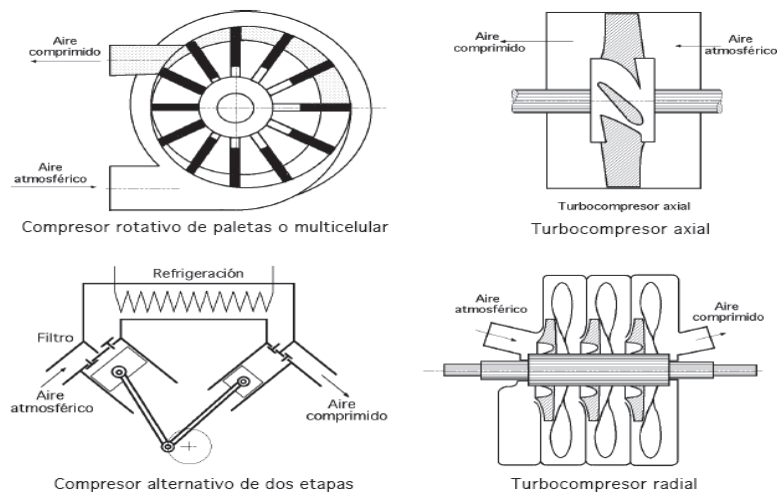


Figura 2.5 Algunos tipos de compresores

Sistemas de compresión múltiple indirecta. Refrigeración en cascada

En ciertas aplicaciones son necesarias temperaturas de trabajo extremadamente bajas, por debajo de -30°C por lo que la relación de presiones para una sola etapa de compresión tiene que ser elevada; si se elige un fluido frigorífero cuyos valores de la presión en el evaporador sean moderados, resulta que las presiones en el condensador son elevadas y viceversa. A bajas temperaturas, las presiones correspondientes son muy bajas, (inferiores a la presión atmosférica), por lo que en las zonas de producción de frío existe una fuerte tendencia a la entrada de aire húmedo a los evaporadores, lo que implica un

porcentaje de humedad que puede solidificar dando lugar a trastornos en el funcionamiento. Además, cuanto menor sea la temperatura, el volumen específico del vapor a la entrada del compresor será mayor, por lo que para una misma masa de fluido frigorífero a desplazar, a menor temperatura requerida mayor deberá ser el volumen disponible del compresor.

Si el fluido tiene unas características adecuadas para el evaporador y resulta que las condiciones del condensador están cerca del punto crítico, cuando el fluido se expande, el título al final de la expansión será muy grande, lo que disminuye el COP de la instalación, al tiempo que exige potencias en el compresor relativamente altas.

Por eso, para la producción de frío a bajas temperaturas, se han desarrollado *sistemas de compresión indirecta*, en los que se utilizan fluidos frigoríferos especiales, que solventan las dificultades citadas y que por otro lado no son adecuados para trabajar en la zona de condensación normal, ya que por un lado dan lugar a altas presiones, con el consiguiente problema de posibles fugas al exterior y por otro presentan el inconveniente de poseer bajas temperaturas críticas.

Los condicionantes anteriores se resuelven con la refrigeración en cascada, mediante una adecuada elección de las presiones intermedias que evite los problemas de estanqueidad y origine al mismo tiempo relaciones de compresión razonables. La producción de frío a bajas temperaturas se consigue mediante sistemas de compresión simples, que utilizan fluidos frigoríferos especiales; para el caso de dos etapas de compresión, los vapores resultantes se comprimen hasta una cierta presión mediante un compresor de (BP) y posteriormente se condensan en un intercambiador intermedio, mediante la cesión de calor al evaporador de un segundo circuito de compresión simple por el que circula un fluido frigorífero distinto; la condensación del fluido frigorífero de baja temperatura tiene por objeto la vaporización del de alta, tal, que pueden ser condensados con ayuda de un agente exterior; las válvulas V1 y V2 completan ambos ciclos.

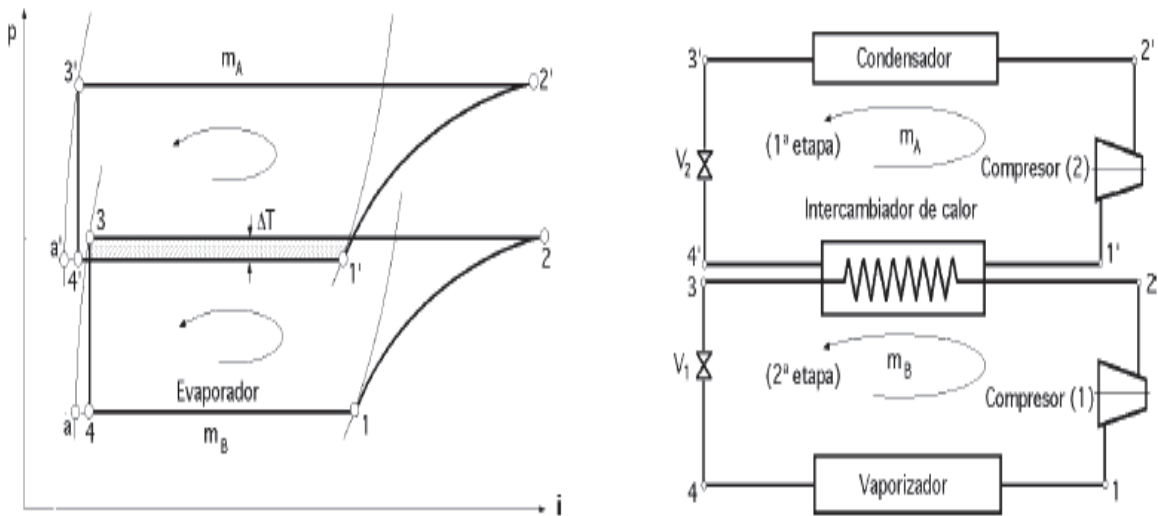


Figura 2.6 Método de cascada con dos etapas de compresión

Si se superponen en un mismo diagrama (p-i) ambos sistemas, se obtiene el ciclo conjunto de la instalación, Figura 2.11, se observa que las temperaturas de condensación de la etapa de baja temperatura y de evaporación de la etapa de alta temperatura no son iguales, existiendo un salto térmico ΔT para que tenga lugar el intercambio térmico entre los fluidos; cuanto mayor sea esta diferencia de temperaturas, la superficie de intercambio térmico será menor.

Para determinar el calor transferido en el intercambiador intermedio, se supondrá que no existen pérdidas térmicas al exterior; haciendo un balance térmico sencillo en el intercambiador, se determina la *masa de fluido ma*.

Los principales inconvenientes que se presentan en estas instalaciones son:

- a) La transformación de calor en el intercambiador intermedio (evaporador alta-condensador baja) siempre da lugar a pérdidas por no ser un equipo de características ideales.
- b) Si la instalación se mantiene parada durante un largo período, el igualar la temperatura del circuito de baja a la temperatura ambiente, da lugar a fuertes presiones en dicho circuito, por lo que se hace necesario disponer de un sistema de alivio, consistente en un recipiente de volumen apropiado, (bulbo), con vistas a impedir pérdidas de fluido frigorífero.

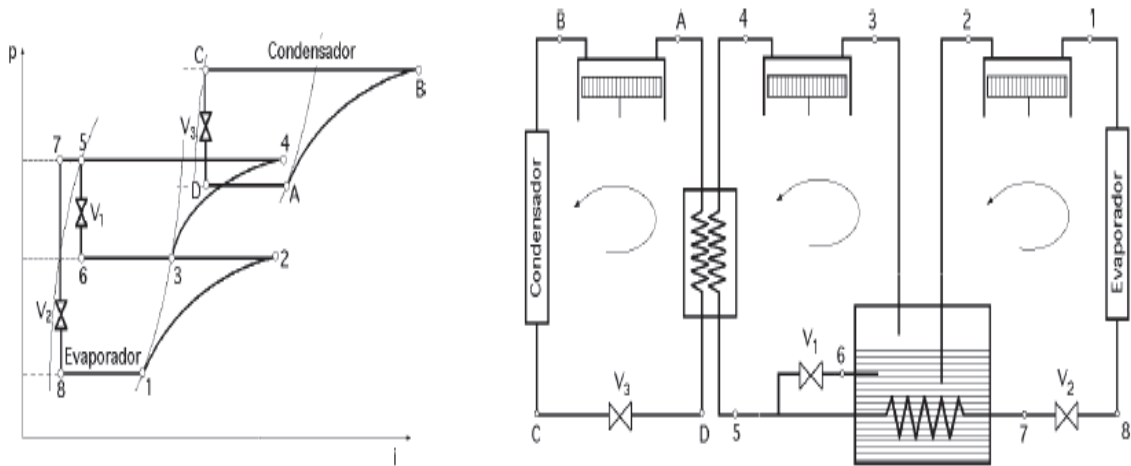


Figura 2.7 Ciclo en cascada de un ciclo simple y un ciclo de inyección total con enfriador intermedio de tipo cerrado

El estudio de una compresión en cascada de dos etapas se puede ampliar a un mayor número de nuevos fluidos frigoríferos y a un mayor número de etapas, en cuyo caso los cálculos se realizarán repetidamente en cada salto; para el caso de la licuación del aire por este método se utilizan los siguientes fluidos en cascada, amoníaco, etileno, oxígeno y el propio aire a licuar. Asimismo es conveniente señalar que los sistemas de compresión múltiple (directa y en cascada) no son excluyentes, pudiendo formar parte de una misma instalación, como se indica en el ejemplo de la Figura 2.12.

Producción simultánea de frío y calor.

El ciclo frigorífico de Carnot está representado en la Fig. 2.8 por el contorno (1234), mientras que el ciclo de la bomba de calor por el (abcd). Si se intenta obtener simultáneamente calor y frío, se pueden reunir los dos ciclos en un ciclo común (ABCD), que tiene la ventaja de poder trabajar con un solo fluido, un sólo compresor y un sólo expansionador.

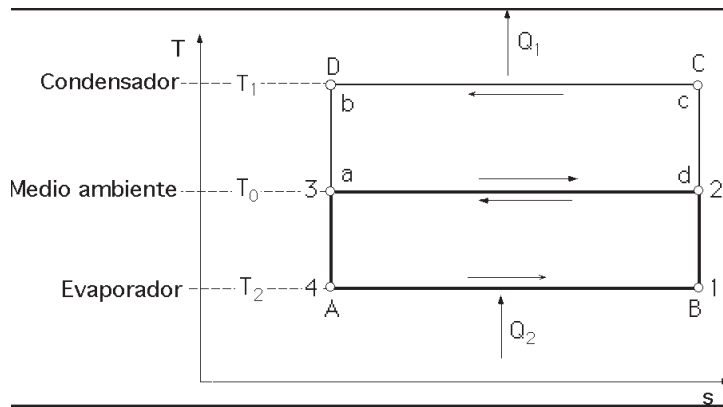


Figura 2.8 Producción simultánea de frío y de calor

El inconveniente del ciclo combinado radica en la relación constante entre el calor y el frío producidos, ya que no se intercambia calor con el medio ambiente.

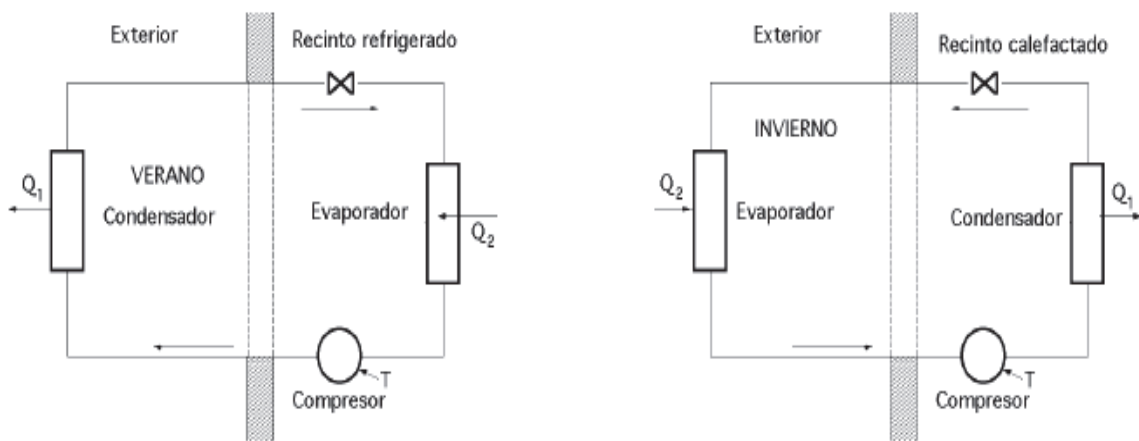


Figura 2.9 Esquemas de funcionamiento de una bomba de calor

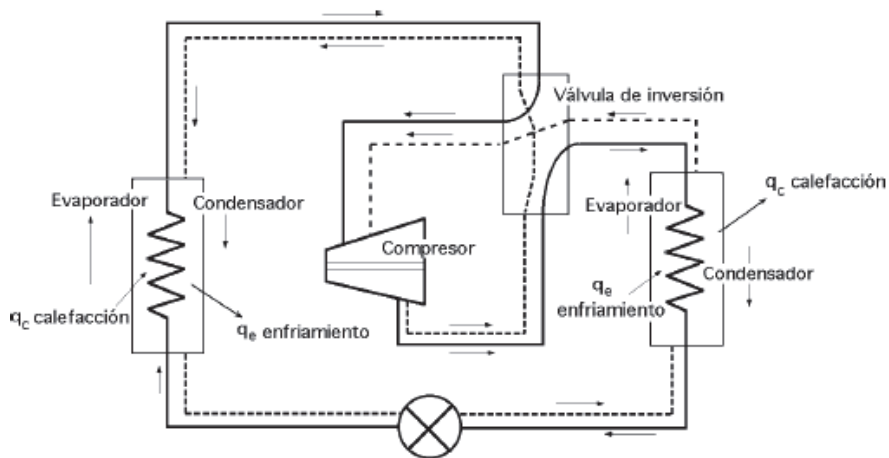


Figura 2.10 Ciclo de la bomba de calor

Las irreversibilidades reducen el valor del coeficiente de utilización e_u ; en la práctica, el ciclo común (máquina frigorífica-bomba de calor), se puede realizar en instalaciones con fluidos condensables, o con aire. En un frigorífico a régimen seco, la temperatura de condensación es similar a la temperatura del medio ambiente y el calor de recalentamiento se aplica al fluido frigorífico a una temperatura superior a la del medio ambiente. De esta forma, el condensador puede ir precedido por un intercambiador de calor en el que el calor de recalentamiento se emplea para recalentar agua, que posteriormente se puede utilizar como calefacción; la temperatura que adquiere el agua de calefacción puede ser sensiblemente la misma que tenga el fluido al final de la compresión.

En una máquina clásica, el calor cedido al agua de la calefacción viene a ser del orden de un 50% del calor cedido al condensador. En la instalación combinada puede aumentarse la presión de compresión para elevar el nivel de temperatura de condensación. Sin embargo, este aumento de presión no siempre es posible, dependiendo sobre todo del tipo de fluido que evolucione, que tal vez la relación de compresión haga el proceso impracticable.

Por ejemplo, en una instalación de amoníaco, en principio se puede realizar el ciclo combinando (máquina frigorífica-bomba de calor). Para obtener una temperatura de condensación de 120°C a partir de una temperatura de evaporación de -20°C , la relación de compresión debe ser del orden de 55, valor difícilmente realizable con las condiciones tecnológicas actuales. Si el fluido es gas carbónico, la presión final de compresión es del orden de 120 atm y la relación de compresión de 8, para una temperatura de vaporización, $T_0 \gg -20^{\circ}\text{C}$. Si por necesidades técnicas se utiliza el calor, únicamente en el intervalo de temperaturas, 70°C , 125°C , mientras que el resto de la refrigeración se efectúa con intercambio de calor con el medio ambiente, la energía eléctrica necesaria para la compresión es prácticamente igual al calor utilizado, mientras que en el mismo tiempo se produce una cantidad notable de frío. Para 1 Kcal de energía eléctrica utilizada se obtiene 1,2 Kcal de frío.

La bomba de calor moderna combina, en la misma máquina, la calefacción y la refrigeración de un cierto espacio.

- a) Cuando se necesita enfriamiento, el sistema de bomba de calor funciona como un acondicionador de aire, extrayendo un calor q_2 de un espacio habitable y eliminando al exterior del edificio un calor q_1 .
- b) Cuando la bomba de calor funciona como calefacción, en invierno, extrae calor del medio y la disipa en el espacio habitable.

El rendimiento de una bomba de calor cuando opera como calefacción aumenta si la diferencia de temperatura ($T_2 - T_1$) disminuye, al igual que ocurre en un refrigerador a un acondicionador de aire. La bomba de calor puede aportar el 30% de las necesidades máximas del edificio en un día muy frío con temperatura exterior de 3°C.

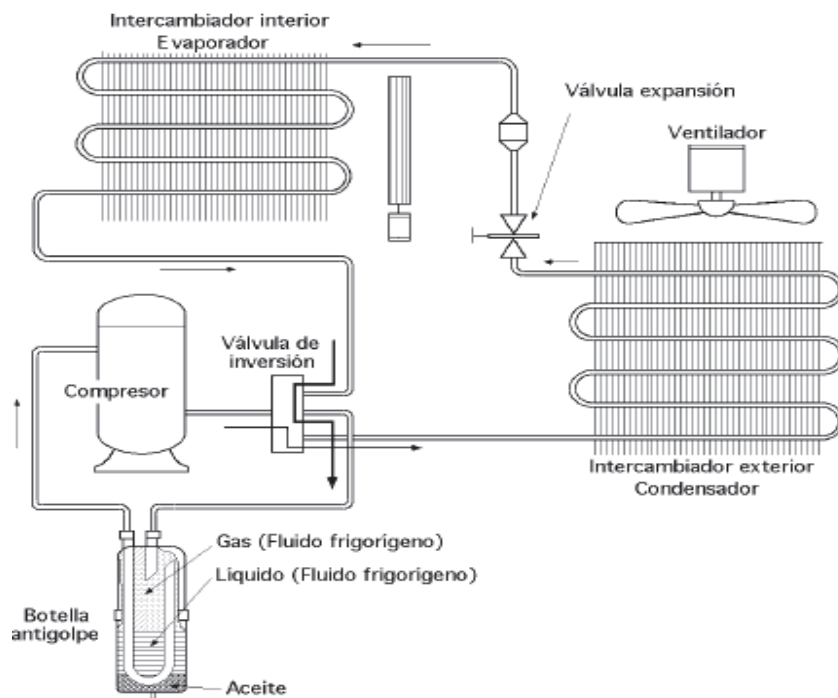


Figura 2.11 Bomba de calor funcionando en situación de verano (Refrigeración)

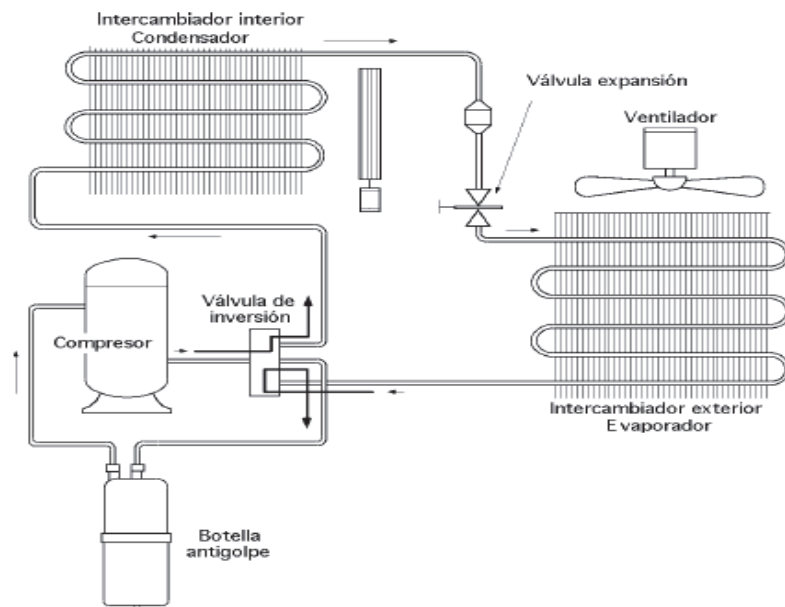


Figura 2.12 Bomba de calor funcionando en situación de invierno (Calefacción)

Normalmente, en épocas intermedias, aporta el 70% de las necesidades totales. Si se usa una bomba de calor para el acondicionamiento de aire de un edificio, el evaporador se encuentra dentro del edificio y el condensador en el exterior; en la operación como calefactor, el evaporador se encuentra, en el exterior del edificio y el condensador en el interior. No es rentable tener dos juegos del equipo o tener que darle la vuelta, por lo que cada uno de los intercambiadores de calor (uno dentro y el otro fuera del edificio) deben funcionar como condensador y como evaporador, según el tipo de operación; esto se consigue mediante una válvula de inversión del ciclo, Fig. XIV.29. La línea llena indica la dirección del flujo para el funcionamiento como calefactor y la línea a trazos es para el modo de enfriamiento. Se observa que la dirección del flujo por el compresor es siempre la misma, sin importar el modo de operación.

Dado que los ciclos inversos de motores térmicos, o ciclos frigoríferos, permiten la transferencia de calor desde una fuente fría, hasta otra fuente a mayor temperatura, fuente caliente; estos ciclos vienen caracterizados por un coeficiente de efecto frigorífico, que es la relación entre la cantidad de calor extraída a la fuente fría y el trabajo aplicado al ciclo mediante un compresor. Ya que si entre

dos cuerpos existe una diferencia de temperaturas, la transmisión de calor de uno a otro se puede efectuar por conducción y radiación.

2.22 LA REFRIGERACIÓN Y EL MEDIO AMBIENTE

Los ODS Ozone Depleting Sustances o sustancias que disminuyen la capa de ozono. A estos compuestos que relativamente tienen moléculas muy pequeñas se los ha utilizado para la industria de la refrigeración. La utilización de la nomenclatura internacional para nombrarlos no es muy fácil y es confusa, para el común de la gente. Por ejemplo 1,1-Dicloro, 1-Fluoro Etano (CFC12-- CH3).

Es más manejable el CFC-141b comparativamente. Es así que la empresa química fabricante de refrigerantes ASHRAE/ANSI desarrolla una nomenclatura llamada "NUMBER DESIGNATION AND SAFETY CLASSIFICATION OF REFRIGERANTS" que luego será acogida por el mundo para nombrar CFCs, HCFCs, y halones.

Pedagógicamente se utiliza dos formas de enseñarla. Que serán abordadas en el desarrollo del trabajo. Con ejemplos y una exposición, para entender mejor esta nomenclatura. La información es una recopilación de páginas web las cuales se adjunta como bibliografía al final del trabajo.

La importancia de conocer estos compuestos que ecológicamente dañan la capa de ozono, nos ayudará en el momento de elegir sistemas refrigerantes, aerosoles, y otros tipos de mecanismos que utilicen estas sustancias.

Sistema numérico para CFCS, HCFCS, y halones

Varios ODS (Ozone Depleting Sustances o sustancias que disminuyen la capa de ozono) son numerados de acuerdo al sistema ASHRAE/ANSI desarrollado décadas atrás y últimamente muy usado alrededor del mundo. La nomenclatura se basa en la estructura molecular de cada compuesto.

PREFIJOS.

Los prefijos CFC, HCFC, HFC, PFC, y halones, implícitamente determinan la composición atómica de la sustancia. En los CFCs y HCFCs la primera "C" corresponde al Cloro; "F" se relaciona con el Fluor; "H" es por el Hidrógeno; y la última "C" corresponde al Carbono. Estos compuestos son los más depredadores de la capa de ozono por tener en su estructura molecular cloro. Sus substitutos

son los HFC, PFC. Estos compuestos no tienen cloro por lo que el "H" corresponde al Hidrógeno, "F" al Fluor, y "C" al carbono. En el caso del prefijo PFC, significa "perfluorocarbono", indicando que el carbono esta enlazado totalmente con flúores. Los halones, término utilizado para designar compuestos que contienen F, Cl, H, C y Br.

Tabla 2.1 Prefijos utilizados en los refrigerantes

PREFIJO	SIGNIFICADO	ÁTOMOS PRESENTES EN LA MOLÉCULA
CFC	Clorofluorocarbono	Cl, F, C
HCFC	Hidroclofluorocarbono	H, Cl, F, C
HBFC	Hidrobromofluorocarbono	H, Br, F, C
HFC	Hidrofluorocarbono	H, F, C
HC	Hidrocarbono	H, C
PFC	Perfluorocarbono	F, C
Halon	N/A	Br, Cl (en algunos pero no en todos), F, H (en algunos pero no en todos), y C

La nomenclatura para los halones es diferente por lo que se los separa en dos clases: la "Clase I" corresponde a los CFCs, HCFCs, HFCs, PFCs y la Clase II a los Halones.

Sabemos que el prefijo nos indica la clase de átomos que tiene la molécula, pero no sabemos cuántos de cada especie. Por unidades, decenas y centenas del número que acompaña al prefijo.

- El dígito correspondiente a las unidades corresponde al número de Flúores en la molécula.
- El valor de las decenas representa el número de Hidrógenos más uno presentes.
- El dígito de las centenas indica el número de carbonos en cada molécula menos uno.
- Y la cantidad de cloros se deduce de la valencia del carbono y sus posibles enlaces. Sabiendo que las moléculas son derivados de los alcanos

deducimos el número de enlaces con: $2C+2$. si la cantidad de átomos de Fluor e Hidrógeno no han completado los enlaces, los restantes corresponden al número de cloros en la molécula.

Las letras se asignan por la distribución de átomos en el carbono central de la cadena, siguiendo la tabla 2.2:

Tabla 2.2 Asignación de distribución de átomos.

ÁTOMOS DEL CARBONO CENTRAL	LETRA CÓDIGO
Cl ₂	a
Cl, F	b
F ₂	c
Cl, H	d
H, F	e
H ₂	f

Las letras dependen también de peso molecular de los átomos en cada carbono.

Ejemplo:

Para los casos anteriores:

HCFC-141:	CHFCI - CH ₂ CI (Pesos atómicos entre los 2 carbonos = 37.5 y 55.5)
HCFC-141a:	CHCl ₂ - CH ₂ F (Pesos atómicos entre los 2 carbonos = 21 y 72)
HCFC-141b:	CFCI ₂ - CH ₃ (Pesos atómicos entre los 2 carbonos = 3 y 90)

Para el HFC-134, los isómeros son:

HFC-134:	CHF ₂ - CHF ₂ (Pesos atómicos entre los 2 carbonos = 39 y 39)
HFC-134a:	CF ₃ - CH ₂ F (Pesos atómicos entre los 2 carbonos = 21 y 57)

Refrigerantes.

En la industria se utilizan muchos de estos gases para expandirlos y de esta manera enfriar sistemas. En el mercado estos gases se los compra con el nombre de R-102, R-400, etc.

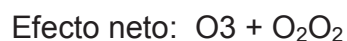
La R sustituye a las palabras CFCs, CSF, etc. significando Refrigerante.

En el mercado también se encuentran mezclas de estos gases. Por ejemplo el R-401A el cual contiene 53% de HCFC-22 o R-22; 13% de R-152a o HFC-152a y 34% de CFC-124 o R-124. Pero el R-401B contiene 61% de R-22, 11% de R-152a y 28% de R-124. Estas composiciones dependen de los proveedores los cuales especifican en los catálogos de compra.

Ods y su potencial de disminución de ozono.

Las sustancias como los CFCs, y las otras que se citan, que disminuyen la capa de ozono no destruyen el ozono ellas directamente. Primero sufren fotólisis, formando cloruro de hidrógeno (HCl) o nitrato de cloro (ClONO₂), moléculas que tampoco reaccionan con el ozono directamente, pero que se descomponen lentamente dando, entre otras cosas, una pequeña cantidad de átomos de cloro (Cl) y de moléculas de monóxido de cloro (ClO) que son las que catalizan la destrucción del ozono.

Las reacciones envueltas en los procesos de destrucción son más de 100, pero se pueden simplificar en las siguientes:



El átomo de cloro actúa como catalizador, es decir, no es consumido en la reacción, por lo que destruye miles de moléculas de ozono antes de desaparecer. El átomo de bromo es aún más destructivo que el de cloro (unas 10 o 100 veces más). Compuestos formados por H, Cl, F y C se están utilizando como sustitutos de los CFCs porque muchas de sus propiedades son similares y son menos dañinos para el ozono al tener una vida media más corta y liberar menos átomos de Cl. Sus potenciales de disminución del ozono están entre 0.01 y 0.1. Pero como siguen siendo dañinos para la capa de ozono se consideran sólo una

solución provisional y su uso ha sido prohibido en los países desarrollados a partir del año 1930.

Los halones son compuestos formados por Br, F y C. Por su capacidad para apagar incendios se usan en los extintores, aunque su fabricación y uso está prohibido en muchos países por su acción destructora del ozono. Su capacidad de dañar la capa de ozono es muy alta porque contienen Br que es un átomo muchos más efectivo destruyendo el ozono que el Cl. Así, el halón 1301 y el halón 1211 tienen potenciales de destrucción del ozono de 13 y 4 respectivamente.

En la siguiente Tabla 2.3 podemos apreciar algunos ODS y su capacidad de descomponer ozono.

Tabla 2.3 ODS y su capacidad de descomponer ozono.

NOMBRE QUÍMICO	TIEMPO DE VIDA EN AÑOS	POTENCIAL DE DESTRUCCIÓN	POTENCIAL DE CALENTAMIENTO GLOBAL 1	POTENCIAL DE CALENTAMIENTO GLOBAL 2	CAS NÚMERO
GRUPO I					
CFC-11 (CCl ₃ F) Triclorofluorometano	45	1.0	4000	4600	75-69-4
CFC-12 (CCl ₂ F ₂) Diclorofluorometano	100	1.0	8500	10600	75-71-8
CFC-113 (C ₂ F ₃ Cl ₃) 1,1,2-Triclorotrifluoroetano	85	0.8	5000	6000	76-13-1
CFC-114 (C ₂ F ₄ Cl ₂) Diclorotetrafluoroetano	300	1.0	9300	9800	76-14-2
CFC-115 (C ₂ F ₅ Cl) Cloropentafluoroetano	1700	0.6	9300	10300	76-15-3
GRUPO II					
Halon 1211 (CF ₂ ClBr) Bromoclorodifluorometano	11	3.0		1300	353-59-3
Halon 1301 (CF ₃ Br) Bromotrifluorometano	65	10.0	5600	6900	75-63-8
Halon 2402 (C ₂ F ₄ Br ₂) Dibromotetrafluoroetano		6.0			124-73-2
GRUPO III					
CFC-13 (CF ₃ Cl) Clorotrifluorometano	640	1.0	11700	14000	75-72-9
CFC-111 (C ₂ FCl ₅)		1.0			354-56-3

Pentaclorofluoroetano					
CFC-112 (C2F2Cl4) Tetraclorodifluoroetano		1.0			76-12-0
CFC-211 (C3FCl7) Heptaclorofluoropropano		1.0			422-78-6
CFC-212 (C3F2Cl6) Hexaclorodifluoropropano		1.0			3182-26-1
CFC-213 (C3F3Cl5) Pentaclorotrifluoropropano		1.0			2354-06-5
CFC-214 (C3F4Cl4) Tetraclorotetrafluoropropano		1.0			29255-31-0
CFC-215 (C3F5Cl3) Tricloropentafluoropropano		1.0			4259-43-2
CFC-216 (C3F6Cl2) Diclorohexafluoropropano		1.0			661-97-2
CFC-217 (C3F7Cl) Cloroheptafluoropropano		1.0			422-86-6
GRUPO IV					
CCl4 Carbón tetracloride	35	1.1	1400	1400	56-23-5
GRUPO IV					
Metil Cloroformo (C2H3Cl3) 1,1,1-tricloroetano	4.8	0.1	110	140	71-55-6
GRUPO V					
Methyl Bromide (CH3Br)	0.7	0.6		5	74-83-9

LISTA DE SUSTITUTOS DEL LOS ODS

NOMBRE QUÍMICO	TIEMPO DE VIDA EN AÑOS	POTENCIAL DE DESTRUCCIÓN	POTENCIAL DE CALENTAMIENTO GLOBAL 1	POTENCIAL DE CALENTAMIENTO GLOBAL 2	CAS NÚMERO
HCFC-21 (CHFCl2) Diclorofluorometano	2.0	0.04		210	75-43-4
HCFC-22 (CHF2Cl) Monoclorodifluorometano	11.8	0.055	1700	1900	75-45-6
HCFC-31 (CH2FCl) Monoclorofluorometano		0.02			593-70-4
HCFC-121 (C2HFCl4) Tetraclorofluoroetano		0.01-0.04			354-14-3
HCFC-122 (C2HF2Cl3)		0.02-0.08			354-21-2

Triclorodifluoroetano					
HCFC-123 (C ₂ H ₂ F ₃ Cl ₂) Diclorotrifluoroetano	1.4	0.02	93	120	306-83-2
HCFC-124 (C ₂ H ₂ F ₄ Cl) Monoclorotetrafluoroetano	6.1	0.022	480	620	2837-89-0
HCFC-131 (C ₂ H ₂ FCl ₃) Triclorofluoroetano		0.007- 0.05			359-28-4
HCFC-132b (C ₂ H ₂ F ₂ Cl ₂) Diclorodifluoroetan		0.008- 0.05			1649-08-7
HCFC-133a (C ₂ H ₂ F ₃ Cl) Monoclorotrifluoroetano		0.02-0.06			75-88-7
HCFC-141b (C ₂ H ₃ FCl ₂) Diclorofluoroetano	9.2	0.11	630	700	1717-00-6
HCFC-142b (C ₂ H ₃ F ₂ Cl) Monoclorodifluoroetano	18.5	0.065	2000	2300	75-68-3
HCFC-221 (C ₃ H ₂ FCl ₆) Hexaclorofluoropropano		0.015- 0.07			422-26-4
HCFC-222 (C ₃ H ₂ F ₂ Cl ₅) Pentaclorodifluoropropano		0.01-0.09			422-49-1
HCFC-223 (C ₃ H ₂ F ₃ Cl ₄) Tetraclorotrifluoropropano		0.01-0.08			422-52-6
HCFC-224 (C ₃ H ₂ F ₄ Cl ₃) Triclorotetrafluoropropano		0.01-0.09			422-54-8
HCFC-225ca (C ₃ H ₂ F ₅ Cl ₂) Dicloropentafluoropropano	2.1	0.025		180	422-56-0
HCFC-225cb (C ₃ H ₂ F ₅ Cl ₂) Dicloropentafluoropropano	6.2	0.033		620	507-55-1
HCFC-226 (C ₃ H ₂ F ₆ Cl) Monoclorohexafluoropropano		0.02-0.1			431-87-8
HCFC-231 (C ₃ H ₂ FCl ₅) Pentaclorofluoropropano		0.05-0.09			421-94-3
HCFC-232 (C ₃ H ₂ F ₂ Cl ₄) Tetraclorodifluoropropano		0.008-0.1			460-89-9
HCFC-233 (C ₃ H ₂ F ₃ Cl ₃) Triclorotrifluoropropano		0.007- 0.23			7125-84-0
HCFC-234 (C ₃ H ₂ F ₄ Cl ₂) Diclorotetrafluoropropano		0.01-0.28			425-94-5
HCFC-235 (C ₃ H ₂ F ₅ Cl) Monocloropentafluoropropano		0.03-0.52			460-92-4
HCFC-241 (C ₃ H ₃ FCl ₄)		0.004-			666-27-3

Tetraclorofluoropropano		0.09			
HCFC-242 (C ₃ H ₃ F ₂ Cl ₃) Triclorodifluoropropano		0.005- 0.13			460-63-9
HCFC-243 (C ₃ H ₃ F ₃ Cl ₂) Diclorotrifluoropropano		0.007- 0.12			460-69-5
HCFC-244 (C ₃ H ₃ F ₄ Cl) Monoclorotetrafluoropropano		0.009- 0.14			
HCFC-251 (C ₃ H ₄ FCl ₃) Triclorofluoropropano		0.001- 0.01			421-41-0
HCFC-252 (C ₃ H ₄ F ₂ Cl ₂) Diclorodifluoropropano		0.005- 0.04			819-00-1
HCFC-253 (C ₃ H ₄ F ₃ Cl) Monoclorotrifluoropropano		0.003- 0.03			460-35-5
HCFC-261 (C ₃ H ₅ FCl ₂) Diclorofluoropropano		0.002- 0.02			420-97-3
HCFC-262 (C ₃ H ₅ F ₂ Cl) Monoclorodifluoropropano		0.002- 0.02			421-02-03
HCFC-271 (C ₃ H ₆ FCl) Monoclorofluoropropano		0.001- 0.03			430-55-7

CAPÍTULO III

METODOLOGIA Y SIMULACION EN HYSYS DE PRÁCTICAS DE LABORATORIO EN LA UNIDAD DE REFRIGERACION SEMARNAT – ONUDI.

CAPITULO III. METODOLOGIA Y SIMULACION EN HYSYS DE PRÁCTICAS DE LABORATORIO EN LA UNIDAD DE REFRIGERACION SEMARNAT – ONUDI.

3.1 PRÁCTICA DE LABORATORIO: ANÁLISIS TERMODINÁMICO EN UN CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR (CRCV)

3.1.1 OBJETIVOS DE LA PRÁCTICA

1. Mostrar cuál es la cantidad de información mínima necesaria para simular un ciclo de refrigeración simple por compresión de vapor.
2. Mostrar la forma en que se miden ciertas variables básicas de operación en ciclos de refrigeración.
3. Aplicar las especificaciones de las operaciones unitarias más simples que emplea el HYSYS, es decir: compresores, válvulas e intercambio de calor.
4. Calcular el coeficiente de desempeño (COP) del ciclo CRCP en distintas condiciones de funcionamiento.

3.2 INTRODUCCIÓN A LA PRÁCTICA

En un principio la obtención del frío artificial surgió como una necesidad del hombre para la conservación de productos perecederos; con el tiempo ha servido para preservar medicinas, aire acondicionado, etc.

No se conoce en qué momento fue que se le ocurrió al hombre la idea de almacenar el hielo natural del invierno, para meses después utilizarlo en épocas de verano en la conservación de sus alimentos. Lo que conocemos es que el hombre mismo al observar que su comida se conservaba en buen estado se dio a la tarea de producir hielo artificialmente, dando paso a una revolución en el ámbito termodinámico.



Hoy en día existen múltiples aplicaciones de éste invento y 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 refrigeración se llaman refrigeradores. Un refrigerador es un dispositivo que se emplea para producir este efecto a base de gastar energía del exterior en forma de trabajo o de calor. A los ciclos en los que operan se denominan ciclos de refrigeración. Los ciclos de refrigeración


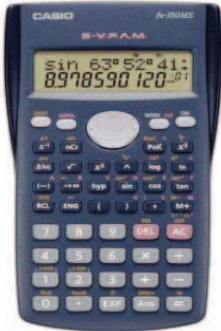

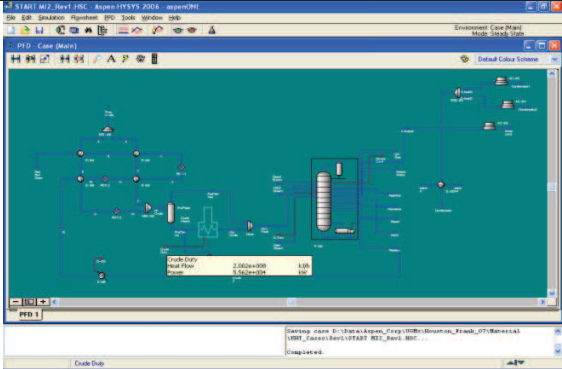
representan un caso particular entre los sistemas con reciclo; ya que poseen una baja complejidad.


Estos ciclos de refrigeración se pueden analizar mediante HYSIS que es un simulador en el cual el flujo de información se realiza tanto en la dirección del flujo como en la dirección inversa.

3.3 MATERIAL Y EQUIPO UTILIZADO

Tabla 3.1 Material y Equipo

CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	IMAGEN
2	Termómetros de contacto	
1	Unidad simuladora de sistemas de refrigeración (existente en el laboratorio de energética del departamento de metal-mecánica del Instituto Tecnológico de Minatitlán)	
2	Manómetros	

1	Flexómetro	
1	Calculadora	
1	Computadora	
1	Software HYSIS (con licencia)	

1	Cronómetro	
---	------------	--

3.4 METODOLOGÍA

1. Calcular el calor absorbido y rechazado en el sistema de refrigeración por compresión de vapor.
2. Medir las temperaturas y presiones del condensador, evaporador y compresor cuando la unidad simuladora de sistemas de refrigeración trabaja a una velocidad máxima y mínima.

3.5 ECUACIONES DE CÁLCULO

Tabla 3.2 Ecuaciones de Cálculo

Nº	NOMBRE	FÓRMULA	DESCRIPCIÓN
1	Volumen de la caja	$V_c = B \cdot H \cdot G$	V_c = Volumen de la caja, (m ³). B= Base, (m). H= Altura, (m). G= Grosor, (m).
2	Volumen del serpentín	$V_s = V_L + V_T$ $V_L = (\pi \cdot R^2 \cdot L) 6$ $V_T = (\pi \cdot R \cdot (\pi \cdot D_{ext}^2 / 4)) 5$	V_s = Volumen del serpentín, (m ³). V_L =Volumen Recto, (m ³). R= Radio del serpentín, (m). L= Longitud del serpentín, (m). V_T = Volumen Torcido, (m ³). D_{ext} =Diámetro externo del serpentín, (m). R=RC-Dext, (m). RC= Radio del Codo, (m).
3	Volumen del aire en la caja	$V_{airecaja} = V_c - V_s$	$V_{airecaja}$ = Volumen de aire en la caja, (m ³). V_c = Volumen de la caja, (m ³). V_s = Volumen del serpentín, (m ³).

4	Flujo másico del refrigerante	$M_R(HS-HE) = MC_p((TA-TAIR))/T$	<p>M_R =Flujo másico del refrigerante, (kg/s).</p> <p>HS=Entalpía de salida del refrigerante en el evaporador, (kJ/kg).</p> <p>HE=Entalpía de entrada del refrigerante en el evaporador, (kJ/kg).</p> <p>M=Masa del aire,(kg)</p> <p>C_p=calor específico del aire, (KJ/Kg*K)</p> <p>TA= Temperatura ambiente, (°C).</p> <p>TAIR= Temperatura aire, (°C).</p> <p>T= Tiempo, (s).</p>
5	Calor rechazado del condensador	$Q_r = M_R (HE-HS)$	<p>Q_r=Calor rechazado en el condensador, (kJ/s).</p> <p>M_R = Flujo másico del refrigerante, (kg/s).</p> <p>HE= Entalpía de entrada del refrigerante en el condensador, (kJ/ kg).</p> <p>HS=Entalpía de salida del refrigerante en el condensador, (kJ/kg).</p>
6	Calor absorbido por el evaporador	$Q_a = M_R (HS-HE)$	<p>Q_a=Calor absorbido por el evaporador, (kJ/s).</p> <p>M_R =Flujo másico del refrigerante, (kg/s).</p> <p>HS= Entalpía de salida del refrigerante en el evaporador, (kJ/kg).</p> <p>HE= Entalpía de entrada del refrigerante en el evaporador, (kJ/kg).</p>
7	Consumo del compresor	$C_c = \sqrt{3} * V I \cos\phi$	<p>C_c= Consumo de compresor, (KW)</p> <p>V=Voltaje en el compresor, (v).</p> <p>I=Intensidad de la corriente en el compresor (A)</p> <p>$\cos\phi$= Factor de Potencia</p>
8	Calor absorbido por el refrigerante en la caja	$Q_c = MC * C_p (TA-TF) / T$	<p>Q_c= Calor de la caja,</p> <p>MC= Masa del aire en la caja, (kg).</p> <p>C_p= Calor específico del aire, (KJ/Kg*K)</p> <p>TA= Temperatura ambiente, (°C).</p> <p>TF= temperatura fría de la caja, (°C)</p> <p>T= Tiempo, (s)</p>
9	COP	$COP_t = Q_c / (M_R * (HS-HE))$	COP_t =Coeficiente de desempeño calculado por los consumos térmicos.

			M_R =Flujo másico del refrigerante, (kg/s). H_S =Entalpía de salida del refrigerante en el evaporador, (kJ/kg). H_E =Entalpía de entrada del refrigerante en el evaporador, (kJ/kg).
--	--	--	--

3.6 CONOCIMIENTO DEL CICLO.

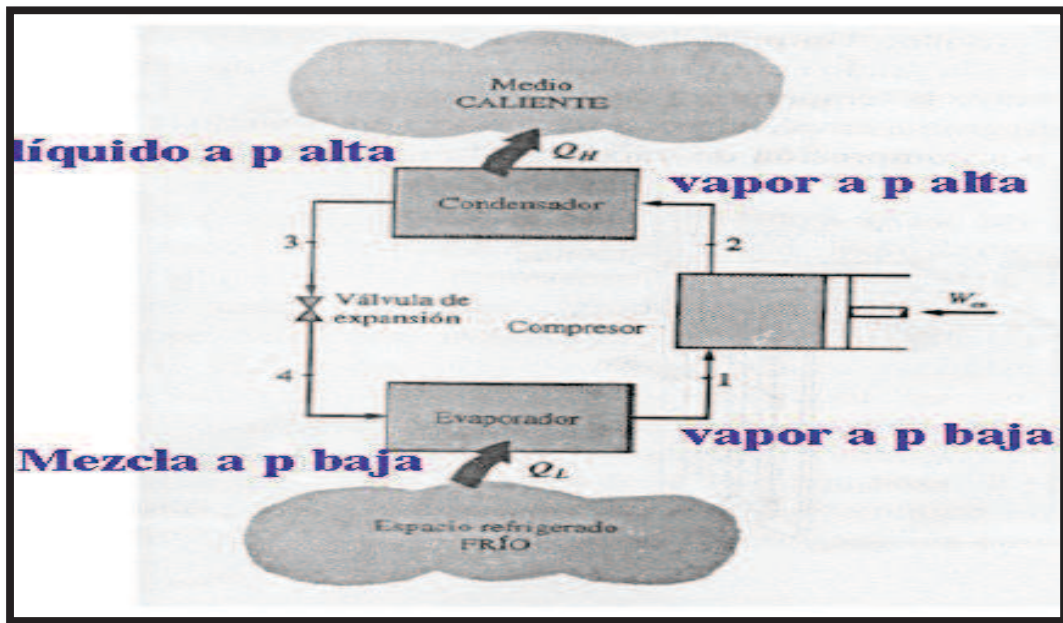


Figura 3.1 Diagrama de un Ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

El ciclo simple de refrigeración por compresión del vapor tiene cuatro componentes como se muestra en la Figura 3.1

- Un evaporador donde se absorbe el calor a una baja temperatura al evaporarse (hervir) un líquido a baja presión.
- Un compresor que utiliza una energía mecánica para aumentar la presión del vapor.
- Un condensador donde se condensa el vapor de alta presión, desprendiendo calor a sus proximidades.
- Un dispositivo reductor de presión del líquido de retorno al evaporador, y que además controla el caudal.

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor es el que más se utiliza en refrigeradores, sistemas de acondicionamiento de aire y bombas de calor. Se compone de cuatro procesos:

- 1-2.- Compresión isentrópica en un compresor
- 2-3.- Rechazo de calor a presión constante en un condensador
- 3-4.- Estrangulamiento en un dispositivo de expansión
- 4-1.- Absorción de calor a presión constante en un evaporador.

En el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante entra al compresor en el estado 1 como vapor saturado y se comprime isotrópicamente hasta la presión del condensador. La temperatura del refrigerante aumenta durante el proceso de compresión isotrópica, hasta un valor bastante superior al de la temperatura de medio circundante. Después el refrigerante entra en el condensador como vapor sobrecalentado en el estado 2 y sale como líquido saturado en el estado 3, como resultado del rechazo de calor hacia los alrededores. La temperatura del refrigerante en este estado se mantendrá por encima de la temperatura de los alrededores.

El refrigerante líquido saturado en el estado 3 se estrangula hasta la presión del evaporador al pasarlo por una válvula de expansión o por un tubo capilar. La temperatura del refrigerante desciende por debajo de la temperatura del espacio refrigerado durante este proceso. El refrigerante entra al evaporador en el estado 4 como un vapor húmedo de baja calidad, y se evapora por completo absorbiendo calor del espacio refrigerado. El refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y vuelve a entrar al compresor, completando el ciclo.

3.7 DESCRIPCIÓN DE LA UNIDAD SIMULADORA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

La temperatura a la cual se evapora un líquido (o se condensa un vapor) depende de la presión; así pues, si se hace trabajar la unidad simuladora de sistema de refrigeración con un fluido adecuado, éste se evaporará a una baja temperatura en el evaporador de baja presión (tomando calor de su entorno) y se condensará a una temperatura más alta en el condensador de alta presión (desprendiendo calor a su entorno).



Figura 3.2 Unidad Simuladora de Sistemas de Refrigeración, en la cual se aprecia cada uno de los elementos que conforman el ciclo.

El líquido de alta presión formado en el condensador precisa devolverse al evaporador con un gasto controlado.

El evaporador es una caja cerrada vertical de plástico. Un serpentín helicoidal de tubo de vidrio conduce el refrigerante contenido en el cilindro. El compresor mantiene una baja presión en el evaporador y esto causa la ebullición del refrigerante a baja temperatura, extrayendo el calor y reduciendo su temperatura.

El vapor de baja presión formado en el compresor se introduce en el compresor, donde aumenta su presión y pasa al condensador.

El condensador es también una caja vertical de metal a través del cual circula el refrigerante por un serpentín de tubo metálico. El vapor de alta presión procedente del compresor se condensa al transferir su calor latente al aire ambiente impulsado por el ventilador (condensador enfriado por aire).



Figura 3.3 Evaporador



Figura 3.4 Condensador

El líquido saturado de alta presión se recoge en el fondo del condensador, pasando primero por el filtro y luego por el capilar que descarga el líquido refrigerante de vuelta al evaporador.



Figura 3.5. Filtro de refrigerante.

Al pasar el líquido refrigerante caliente de alta presión por el capilar, se reduce su presión hasta la presión que existe en el evaporador, descendiendo su temperatura hasta la temperatura de saturación a la presión del evaporador. La reducción de temperatura va acompañada de la formación de vapor húmedo, que se puede ver a través de la mirilla de vidrio.

La instrumentación correspondiente nos permite medir: la temperatura y presión del refrigerante en el condensador y evaporador, la temperatura del aire a la entrada y salida de los serpentines en el evaporador y en el condensador.

3.8 DISEÑO DE LA PRÁCTICA

Después de arrancar el aparato, dejar que se estabilice unos 15 minutos. Podrá examinarse el ciclo de compresión de vapor y observar lo siguiente:

1. El compresor tiene una presión baja proveniente del evaporador y una presión más alta en el condensador.
2. En el evaporador, se produce la ebullición del refrigerante a una baja temperatura. Durante este proceso el refrigerante eleva su temperatura como resultado de la transferencia de calor entre el medio ambiente y el refrigerante (el evaporador no se aísla térmicamente precisamente para contribuir a una mayor transferencia de calor).
3. En el condensador, el refrigerante se condensa a una temperatura más alta. Observe que tampoco está aislado térmicamente, lo cual permite que el aire ambiente absorba calor del refrigerante y este último se condense.
4. El líquido en alta presión sale del condensador por el capilar y vuelve al evaporador. Al pasar por la mirilla de vidrio el refrigerante es una mezcla de vapor y líquido. La temperatura del refrigerante a la salida del capilar es la misma que la temperatura del evaporador e inferior a la del líquido en el condensador.

3.9 DESARROLLO DE LA PRÁCTICA

Para llegar a los objetivos planteados en ésta práctica se necesita un orden adecuado de los siguientes pasos, así como un adecuado trabajo en equipo.

PASO 1:

Medir las temperaturas y presiones de los elementos del ciclo de refrigeración por compresión de vapor a una velocidad mínima y máxima.

- Medir la temperatura y presión atmosférica.
- Medir la temperatura dentro de la caja, en donde se encuentra el evaporador.

Figura 3.6 Midiendo la temperatura en la caja. Antes de iniciar el ciclo.



PASO 2:

En el momento de Arrancar la unidad simuladora de ciclos de refrigeración se enciende el cronómetro, para medir el tiempo que demora en estabilizarse la temperatura y la presión respectivamente dentro de dicho sistema. Anotar los resultados.

- Al llegar el punto en que dichas variables se estabilicen, medir para cada elemento, es decir, para el evaporador compresor y condensador en el mismo instante: Presión baja y alta, temperaturas de entrada y salida. Anotar dichos resultados.



Figura 3.7 Manómetros, presión alta, salida del compresor (que es teóricamente igual a la presión de entrada y salida del condensador,) y presión baja, entrada del compresor (que es teóricamente igual a la presión de entrada y salida del evaporador)

COMPRESOR:

Figura 3.8. Midiendo la temperatura de entrada en el compresor



Figura 3.9 Midiendo la temperatura de salida en el compresor



EVAPORADOR:

Figura 3.10. Midiendo la temperatura de entrada en el evaporador





Figura 3.11.Midiendo la temperatura de salida en el evaporador

CONDENSADOR:



Figura 3.12.Midiendo la temperatura de entrada en el condensador



Figura 3.13. Midiendo la temperatura de salida en el condensador

5. Convertir las presiones manométricas obtenidas en las anteriores lecturas a presiones absolutas, es decir, la presión manométrica está dada en psig, por lo que es necesario transformar a psia sumando a dichas presiones manométricas la presión atmosférica local o estándar a nivel del mar (14.7psi). Escribir los valores como las que se muestran en la Tabla 3.
6. Las discrepancias pueden atribuirse a falta de estabilidad, errores de los instrumentos y aire u otros gases en el sistema.

Tabla 3.3 Valores de las presiones y temperaturas tomadas en el compresor a máxima y mínima velocidad

COMPRESOR				
	VELOCIDAD MÁXIMA		VELOCIDAD MÍNIMA	
	ENTRADA	SALIDA	ENTRADA	SALIDA
Presión absoluta	33.7 psia	154.7 psia	59.7 psia	239.7 psia
Temperatura	22.2 ° C	44.4 ° C	26.5 ° C	46.3 ° C
Tiempo	8min,32seg			

Tabla 3.4. Valores de las presiones y temperaturas tomadas en el condensador a máxima y mínima velocidad.

CONDENSADOR				
	Velocidad Máxima		Velocidad Mínima	
	Entrada	Salida	Entrada	Salida
Presión Absoluta	154.7 psia		242.2 psia	
Temperatura	30.8 ° C	26.5 ° C	48.6 ° C	33 ° C
Tiempo	8min,32seg			

Tabla 3.5. Valores de las presiones y temperaturas tomadas en el evaporador a máxima y mínima velocidad

EVAPORADOR				
Variable	VELOCIDAD MÁXIMA		VELOCIDAD MÍNIMA	
	ENTRADA	SALIDA	ENTRADA	SALIDA
Presión	33.7 psia		59.7 psia	
Temperatura	14.5 °C	16.5 °C	25.4 °C	21.1 °C
Tiempo	8min,32seg			

Después de obtener las presiones y las temperaturas, realizar lo siguiente:

- a) Medir las dimensiones de la caja de enfriamiento y las del serpentín del evaporador. Anotar los resultados como se muestra en las Tablas 6 y 7 respectivamente.

Figura 3.14 Midiendo la base de la caja.

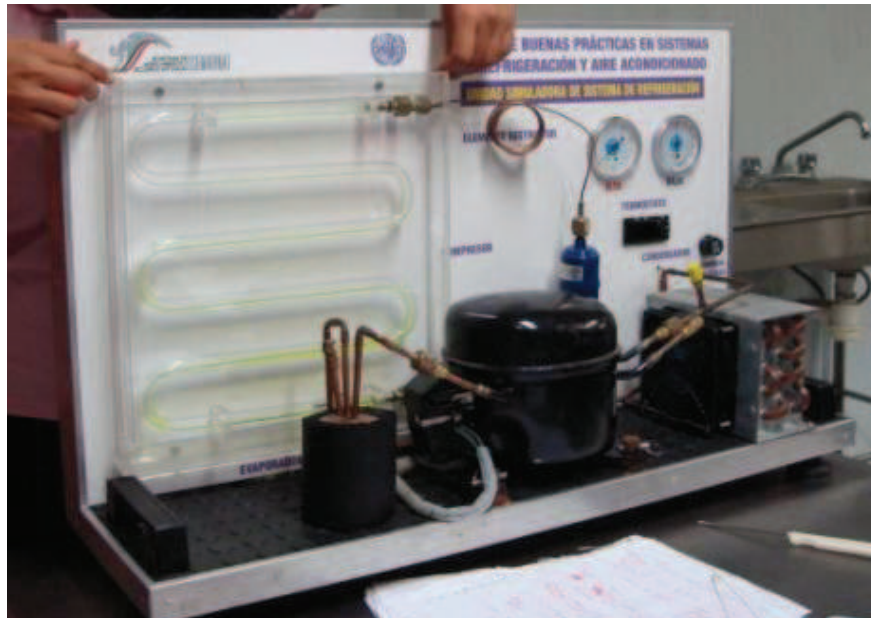




Figura 3.15 Midiendo la altura de la caja



Figura 3.16 Midiendo el largo recto del serpentín

Tabla 3.6. Dimensiones obtenidas de la caja de enfriamiento

DIMENSIONES		
CAJA DE ENFRIAMIENTO		
Variable	cm	M
Base (B)	36.10	0.361
Altura (H)	33.00	0.330
Grosor (G)	3.50	0.035

Tabla 3.7. Dimensiones obtenidas del serpentín en centímetros y metros

DIMENSIONES					
SERPENTÍN DEL EVAPORADOR					
	TRAMO RECTO		CODO		
Variable	cm	M	Nombre	cm	M
Largo recto	20.5	0.205	Radio del codo (R)	3.9	0.039
Diámetro exterior (Dext)	1.1	0.011	Diámetro exterior (Dext)	1.1	0.011

- b) De la Tabla 3.2. Ecuaciones de Cálculo, se utiliza la fórmula para obtener el volumen de la caja y se sustituyen los valores de la tabla 6 en la ecuación del volumen de caja.

Por lo que:

$$V_c = B \cdot H \cdot G = (0.361 \text{ m}) (0.330 \text{ m}) (0.035 \text{ m})$$

$$V_c = 4.169 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

- c) De la Tabla 3.2. Ecuaciones de Cálculo, se utiliza la fórmula para obtener el volumen del serpentín y se sustituyen los valores de la tabla 7 en la ecuación del volumen de serpentín.

Sustituyendo:

$$V_s = (\pi \cdot r^2 \cdot l) + (\pi \cdot R \cdot (\pi \cdot D_{ext}^2 / 4)) \cdot 5$$

$$V_s = (\pi \cdot (5.5 \times 10^{-3} \text{ m})^2 \cdot (0.205 \text{ m}) + (\pi \cdot (0.039 \text{ m}) \cdot (\pi \cdot (0.011 \text{ m})^2 / 4)) \cdot 5$$

$$V_s = 1.168 \times 10^{-4} \text{ m}^3 + 5.821 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$V_s = 1.750 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

- d) De la Tabla 3.2. Ecuaciones de Cálculo, se utiliza la fórmula para obtener el volumen del aire y se sustituyen los valores del volumen de la caja y el volumen del serpentín que acabamos de obtener.

Sustituyendo:

$$V_{\text{airecaja}} = 4.169 \times 10^{-3} \text{ m}^3 - 1.750 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$V_{\text{airecaja}} = 3.994 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

3.10. CÁLCULO DE LA VELOCIDAD MÁXIMA DEL VENTILADOR.

A continuación, calcularemos el flujo másico del refrigerante, cuando se eleva el sistema a una velocidad máxima. es decir el M_R como se especifica en la Tabla 3.2 :

$$M_{R(HS-HE)} = \frac{M C_p ((T_A - T_{AIR}))}{T}$$

DATOS:

$$M_R = ?$$

$$HS = -8811 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \text{ (Obtenido de HYSYS).}$$

$$HE = -9014 \text{ KJ/kg} \text{ (Obtenido de HYSYS).}$$

$$M = \rho V_{\text{airecaja}}$$

$$M = \rho \text{ (Obtenido de HYSYS), y } V_{\text{airecaja}} = 3.994 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$M = (1.184 \text{ kg/m}^3) (3.994 \times 10^{-3} \text{ m}^3)$$

$$M = 4.728 \times 10^{-3} \text{ kg.}$$

$$C_p = 0.9915 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \text{ (Obtenido de HYSYS).}$$

$$T_A = 25.4 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{AIR} = 21.1 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T = 512 \text{ s}$$

Como se observa en la descripción de los datos, hay valores que se obtuvieron del HYSYS; los cuales se describen a continuación:

1. Para calcular el C_p y la densidad de aire, se toma como datos a usar en el HYSIS: La temperatura ambiente y la presión atmosférica:

Figura 3.17 Pantalla de HYSYS con una corriente de aire.

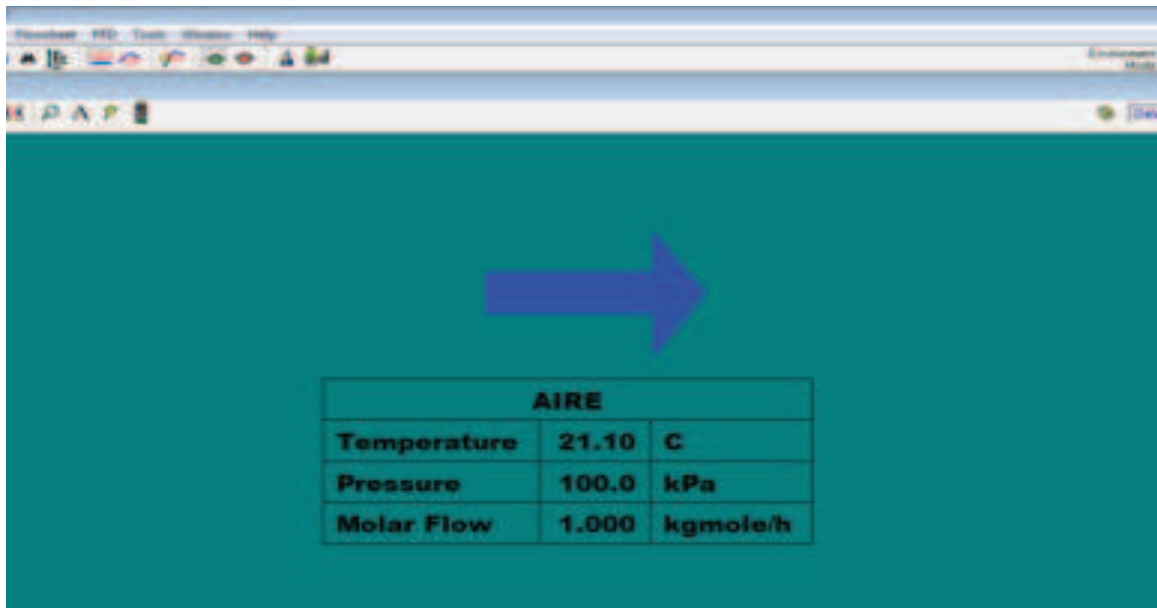


Figura 3.18 Pantalla del HYSYS con las propiedades de la corriente de aire

Property	Liquid Phase	Vapour Phase
Stream Name	AIRE	
Act. Gas Flow [ACT_m3/h]	<empty>	24.45
Act. Liq. Flow [m3/s]	<empty>	<empty>
Act. Volume Flow [m3/h]	24.45	24.45
Avg. Liq. Density [kgmole/m3]	30.38	30.38
Cost Based on Flow [Cost/s]	0.0000	0.0000
K Value		
Cp [Cp - R]	1.408	1.408
Cp/Cv	1.411	1.411
Cv [Ent. Method]	1.413	<empty>
Cv [kJ/kgmole-C]	20.35	20.35
Cv [Ent. Method] [kJ/kgmole-C]	20.31	20.31
Cv [Semi-Ideal] [kJ/kgmole-C]	20.39	20.39
Heat Capacity [kJ/kgmole-C]	28.70	28.70
Heat of Vap. [kJ/kgmole]	5596	5596
Kinematic Viscosity [cSt]	15.75	15.75
Liq. Mass Density [Std. Cond] [kg/m3]	<empty>	<empty>
Liq. Vol. Flow [Std. Cond] [m3/h]	<empty>	<empty>
Liq. Vol. Flow - Sum[Std. Cond] [m3/h]	0.0000	0.0000
Liquid Fraction	0.0000	0.0000
Lower Heating Value [kJ/kgmole]	0.0000	0.0000
Mass Cv [kJ/kg-C]	0.7029	0.7029
Mass Cv [Ent. Method] [kJ/kg-C]	0.7015	0.7015
Mass Cv [Semi-Ideal] [kJ/kg-C]	0.7043	0.7043
Mass Density [kg/m3]	1.184	1.184
Mass Enthalpy [kJ/kg]	-4.108	-4.108
Mass Entropy [kJ/kg-C]	5.399	5.399
Mass Heat Capacity [kJ/kg-C]	0.9915	0.9915
Mass Heat of Vap. [kJ/kg]	193.3	<empty>
Mass Lower Heating Value [kJ/kg]	<empty>	<empty>
Molar Density [kgmole/m3]	4.009e-002	4.009e-002
Molar Volume [m3/kgmole]	24.45	24.45
Molecular Weight	28.95	28.95

- Para calcular las entalpías del refrigerante en el evaporador, se toma como datos a utilizar en HYSYS: la presión de entrada al evaporador, así como la calidad.

Figura 3.19 Pantalla de HYSYS con las corrientes del R134a

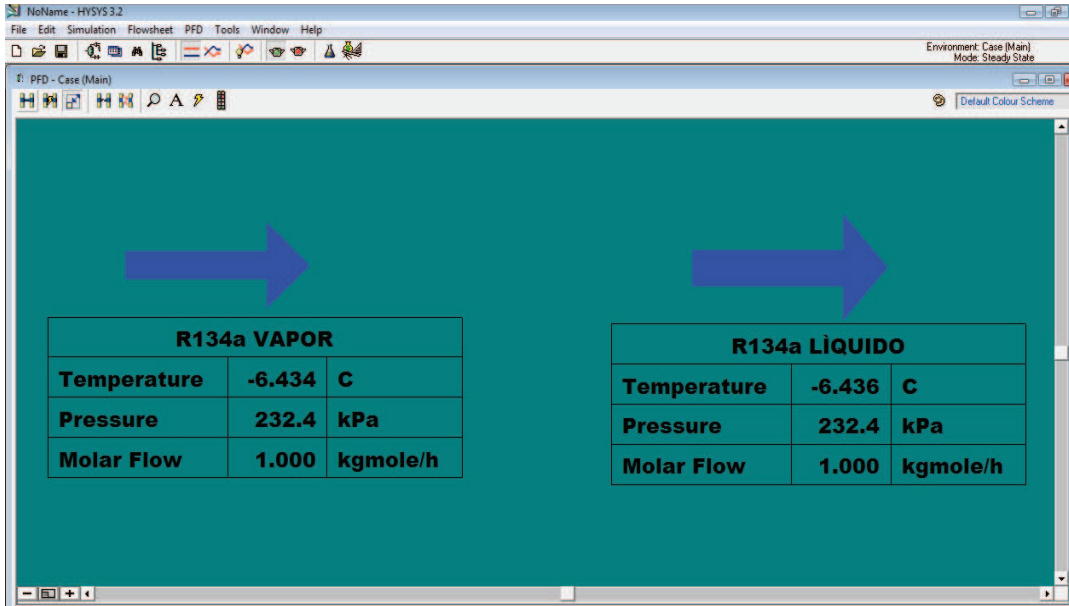


Figura 3.20 Pantalla de HYSYS mostrando la entalpía de salida dentro de las propiedades del R134a.

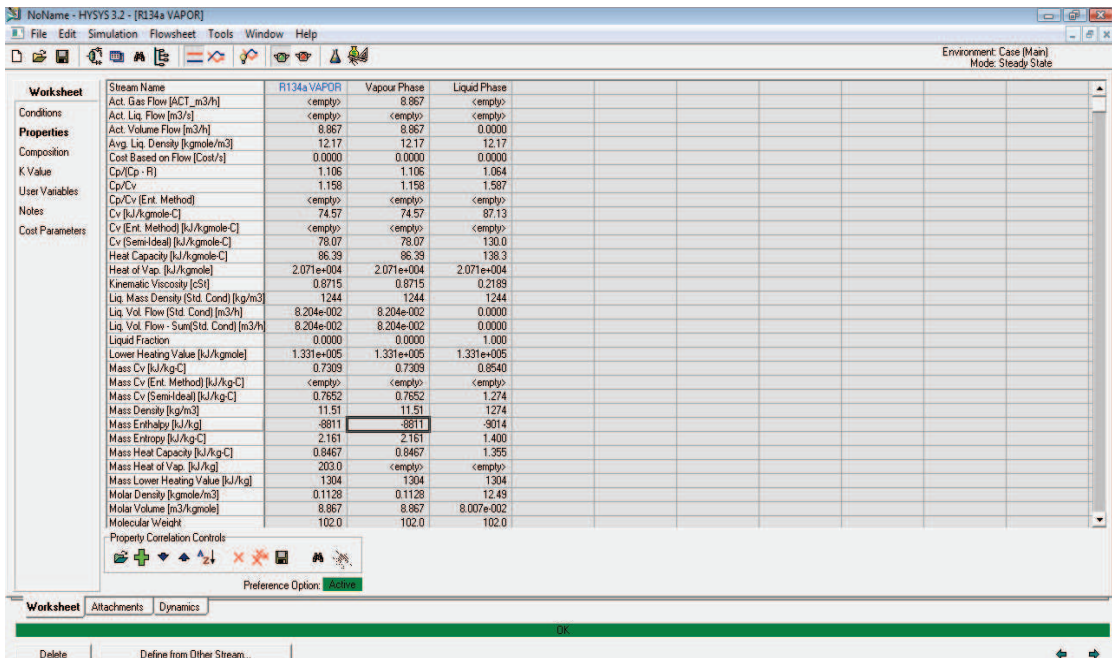


Figura 3.21 Pantalla en HYSYS donde se muestra la entalpía de entrada dentro de las propiedades el R134a

Stream Name	R134a LIQUIDO	Liquid Phase	Vapour Phase
Act. Gas Flow [ACT_m3/h]	<empty>	<empty>	<empty>
Act. Liq. Flow [m3/h]	2.224e-005	2.224e-005	<empty>
Act. Volume Flow [m3/h]	8.007e-002	8.007e-002	0.0000
Avg. Liq. Density [kg/mole/m3]	12.17	12.17	12.17
Cost Based on Flow [Cost/s]	0.0000	0.0000	0.0000
Cp/(Cp - R)	1.064	1.064	1.106
Cp/Cv	1.587	1.587	1.158
Cp/Cv [Ent. Method]	<empty>	<empty>	<empty>
Cv [kJ/kgmole-C]	87.13	87.13	74.57
Cv [Ent. Method] [kJ/kgmole-C]	<empty>	<empty>	<empty>
Cv [Semi-Ideal] [kJ/kgmole-C]	130.0	130.0	78.07
Heat Capacity [kJ/kgmole-C]	138.3	138.3	86.39
Heat of Vap. [kJ/kgmole]	2.071e+004	2.071e+004	2.071e+004
Kinematic Viscosity [cSt]	0.2190	0.2190	0.8715
Liq. Mass Density [Std. Cond] [kg/m3]	1244	1244	1244
Liq. Vol. Flow [Std. Cond] [m3/h]	8.204e-002	8.204e-002	0.0000
Liq. Vol. Flow - Surr [Std. Cond] [m3/h]	8.204e-002	8.204e-002	0.0000
Liquid Fraction	1.000	1.000	0.0000
Lower Heating Value [kJ/kgmole]	1.331e+005	1.331e+005	1.331e+005
Mass Cv [kJ/kg-C]	0.8540	0.8540	0.7309
Mass Cv [Ent. Method] [kJ/kg-C]	<empty>	<empty>	<empty>
Mass Cv [Semi-Ideal] [kJ/kg-C]	1.274	1.274	0.7652
Mass Density [kg/m3]	1274	1274	11.51
Mass Enthalpy [kJ/kg]	-8014	-9014	-8811
Mass Entropy [kJ/kg-C]	1.400	1.400	2.161
Mass Heat Capacity [kJ/kg-C]	1.355	1.355	0.8467
Mass Heat of Vap. [kJ/kg]	203.0	<empty>	<empty>
Mass Lower Heating Value [kJ/kg]	1304	1304	1304
Molar Density [kgmole/m3]	12.49	12.49	0.1128
Molar Volume [m3/kgmole]	8.007e-002	8.007e-002	8.867
Molecular Weight	102.0	102.0	102.0

Despeje:

$$M_R = \frac{\left(M C_p \left(\frac{T_A - T_{AIR}}{T} \right) \right)}{(H_S - H_E)}$$

Sustituyendo

$$M_R = \frac{(4.729 \times 10^{-3} \text{ kg}) \left(\frac{0.9915 \text{ kJ}_o\text{C}}{\text{kg}} \right) \{ (25.4^\circ\text{C} - 21.1^\circ\text{C}) \}}{(-8811 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 9014 \text{ kJ/kg})}$$

Resultado: $M_R = 1.9399 \times 10^{-7} \text{ kg/s}$

Auxiliándonos de la tabla 3.2 y de la ecuación 5, se procede a calcular el valor del calor rechazado por el condensador:

$$Q_R = M_R (H_E - H_S)$$

DATOS:

$$M_R = 1.9399 \times 10^{-7} \text{ kg/s}$$

$$H_S = -8945 \text{ kJ/kg (Obtenido de HYSYS).}$$

HE=-8784 kJ/kg (Obtenido de HYSYS).

Para encontrar los valores de las entalpías de entrada y salida en el condensador fue necesaria la presión de entrada al condensador y la calidad.

Figura 3.22 Corrientes de aire del condensador. (Pantalla de HYSYS).

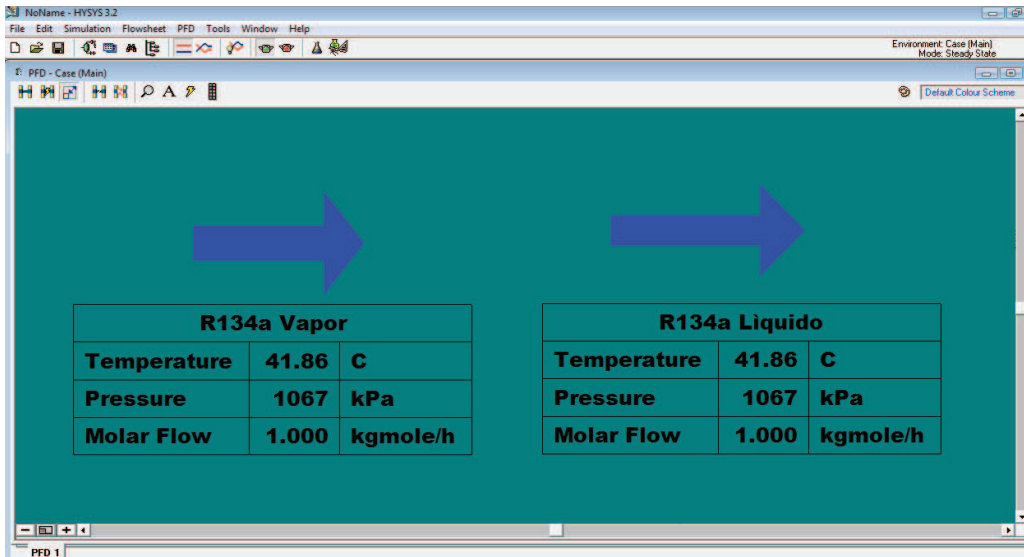


Figura 3.23 Se aprecia la Entalpía de Salida del Condensador, con ayuda del simulador HYSYS.

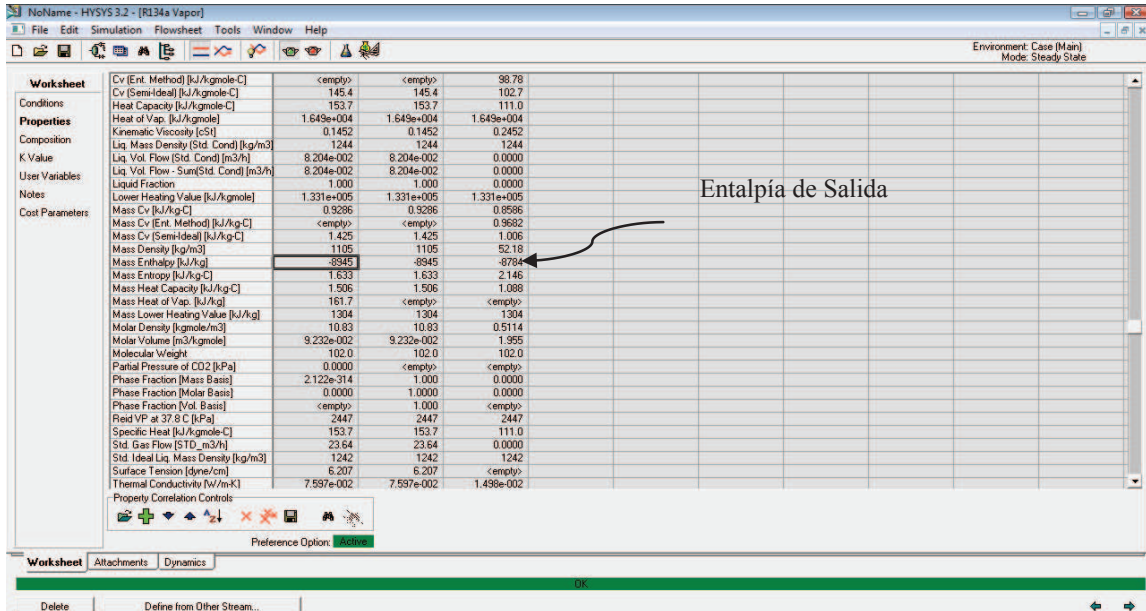


Figura 3.24 Se observa la entalpía de Entrada al condensador, mediante HYSYS.

Stream Name	R134a Liquido	Vapour Phase	Liquid Phase
Act. Gas Flow [ACT_m3/h]	<empty>	1.955	<empty>
Act. Liq. Flow [m3/h]	<empty>	<empty>	<empty>
Act. Volume Flow [m3/h]	1.955	1.955	0.0000
Avg. Liq. Density [kg/mole/m3]	12.17	12.17	12.17
Cost Based on Flow [Cost/s]	0.0000	0.0000	0.0000
K Value	1.081	1.081	1.057
Cp/Cv	1.267	1.267	1.522
Cp/Cv (Ent. Method)	<empty>	1.124	<empty>
Cv [kJ/kgmole-C]	87.61	87.61	94.75
Cv Ent. Method [kJ/kgmole-C]	98.78	98.78	<empty>
Cv (Semi-Ideal) [kJ/kgmole-C]	102.7	102.7	145.4
Heat Capacity [kJ/kgmole-C]	111.0	111.0	153.7
Heat of Vap. [kJ/kgmole]	1.649e+004	1.649e+004	1.649e+004
Kinematic Viscosity [cSt]	0.2452	0.2452	0.1452
Liq. Mass Density (Std. Cond) [kg/m3]	1244	1244	1244
Liq. Vol. Flow (Std. Cond) [m3/h]	8.204e-002	8.204e-002	0.0000
Liq. Vol. Flow - Sum(Std. Cond) [m3/h]	8.204e-002	8.204e-002	0.0000
Liquid Fraction	0.0000	0.0000	1.000
Lower Heating Value [kJ/kgmole]	1.331e+005	1.331e+005	1.331e+005
Mass Cv [kJ/kg-C]	0.9596	0.9596	0.9296
Mass Cv (Ent. Method) [kJ/kg-C]	0.9682	0.9682	<empty>
Mass Cv (Semi-Ideal) [kJ/kg-C]	1.006	1.006	1.425
Mass Density [kg/m3]	52.18	52.18	1105
Mass Enthalpy [kJ/kg]	-8784	-8784	-8945
Mass Entropy [kJ/kg-C]	2.146	2.146	1.633
Mass Heat Capacity [kJ/kg-C]	1.088	1.088	1.506
Mass Heat of Vap. [kJ/kg]	161.7	<empty>	<empty>
Mass Lower Heating Value [kJ/kg]	1304	1304	1304
Molar Density [kgmole/m3]	0.5114	0.5114	10.83
Molar Volume [m3/kgmole]	1.955	1.955	9.232e-002
Molecular Weight	102.0	102.0	102.0

Sustituyendo en la ecuación 5:

$$Q_R = M_R (HE - HS)$$

$$Q_R = (1.9399 \times 10^{-7} \text{ kg/s}) (-8784 \text{ kJ/kg} + 8945 \text{ kJ/kg})$$

RESULTADO:

$$Q_R = 3.12323 \times 10^{-5} \text{ kJ/s}$$

$$Q_R = 3.12323 \times 10^{-5} \text{ Kw}$$

De la tabla 3.2: "Ecuaciones de cálculo", se toma la Ecuación 6 y se calcula dicha incógnita.

$$Q_a = M_R (HS - HE)$$

DATOS:

$$M_R = 1.9399 \times 10^{-7} \text{ kg/s}$$

$$HE = -9014 \text{ kJ / kg (obtenido de HYSYS).}$$

$$HS = -8811 \text{ kJ / kg (Obtenido de HYSYS).}$$

SUSTITUYENDO:

$$Q_a = M_R (HS - HE)$$

$$Q_a = (1.9399 \times 10^{-7} \text{ kg/s}) (-8811 \text{ kJ / kg} + 9014 \text{ kJ / kg})$$

RESULTADO:

$$Q_a = 3.93799 \times 10^{-5} \text{ kJ/s}$$

$$Q_a = 3.93799 \times 10^{-5} \text{ kW}$$

El consumo del compresor se conoce a partir de la fórmula 7 que se encuentra dentro de la tabla 3.2:

$$C_c = \sqrt{3} \cdot V I \cos \phi$$

DATOS:

$$V = 120.3 \text{ v}$$

$$\cos \phi = 0.9$$

$$I = 1.56 \times 10^{-3} \text{ A}$$

SUSTITUYENDO:

$$C_c = \sqrt{3}(120.3)(0.9)(1.56 \times 10^{-3} \text{ A})$$

RESULTADO:

$$C_c = 0.2925 \text{ kW}$$

El calor que se encuentra presente dentro de la caja, que es lugar que enfría éste sistema de refrigeración y donde además se encuentra el evaporador de vidrio está dado por la Ecuación 8 de la Tabla 3.2:

$$Q_c = M C_p * ((T_A - T_F)/T)$$

DATOS:

$$M = 4.728 \times 10^{-3} \text{ kg.}$$

$$C_p = 0.9915 \text{ kJ/kg (Obtenido de HYSYS).}$$

$$T_A = 25.4^\circ\text{C}$$

$$T_F = 21.1^\circ\text{C}$$

$$T = 512 \text{ s}$$

SUSTITUCIÓN

$$Q_c = (4.728 \times 10^{-3} \text{ kg.})(0.9915 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}) * ((25.4^\circ\text{C} - 21.1^\circ\text{C})/512 \text{ s})$$

RESULTADO

$$Q_c = 3.937 \times 10^{-5} \text{ kJ/s}$$

$$Q_c = 3.937 \times 10^{-5} \text{ Kw}$$

Por último se calcula el COP, por la forma en que muestra en la tabla, para conocer el coeficiente de desempeño de forma térmica:

$$\text{COPt} = Q_c / (M_R \cdot (H_S - H_E))$$

DATOS:

$$Q_c = 3.937 \times 10^{-5} \text{ kW}$$

$$M_R = 1.9399 \times 10^{-7} \text{ kg/s}$$

$$H_S = -8811 \text{ kJ/kg}$$

$$H_E = -9014 \text{ kJ/kg}$$

SUSTITUYENDO:

$$\text{COPt} = 3.937 \times 10^{-5} \text{ kJ/s} / ((1.9399 \times 10^{-7} \text{ kg/s}) \cdot (-8811 \text{ kJ/kg} + 9014 \text{ kJ/kg}))$$

RESULTADOS:

$$\text{COPt} = 1.000$$

3.11 CÁLCULO A VELOCIDAD MÍNIMA DEL VENTILADOR.

A continuación, calcularemos el flujo másico del refrigerante, cuando se reduce el sistema a una velocidad mínima. es decir el MR como se especifica en la Tabla 3.2 ecuación 4:

$$M_R(H_S - H_E) = \frac{M C_p ((T_A - T_{AIR}))}{T}$$

DATOS:

$$M_R = ?$$

$$H_S = -8801 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \text{ (Obtenido de HYSYS).}$$

$$H_E = -8992 \text{ KJ/kg} \text{ (Obtenido de HYSYS).}$$

$$M = \rho V_{airecaja}$$

$$= \rho \text{ (Obtenido de HYSYS), y } V_{airecaja} = 3.994 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$= (1.184 \text{ kg/m}^3) (3.994 \times 10^{-3} \text{ m}^3)$$

$$\mathbf{M = 4.728 \times 10^{-3} \text{ kg.}}$$

$$C_p = 0.9915 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \text{ (Obtenido de HYSYS).}$$

$$T_A = 25.4 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{AIR} = 21.1 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T = 512 \text{ s}$$

Como se observa en la descripción de los datos, hay valores que se obtuvieron del HYSYS; los cuales se describen a continuación:

1. Para calcular el Cp y la densidad de aire, se toma como datos a usar en el HYSYS: La temperatura ambiente y la presión atmosférica:

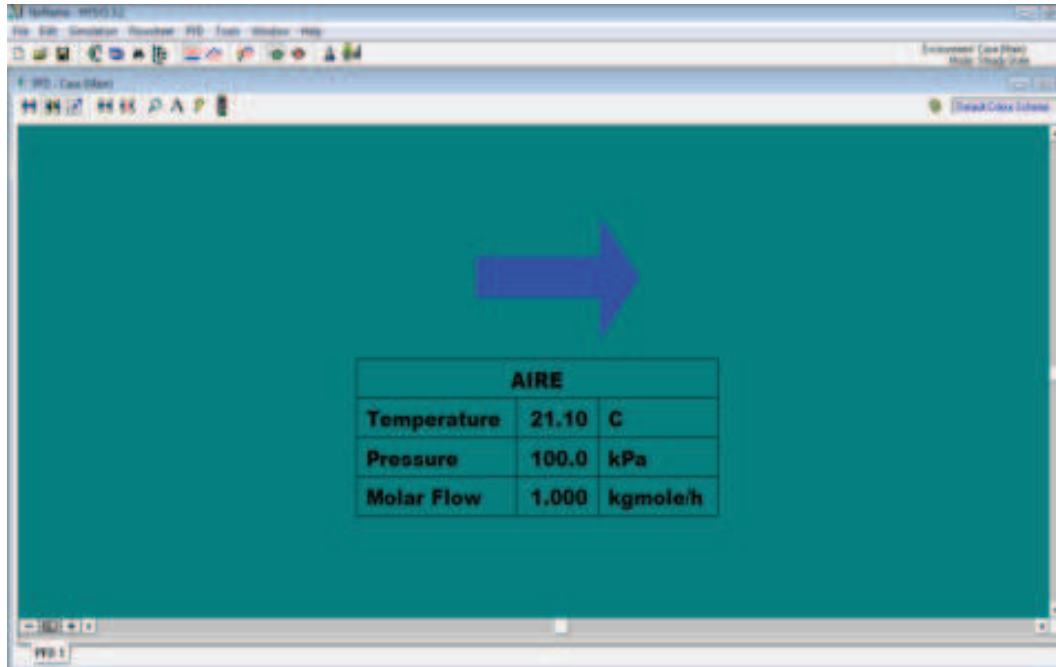


Figura 3.25 Pantalla de HYSYS con una corriente de aire.

Worksheet	Stream Name	AIRE	Vapour Phase
Conditions	Act. Gas Flow [ACT_m3/h]	<empty>	24.45
	Act. Liq. Flow [m3/h]	<empty>	<empty>
	Act. Volume Flow [m3/h]	24.45	24.45
Properties	Avg. Liq. Density [kgmole/m3]	30.38	30.38
Composition	Cost Based on Flow [Cost/h]	0.0000	0.0000
K Value	Cp/(Cp - R)	1.408	1.408
User Variables	Cp/Cv	1.411	1.411
Notes	Cp,Cv [Ent. Method]	1.413	<empty>
Cost Parameters	Cv [kJ/kgmole-C]	20.35	20.35
	Cv [Ent. Method] [kJ/kgmole-C]	20.31	20.31
	Cv [Semi-Ideal] [kJ/kgmole-C]	20.39	20.39
	Heat Capacity [kJ/kgmole-C]	28.70	28.70
	Heat of Vap. [kJ/kgmole]	5596	5596
	Kinematic Viscosity [cSt]	15.75	15.75
	Liq. Mass Density [Std. Cond] [kg/m3]	<empty>	<empty>
	Liq. Vol. Flow [Std. Cond] [m3/h]	<empty>	<empty>
	Liq. Vol. Flow - Sum[Std. Cond] [m3/h]	0.0000	0.0000
	Liquid Fraction	0.0000	0.0000
	Lower Heating Value [kJ/kgmole]	0.0000	0.0000
	Mass Cv [kJ/kg-C]	0.7029	0.7029
	Mass Cv [Ent. Method] [kJ/kg-C]	0.7015	0.7015
	Mass Cv [Semi-Ideal] [kJ/kg-C]	0.7043	0.7043
	Mass Density [kg/m3]	1.184	1.184
	Mass Enthalpy [kJ/kg]	4.108	4.108
	Mass Entropy [kJ/kg-C]	5.399	5.399
	Mass Heat Capacity [kJ/kg-C]	0.9915	0.9915
	Mass Heat of Vap. [kJ/kg]	193.3	<empty>
	Mass Lower Heating Value [kJ/kg]	<empty>	<empty>
	Molar Density [kgmole/m3]	4.089e-002	4.089e-002
	Molar Volume [m3/kgmole]	24.45	24.45
	Molecular Weight	28.95	28.95

Figura 3.26 Pantalla del HYSYS con las propiedades de la corriente de aire

- Para calcular las entalpías del refrigerante en el evaporador, se toma como datos a utilizar en HYSYS: la presión de entrada al evaporador, así como la calidad.

Figura 3.27 Se aprecia en HYSYS las corrientes aire en el evaporador.

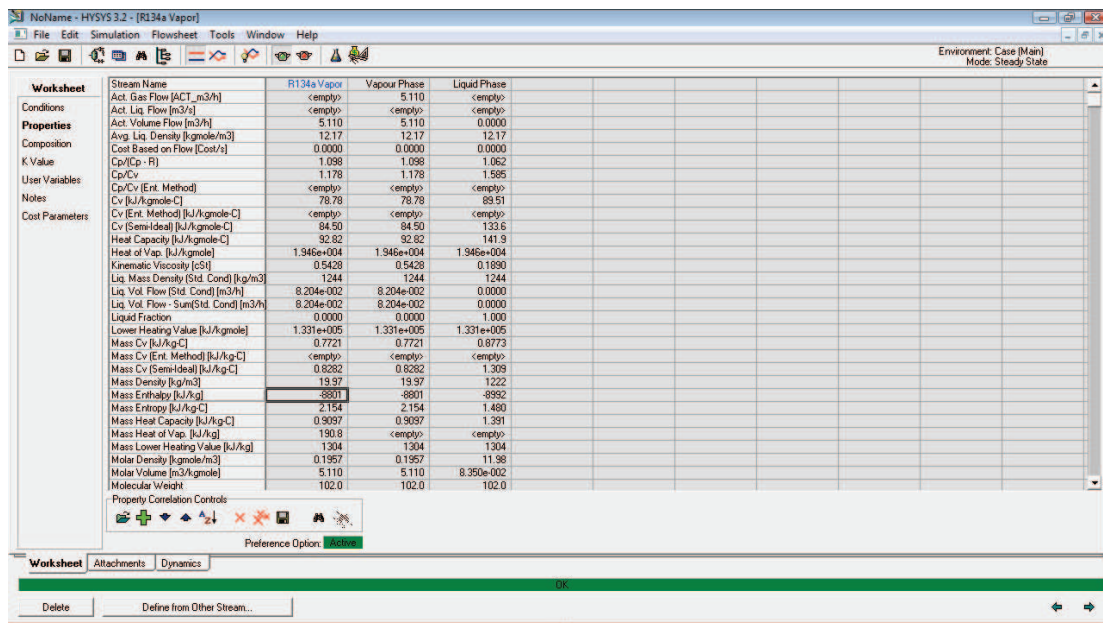
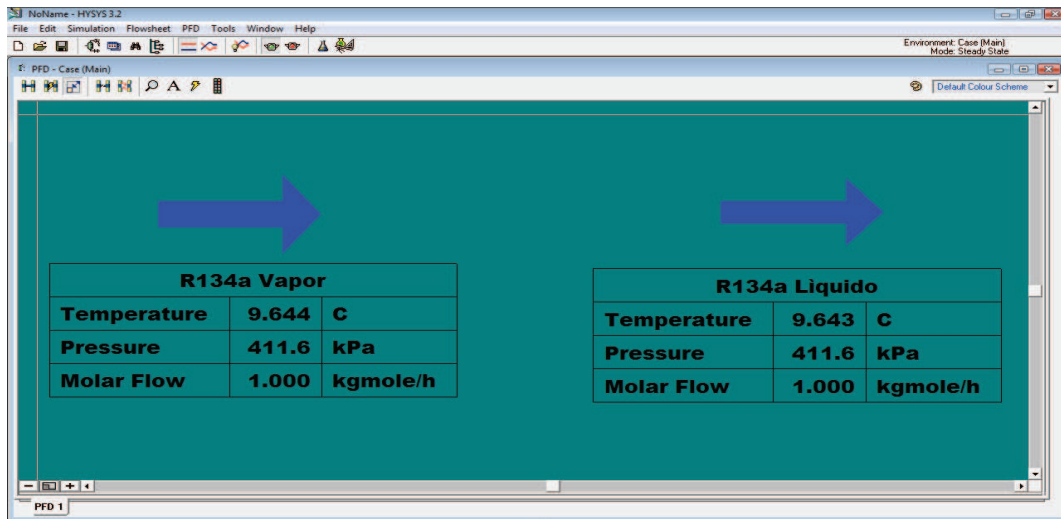


Figura 3.28 Pantalla en HYSYS en la que se observa la Entalpía de Salida. Del evaporador.

Worksheet	Stream Name	R134a Liquido	Liquid Phase	Vapour Phase
Conditions	Act. Gas Flow [ACT_m3/h]	<empty>	<empty>	<empty>
Properties	Act. Liq. Flow [m3/s]	2.319e-005	2.319e-005	<empty>
Composition	Act. Volume Flow [m3/h]	8.350e-002	8.350e-002	0.0000
	Avg. Liq. Density [kgmole/m3]	12.17	12.17	12.17
	Cost Based on Flow [Cost/s]	0.0000	0.0000	0.0000
K Value	Cp/(Cp - R)	1.062	1.062	1.098
User Variables	Cp/Cv	1.585	1.585	1.178
Notes	Cp/Cv [Ent. Method]	<empty>	<empty>	<empty>
Cost Parameters	Cv [Ent. Method] [kJ/kgmole-C]	<empty>	<empty>	<empty>
	Cv [Semi-Ideal] [kJ/kgmole-C]	133.6	133.6	84.50
	Heat Capacity [kJ/kgmole-C]	141.9	141.9	92.81
	Heat of Vap. [kJ/kgmole]	1.946e+004	1.946e+004	1.946e+004
	Kinematic Viscosity [S]	0.1690	0.1690	0.5427
	Liq. Mass Density [Std. Cond] [kg/m3]	1244	1244	1244
	Liq. Vol. Flow [Std. Cond] [m3/h]	8.204e-002	8.204e-002	0.0000
	Liq. Vol. Flow - Sum[Std. Cond] [m3/h]	8.204e-002	8.204e-002	0.0000
	Liquid Fraction	1.000	1.000	0.0000
	Lower Heating Value [kJ/kgmole]	1.331e+005	1.331e+005	1.331e+005
	Mass Cv [kJ/kg-C]	0.8773	0.8773	0.7721
	Mass Cv [Semi-Ideal] [kJ/kg-C]	1.309	1.309	0.8282
	Mass Density [kg/m3]	1222	1222	19.97
	Mass Enthalpy [kJ/kg]	-8992	-8992	-8801
	Mass Entropy [kJ/kg-C]	1.480	1.480	2.154
	Mass Heat Capacity [kJ/kg-C]	1.391	1.391	0.9097
	Mass Heat of Vap. [kJ/kg]	190.8	<empty>	<empty>
	Mass Lower Heating Value [kJ/kg]	1304	1304	1304
	Molar Density [kgmole/m3]	11.98	11.98	0.1957
	Molar Volume [m3/kgmole]	8.350e-002	8.350e-002	5.109
	Molecular Weight	102.0	102.0	102.0

Figura 3.29 Propiedades del R134 a, La entalpía de Entrada.

Despeje

$$M_R = \frac{\left(M C_p \left(\frac{T_A - T_{AIR}}{T} \right) \right)}{(H_S - H_E)}$$

Sustituyendo

$$M_R = \frac{(4.728 \times 10^{-3} \text{ kg}) \left(\frac{0.9915 \text{ kJ}}{\text{kg}} \right) \{ (25.4^\circ\text{C} - 21.1^\circ\text{C}) \}}{(-8801 + 8992 \text{ kJ/kg})}$$

Resultado: $M_R = 2.061 \times 10^{-7} \text{ kg/s}$

Auxiliándonos de la tabla 3.2 y de la ecuación 5, se procede a calcular el valor del calor rechazado por el condensador:

$$Q_R = M_R (H_E - H_S)$$

DATOS:

$$M_R = 2.061 \times 10^{-7} \text{ kg/s}$$

$H_S = -8918 \text{ kJ/kg}$ (Obtenido de HYSYS).

$H_E = -8777 \text{ kJ/kg}$ (Obtenido de HYSYS).

Para encontrar los valores de las entalpías de entrada y salida en el condensador fue necesaria la presión de entrada al condensador y la calidad.

Figura 3.30 Donde se aprecian las corrientes de aire para el condensador.

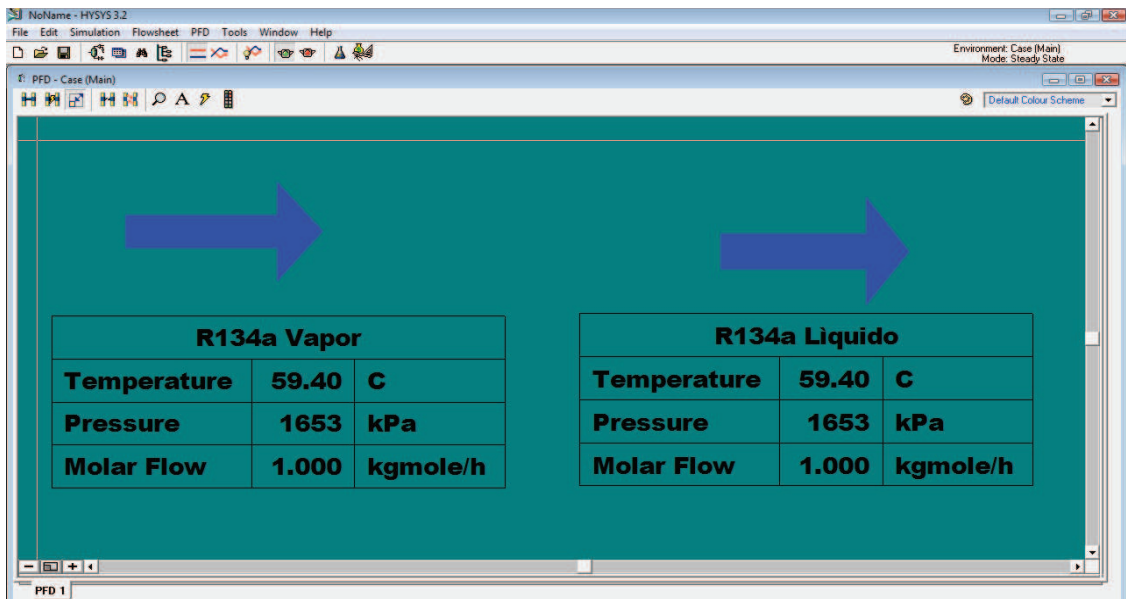
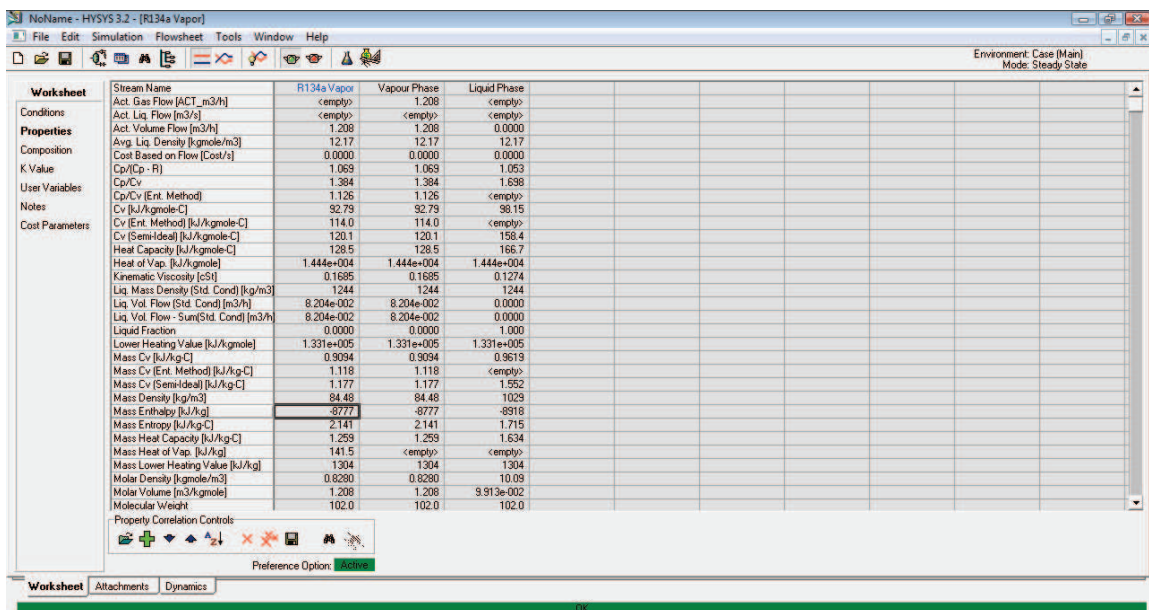


Figura 3.31 En la que se aprecia la Entalpía de Entrada al condensador.



Worksheet	Stream Name	R134a Liquido	Liquid Phase	Vapour Phase
Conditions	Act. Gas Flow [ACT_m3/h]	<empty>	<empty>	<empty>
Conditions	Act. Liq. Flow [m3/s]	2.754e-005	2.754e-005	<empty>
Conditions	Act. Volume Flow [m3/h]	9.913e-002	9.913e-002	0.0000
Properties	Avg. Liq. Density [kg/mole/m3]	12.17	12.17	12.17
Composition	Cost Based on Flow [Cost/s]	0.0000	0.0000	0.0000
K. Value	Cp/(Cp - R)	1.053	1.053	1.069
User Variables	Cp/Cv	1.636	1.636	1.364
User Variables	Cp/Cv (Ent. Method)	1.461	<empty>	1.136
Notes	Cv [kJ/kgmole-C]	98.15	98.15	92.79
Cost Parameters	Cv (Ent. Method) [kJ/kgmole-C]	<empty>	<empty>	114.0
Cost Parameters	Cv (Semi-Ideal) [kJ/kgmole-C]	158.3	158.3	120.1
Cost Parameters	Heat Capacity [kJ/kgmole-C]	166.7	166.7	128.5
Cost Parameters	Heat of Vap. [kJ/kgmole]	1.444e+004	1.444e+004	1.444e+004
Cost Parameters	Kinematic Viscosity [cSt]	0.1274	0.1274	0.1685
Cost Parameters	Liq. Mass Density (Std. Cond) [kg/m3]	1244	1244	1244
Cost Parameters	Liq. Vol. Flow (Std. Cond) [m3/h]	8.204e-002	8.204e-002	0.0000
Cost Parameters	Liq. Vol. Flow - Sum(Std. Cond) [m3/h]	8.204e-002	8.204e-002	0.0000
Cost Parameters	Liquid Fraction	1.000	1.000	0.0000
Cost Parameters	Lower Heating Value [kJ/kgmole]	1.331e+005	1.331e+005	1.331e+005
Cost Parameters	Mass Cv [kJ/kg-C]	0.9619	0.9619	0.3094
Cost Parameters	Mass Cv (Ent. Method) [kJ/kg-C]	<empty>	<empty>	1.118
Cost Parameters	Mass Cv (Semi-Ideal) [kJ/kg-C]	1.552	1.552	1.178
Cost Parameters	Mass Density [kg/m3]	1029	1029	84.48
Cost Parameters	Mass Enthalpy [kJ/kg]	-8918	-8918	-8777
Cost Parameters	Mass Entropy [kJ/kg-C]	1.715	1.715	2.141
Cost Parameters	Mass Heat Capacity [kJ/kg-C]	1.633	1.633	1.259
Cost Parameters	Mass Heat of Vap. [kJ/kg]	141.5	<empty>	<empty>
Cost Parameters	Mass Lower Heating Value [kJ/kg]	1304	1304	1304
Cost Parameters	Molar Density [kgmole/m3]	10.09	10.09	0.8280
Cost Parameters	Molar Volume [m3/kgmole]	9.913e-002	9.913e-002	1.208
Cost Parameters	Molecular Weight	102.0	102.0	102.0

Figura 3.32. En la que se aprecia la Entalpía de salida del condensador en el simulador de HYSYS.

Sustituyendo en la ecuación 5:

$$Q_r = M_R (H_E - H_S)$$

$$Q_r = (2.061 \times 10^{-7} \text{ kg/s}) (-8777 \text{ kJ/kg} + 8918 \text{ kJ/kg})$$

RESULTADO:

$$Q_r = 2.906 \times 10^{-5} \text{ kJ/s}$$

$$Q_r = 2.906 \times 10^{-5} \text{ kW}$$

De la tabla 3.2: "Ecuaciones de cálculo", se toma la Ecuación 6 y se calcula dicha incógnita.

$$Q_a = M_R (H_S - H_E)$$

DATOS:

$$M_R = 2.061 \times 10^{-7} \text{ kg/s}$$

$$H_E = -8992 \text{ kJ / kg (Obtenido de HYSYS).}$$

$$H_S = -8801 \text{ kJ / kg (Obtenido de HYSYS).}$$

Sustituyendo:

$$Q_a = M_R (H_S - H_E)$$

$$Q_a = (2.061 \times 10^{-7} \text{ kg/s}) (-8811 \text{ kJ / kg} + 9014 \text{ kJ / kg})$$

RESULTADO:

$$Q_a = 3.936 \times 10^{-5} \text{ kJ/s}$$

$$Q_a = 3.936 \times 10^{-5} \text{ kW}$$

El consumo del compresor se conoce a partir de la fórmula 7 que se encuentra dentro de la tabla 3.2:

$$C_c = \sqrt{3} \cdot V I \cos \phi$$

DATOS:

$$V = 120.3 \text{ v}$$

$$\cos \phi = 0.9$$

$$I = 1.56 \times 10^{-3} \text{ A}$$

SUSTITUYENDO:

$$C_c = \sqrt{3} (120.3 \text{ kV}) (2.31 \times 10^{-3} \text{ A}) (0.9)$$

RESULTADO:

$$C_c = 0.4331 \text{ kW}$$

El calor que se encuentra presente dentro de la caja, que es lugar que enfría éste sistema de refrigeración y donde además se encuentra el evaporador de vidrio está dado por la Ecuación 8 de la Tabla 3.2:

$$Q_c = M C_p * ((T_A - T_F) / T)$$

DATOS:

$$M = 4.728 \times 10^{-3} \text{ kg.}$$

$$C_p = 0.9915 \text{ kJ/kg (Obtenido de HYSYS).}$$

$$T_A = 25.4^\circ\text{C}$$

$$T_F = 21.1^\circ\text{C}$$

$$T = 512 \text{ s}$$

SUSTITUCIÓN

$$Q_c = (4.728 \times 10^{-3} \text{ kg.}) (0.9915 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}) * ((25.4^\circ\text{C} - 21.1^\circ\text{C}) / 512 \text{ s})$$

RESULTADO

$$Q_c = 3.937 \times 10^{-5} \text{ kJ/s}$$

$$Q_c = 3.937 \times 10^{-5} \text{ kW}$$

Por último se calcula el COP, por la forma como muestra la tabla, es decir, para conocer el coeficiente de desempeño de forma térmica:

$$\text{COPt} = Q_c / (M_R * (H_S - H_E))$$

DATOS:

$$Q_c = 3.937 \times 10^{-5} \text{ kJ/s}$$

$$M_R = 2.061 \times 10^{-7} \text{ kg/s}$$

$$H_S = -8801 \text{ kJ/kg (Obtenido de HYSYS)}$$

$$H_E = -8892 \text{ kJ/kg (Obtenido de HYSYS)}$$

SUSTITUYENDO:

$$\text{COPt} = 3.937 \times 10^{-5} \text{ kJ/s} / ((2.061 \times 10^{-7} \text{ kg/s}) (-8801 \text{ kJ/kg} + 8892 \text{ kJ/kg}))$$

RESULTADO:

$$\text{COPt} = 1.000025$$

Como se observa el resultado del COP en ambas velocidades es bajo, por lo que se deduce que hay baja capacidad de enfriamiento contra un mayor consumo de energía.

3.12. ELABORACIÓN DEL REPORTE

Se entregará un reporte de práctica que contenga:

- Información del equipo
- ¿Cómo se midió?
- Resultados obtenidos
- Análisis de resultados
- Conclusiones de la práctica

3.13. SUGERENCIAS DIDÁCTICAS

1. Se recomienda que se vincule las mediciones y los cálculos realizados con el software y simuladores presentes en el mercado.
2. Que se realice una comparación de los resultados realizados manualmente con los de la computadora.
3. Se debe trabajar en equipos de 5 y elaborar un reporte.

3.14 ANÁLISIS TERMODINÁMICO DEL COMPRESOR RECIPROCANTE DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR (CRCV).

3.14.1 OBJETIVO DE LA PRÁCTICA

- Calcular el coeficiente politrópico en un compresor recíprocante.
- Calcular y comparar la corriente que consume el compresor en baja y alta velocidad.
- Calcular la potencia consumida por el compresor de forma eléctrica y termodinámica.
- Medir la temperatura de entrada y salida del compresor en alta y baja velocidad.
- Medir la presión en alta y baja del compresor en velocidad alta y baja.
- Simular la práctica en el software HYSYS con licencia y comparar los resultados obtenidos tanto reales como simulados.

3.15 INTRODUCCIÓN

En la vida cotidiana observamos el uso de distintos ciclos termodinámicos, unos de ellos muy utilizados en nuestra casa es el refrigerador. Desde el punto de vista termodinámico en un refrigerador se está aplicando la segunda ley de la termodinámica que establece que “la cantidad de entropía de cualquier sistema aislado termodinámicamente tiende a incrementarse con más tiempo”, de una manera explícita nos da a entender que cuando una parte de un sistema cerrado interactúa con otra parte, la energía tiende a dividirse por igual, hasta que el sistema alcanza un equilibrio térmico.

Para la realización de esta práctica es necesario tener conocimientos previos de lo que consiste un ciclo de refrigeración, así como de sus componentes principales.

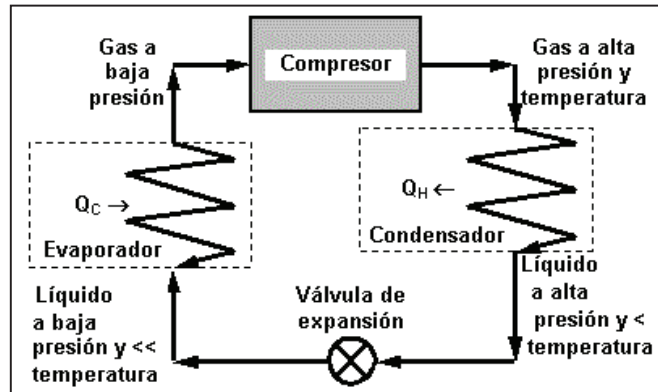


Figura 3.33 Esquema de la representación de un ciclo de refrigeración.

El sistema de refrigeración que se va a analizar está basado según el ciclo de refrigeración de Carnot por compresión de vapor que se efectúa en una bomba calorimétrica, realizando los siguientes procesos reversibles sobre la sustancia refrigerante:

1. Una evaporación donde se suministra calor poniendo en contacto indirecto una sustancia más caliente con el refrigerante. Este comienza a hervir y pasa a fase vapor.
2. Ya en fase de vapor, este se introduce a un compresor de donde sale a mayor presión y temperatura.
3. El vapor comprimido pasa por un condensador, en donde se pone en contacto indirecto (ej. serpentín) con un fluido de menor temperatura. Durante este proceso el refrigerante cede calor logrando así su condensación.
4. Esta mezcla de vapor y líquido se pasa por una válvula de expansión isoentálpica, saliendo de ella a baja presión y temperatura.

Los sistemas de compresión por compresión de vapor emplean cuatro elementos en el ciclo de refrigeración: compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador.

En el evaporador, el refrigerante se evapora y absorbe calor del espacio que está enfriando y de su contenido.

A continuación, el vapor pasa a un *compresor* movido por un motor que incrementa su presión, lo que aumenta su temperatura (entrega trabajo al sistema).

El gas sobrecalentado a alta presión se transforma posteriormente en líquido en un *condensador* refrigerado por aire o agua.

Después del condensador, el líquido pasa por una *válvula de expansión*, donde su presión y temperatura se reducen hasta alcanzar las condiciones que existen en el evaporador.

Para el caso de la práctica a realizar en el laboratorio, se cuenta con una unidad simuladora que representa un ciclo de refrigeración por compresión de vapor (CRCV) el cual se pueden observar físicamente los cuatro componentes principales que hace que el ciclo se efectúe.

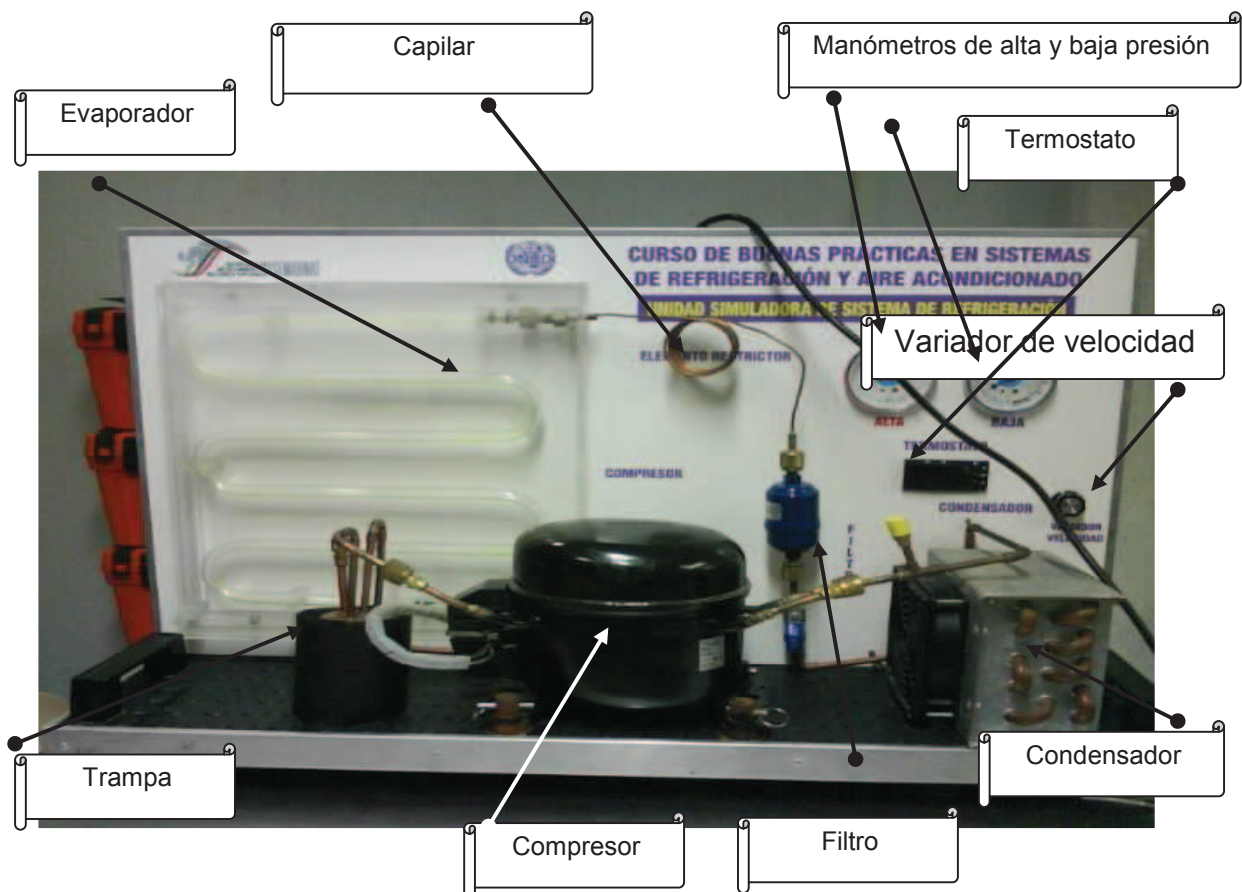


Figura 3.34 Unidad simuladora del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

Esta práctica solo consistirá en hacer un análisis termodinámico al compresor, así que solo tomaremos este elemento del sistema del cual debemos conocer sus características principales.

El *compresor recíprocante*, también denominado *recíproco*, *alternativo* o de *desplazamiento positivo*, es un tipo de compresor de gas que logra comprimir un volumen de gas en un cilindro cerrado, volumen que posteriormente es reducido mediante una acción de desplazamiento mecánico del pistón dentro del cilindro. En estos compresores la capacidad se ve afectada por la presión de trabajo. Esto significa que una menor presión de succión implica un menor caudal; para una mayor presión de descarga, también se tiene un menor caudal. Se dicen que son *herméticos* porque no son desarmables, están encerrados dentro de un caparazón metálico y son movidos por un motor eléctrico interno acoplado a un mismo eje, no tiene saliente por consiguiente no usa sello.

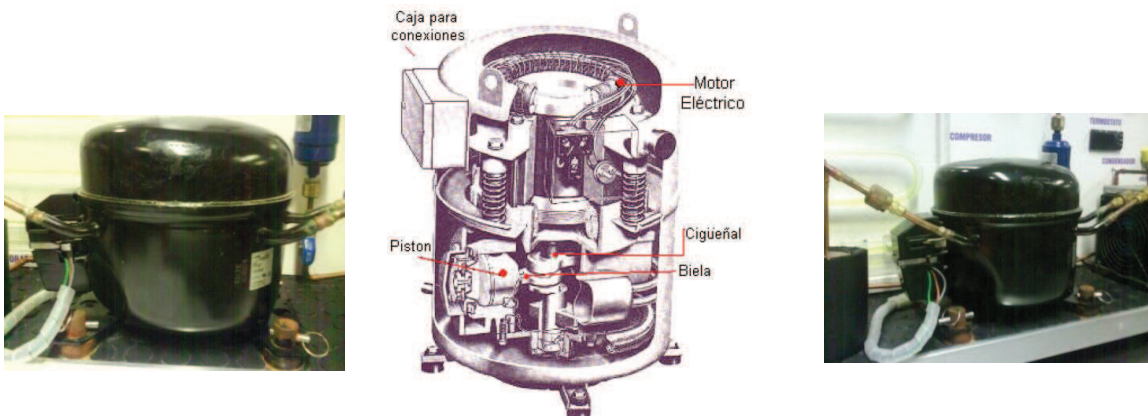


Figura 3.35 Compresor hermético del ciclo de refrigeración y su representación esquemática de sus componentes internos.

Para ello es necesario saber qué tipo de refrigerantes es el ocupa, por lo general estos sistemas ocupan más el R134a, el nombre químico de este es el 1, 1, 1,2 – Tetrafluoroetano ($\text{CH}_2\text{F}-\text{CF}_3$) localizado en el grupo uno de refrigerantes

de alta seguridad. Su tanque es de *Color azul claro* y es el sustituyente al R-12. Su composición es de 100% HFC-134a.



Figura 3.36 Refrigerante R134a almacenado en el laboratorio de energética.

Es necesario medir la intensidad de corriente cuando se esté trabajando en alta y baja velocidad, para después hacer el cálculo de la potencia consumida a través de la forma eléctrica y por el método termodinámico.

Una vez concluido la práctica, se procederá a realizarla a través del simulador HYSYS, el cual se va a comparar los resultados obtenidos tanto en el software y los hechos manualmente y se establecerá al final una conclusión en donde se comparen los dos resultados obtenidos.

3.16 MATERIAL Y EQUIPO

- Una unidad simuladora existente en el laboratorio de energética del departamento de Metal – Mecánica.
- Dos termómetros de contacto.
- Dos manómetros.
- Calculadora científica.
- Computadora portátil o Laptop.
- Software HYSYS con licencia.
- Un voltamperímetro de gancho.
- Un flexómetro
- Hojas blancas y lápiz

- Cámara digital o celular con cámara.
- Uso de la hoja de cálculo (Microsoft Excel).

3.17 METODOLOGÍA

POTENCIA DEL COMPRESOR (FORMULA ELÉCTRICA)

$$Q_c = \sqrt{3} V I \cos \varphi$$

Donde:

Q_c = Potencia del compresor (Kw)

V = Voltaje fuente (Volt)

I = Corriente que se consume (Amper)

$\cos \varphi$ = Factor de potencia, es asumido equivale a 0.9

POTENCIA DEL COMPRESOR (FÓRMULA TERMODINÁMICA)

$$N_c = m_F (h_s - h_e)$$

Donde:

N_c = Potencia del compresor (Kw)

m_F = Masa del flujo de refrigerante, dato proporcionado (Kg / s)

h_s = Entalpia de salida del compresor obtenido del HYSYS (kJ/kg)

h_e = Entalpia de entrada del compresor obtenido del HYSYS (kJ/kg)

COEFICIENTE POLITRÓPICO

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n}$$

Donde:

T_1 = Temperatura de entrada al compresor (°K)

T_2 = Temperatura de salida del compresor (°K)

P_1 = Presión de entrada del compresor (psia)

P_2 = Presión de salida del compresor (psia)

n = Coeficiente politrónico, es constante ($-\infty < n < +\infty$)

3.18 DESARROLLO DE LA PRÁCTICA

3.18.1 MEDICIONES DEL COMPRESOR PARA MÍNIMA VELOCIDAD.

Paso 1. Seleccionar en el multímetro la opción de voltaje de corriente alterna en la escala de 200 V, introducir las conexiones en el toma corriente y medir el voltaje fuente que se suministra.

Paso 2. Regular la velocidad de la unidad refrigeración a mínima velocidad.

Paso 3. Encender la unidad de refrigeración y esperar un lapso de 7 a 10 minutos aproximadamente para realizar las mediciones.

Paso 4. Una vez transcurrido el tiempo necesario, de deberá medir la temperatura de entrada del compresor con el termómetro de contacto.

Paso 5. Después se repite el procedimiento del paso 4, pero ahora se mide la temperatura de salida del compresor.

Paso 6. Medimos la corriente del compresor, para esto se debe conectar el voltamperímetro de gancho sobre una de las conexiones del compresor, y escoger la escala de Amperes en corriente alterna.

Paso 7. Se toman las lecturas de las presiones en los manómetros de alta y baja.

Paso 8. Se apaga la unidad de refrigeración y esperar durante un lapso de 20 minutos para poder hacer las mediciones pero a alta velocidad.

3.18.2 MEDICIONES DEL COMPRESOR PARA ALTA VELOCIDAD.

Paso 1. Regular la velocidad de la unidad refrigeración a alta velocidad.

Paso 2. Encender la unidad de refrigeración y esperar un lapso de 7 a 10 minutos para efectuar las mediciones correspondientes.

Paso 3. Transcurrido el tiempo necesario, medir la temperatura de entrada del compresor con el termómetro de contacto.

Paso 4. Medir la temperatura de salida del compresor.

Paso 5. Medir la corriente del compresor cuando este opera a alta velocidad.

Paso 6. Tomar lectura de los manómetros en alta y baja.

3.19 ELABORACIÓN DEL REPORTE.

El alumno deberá entregar al profesor:

- a) Información del equipo.
- b) Parámetros que realizó.
- c) Resultados.
- d) Como se midió, donde se midió e informar los resultados en tablas.
- e) Reporte con un solo tipo de letra (ARIAL), títulos y subtítulos tamaño 14 y negrita y texto normal de tamaño 12.
- f) Establecer sus propias conclusiones al final de la práctica.

3.20 ANÁLISIS DE RESULTADOS

3.20.1 RESULTADOS EN LA MEDICIÓN DE PRESION A BAJA VELOCIDAD

PRESIÓN EN MÍNIMA O BAJA VELOCIDAD			
PRESIÓN	P_{manométrica}	P_{absoluta}	TIEMPO
ALTA	280 psig	294.7 psia	7 min. 38 seg.
BAJA	64 psig	78.7 psia	7 min. 38 seg.

3.20.2 RESULTADOS EN LA MEDICIÓN DE PRESION A ALTA VELOCIDAD

PRESIÓN EN MÁXIMA O ALTA VELOCIDAD			
PRESIÓN	P_{manométrica}	P_{absoluta}	TIEMPO
ALTA	165 psig	179.7 psia	8 min. 36 seg.
BAJA	24 psig	38.7 psia	8 min. 36 seg.

3.20.3 RESULTADOS EN LA MEDICIÓN DE TEMPERATURA A BAJA VELOCIDAD

TEMPERATURA EN MÍNIMA O BAJA VELOCIDAD			
TEMPERATURA	T (°C)	T (°K)	TIEMPO
Entrada compresor	19.7 °C	292.85 °K	7 min. 38 seg.
Salida compresor	50 °C	323.15 °K	7 min. 38 seg.

3.20.4 RESULTADOS EN LA MEDICIÓN DE TEMPERATURA A MÁXIMA VELOCIDAD

TEMPERATURA EN MAXIMA O ALTA VELOCIDAD			
TEMPERATURA	T (°C)	T (°K)	TIEMPO
Entrada compresor	27.5 °C	303.65 °K	8 min. 36 seg.
Salida compresor	65 °C	338.15 °K	8 min. 36 seg.

3.20.5 RESULTADOS OBTENIDOS EN LA MEDICIÓN DE CORRIENTE

CORRIENTE EN BAJA Y ALTA VELOCIDAD			
VELOCIDAD	CORRIENTE	VOLTAJE	TIEMPO
BAJA	1.06 mA	120.3 V	7 min. 38 seg.
ALTA	1.35 mA	120.3 V	8 min. 36 seg.

3.21 POTENCIA DEL COMPRESOR PARA BAJA Y ALTA VELOCIDAD DEL VENTILADOR

Formula: $Q_c = \sqrt{3} V I \cos \varphi$

Datos:

- $V = 120.3 \text{ V}$
- $I = 1.06 \text{ mA}$
- $\cos \varphi = 0.9$

Sustitución: $Q_c = \sqrt{3} (120.3 \text{ V}) (1.06 \times 10^{-3}) (0.9)$

RESULTADO: $Q_c = 0.1987 \text{ Kw} = 0.2664 \text{ HP}$

Formula: $Q_c = \sqrt{3} V I \cos \varphi$

Datos:

- $V = 120.3 \text{ V}$
- $I = 1.35 \text{ mA}$
- $\cos \varphi = 0.9$

Sustitución: $Q_c = \sqrt{3} (120.3 \text{ V}) (1.35 \times 10^{-3}) (0.9)$

RESULTADO: $Q_c = 0.2531 \text{ Kw} = 0.3394 \text{ HP}$

A

3.22 POTENCIA DEL COMPRESOR PARA BAJA Y ALTA VELOCIDAD POR PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA

Formula: $N_c = m_F (h_s - h_e)$

Datos:

$$m_F = 1.459 \times 10^{-3} \text{ Kg / s}$$

$$h_s = - 8933 \text{ kJ/kg}$$

$$h_e = - 8795 \text{ kJ/kg}$$

Sustitución: $N_c = (1.459 \times 10^{-3}) [(- 8933) - (- 8795)]$

RESULTADO: $N_c = 0.201 \text{ Kw} = 0.269 \text{ HP}$

Formula: $N_c = m_F (h_s - h_e)$

Datos:

$$m_F = 1.43 \times 10^{-2} \text{ Kg / s}$$

$$h_s = - 8762 \text{ kJ/kg}$$

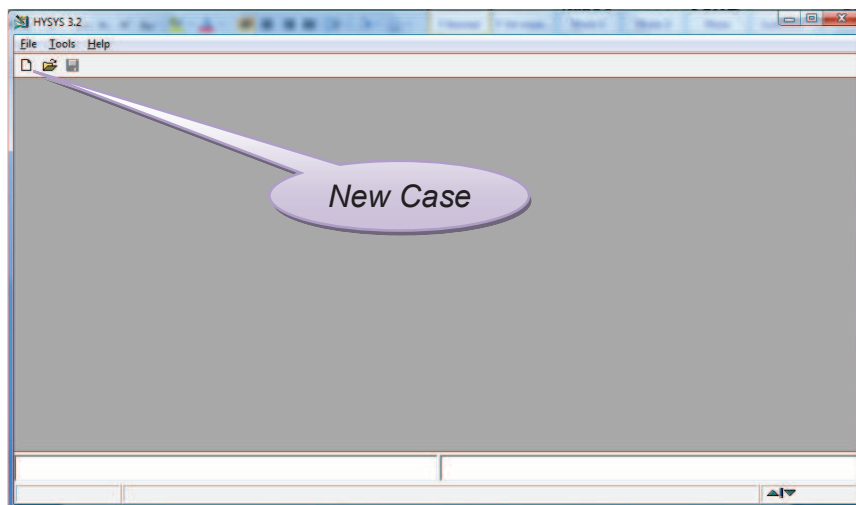
$$h_e = - 8780 \text{ kJ/kg}$$

Sustitución: $N_c = (1.459 \times 10^{-2}) [(- 8762) - (- 8780)]$

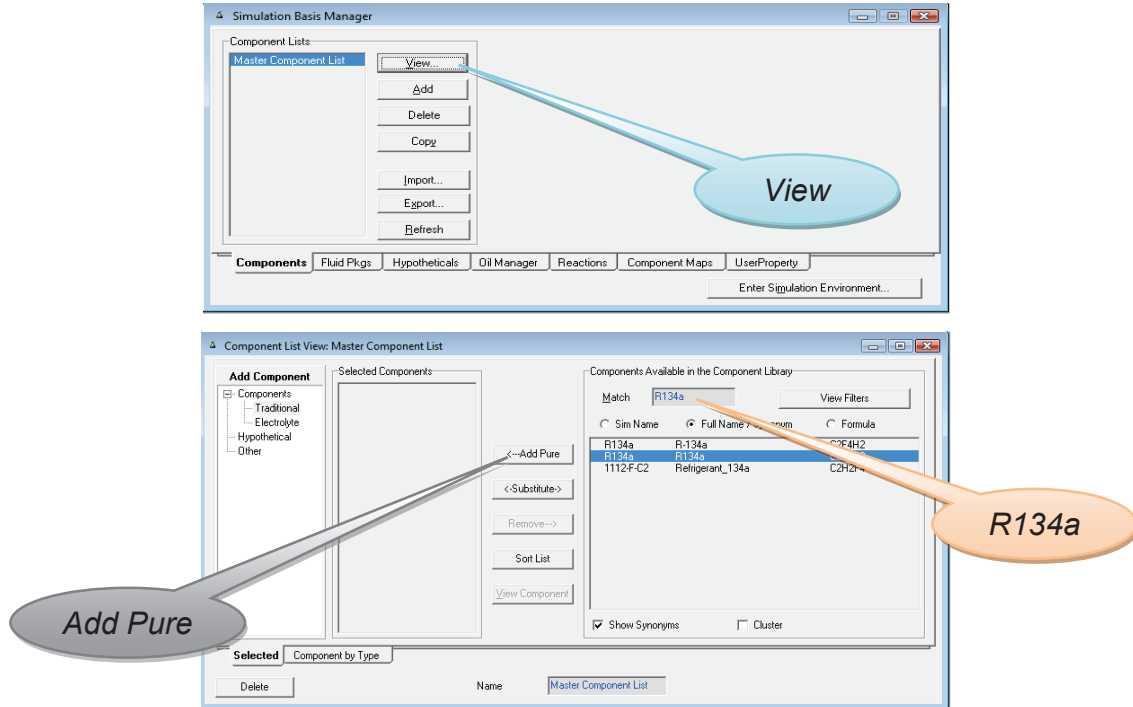
RESULTADO: $N_c = 0.2574 \text{ Kw} = 0.3449 \text{ HP}$

3.23 CÁLCULO DE LAS LA ENTALPIAS EN HYSYS PARA VELOCIDAD BAJA

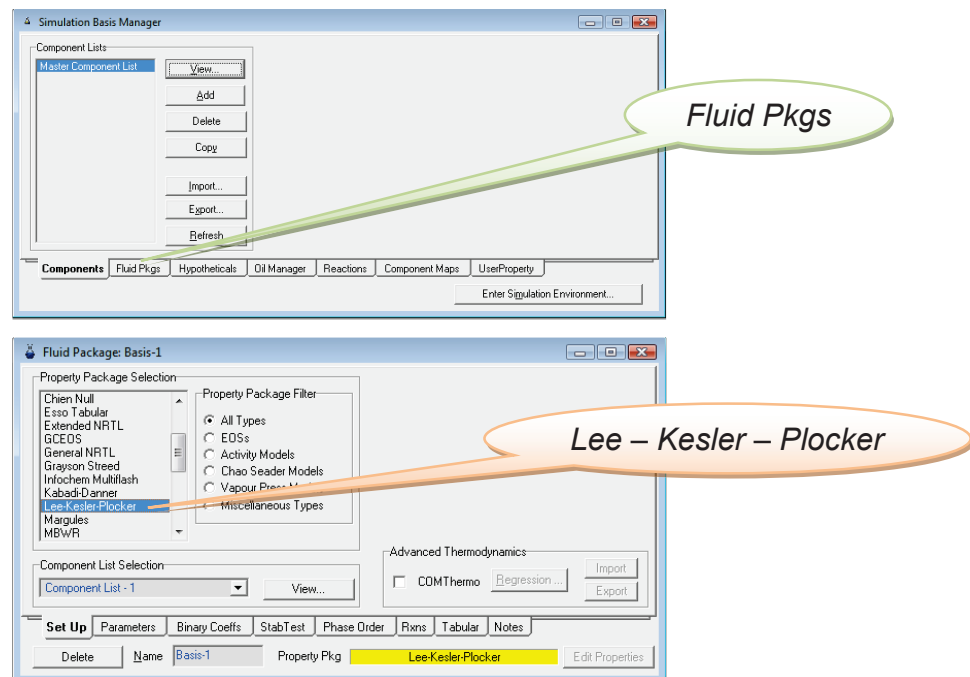
Paso 1. Abrir el software HYSYS y crear nuevo caso (New Case).



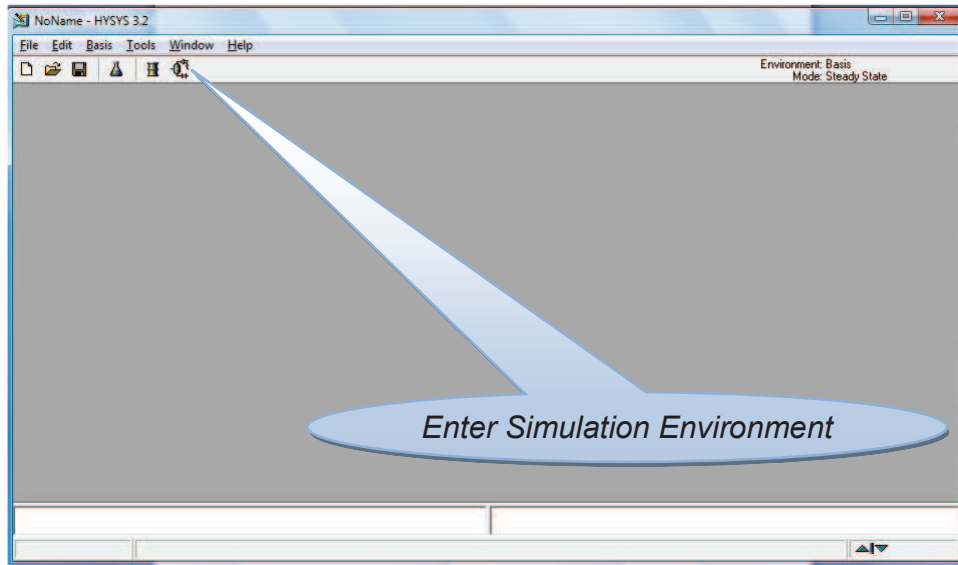
Paso 2. Dar clic en View y escribir R134a el cual es nuestro refrigerante utilizado y agregarlo como puro (Add Pure).



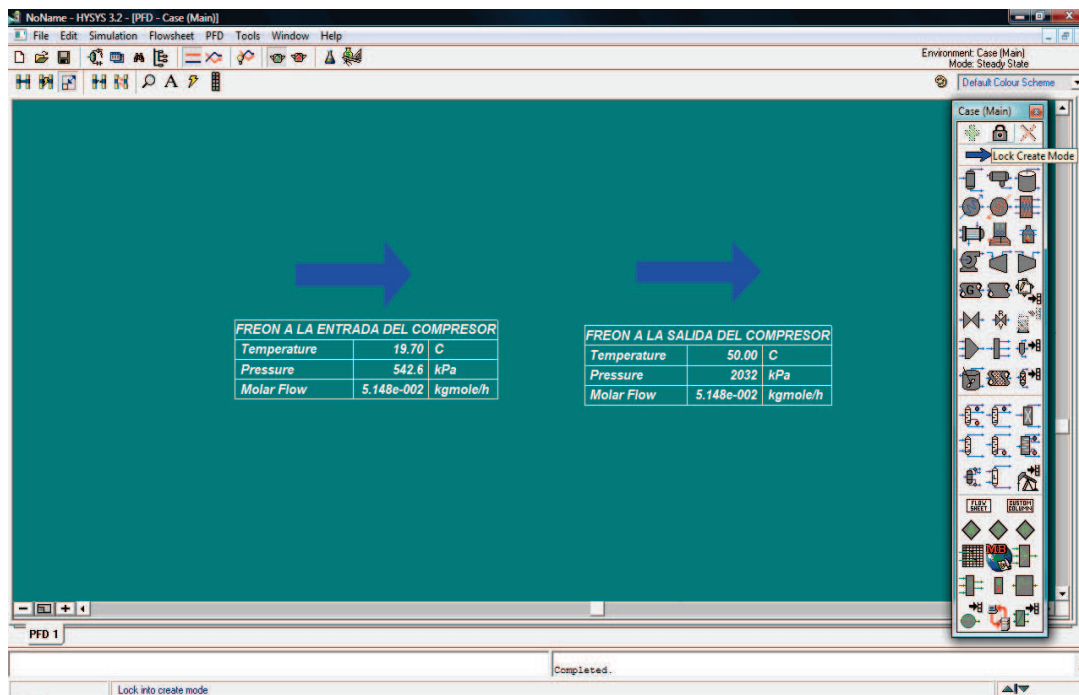
Paso 3. Ir a la opción paquetería de fluidos (*Fluid Pkgs*) y agregar la opción *Lee – Kesler – Plocker*.



Paso 4. Entrar a la hoja de simulación (Enter Simulation Environment).



Paso 5. Ingresar las corrientes de entrada y salida, así como también los parámetros necesarios para realizar los cálculos requeridos.



Paso 6. Ir a la tabla de propiedades de cada corriente sabiendo que los cálculos ya los realizó automáticamente el software, porque lo que tomaremos la entalpía de entrada y salida en baja velocidad para cada una de ella.

Paso 7. Entalpia para el freón a la entrada del compresor en baja

Worksheet	Stream Name	FREON A LA EN	Vapour Phase
Conditions	Act. Gas Flow [ACT_m3/h]	<empty>	0.2021
Conditions	Act. Liq. Flow [m3/h]	<empty>	<empty>
Conditions	Act. Volume Flow [m3/h]	0.2021	0.2021
Properties	Avg. Liq. Density [kg/mole-m3]	12.17	12.17
Composition	Cost Based on Flow [Cost/h]	0.0000	0.0000
K Value	Cp/(Cp - R)	1.094	1.094
User Variables	Cp/Cv	1.191	1.191
Notes	Cp/Cv (Ent. Method)	<empty>	<empty>
Cost Parameters	Cv [J/kgmole-C]	81.27	81.27
Cost Parameters	Cv (Ent. Method) [J/kgmole-C]	<empty>	<empty>
Cost Parameters	Cv (Semi-Ideal) [J/kgmole-C]	88.46	88.46
Cost Parameters	Heat Capacity [J/kgmole-C]	86.77	86.77
Cost Parameters	Heat of Vap. [J/kgmole]	1.874e+004	1.874e+004
Cost Parameters	Kinematic Viscosity [cSt]	0.4373	0.4373
Cost Parameters	Liq. Mass Density (Std. Cond) [kg/m3]	1244	1244
Cost Parameters	Liq. Vol. Flow (Std. Cond) [m3/h]	4.223e-003	4.223e-003
Cost Parameters	Liq. Vol. Flow - Sum(Std. Cond) [m3/h]	4.223e-003	4.223e-003
Cost Parameters	Liquid Fraction	0.0000	0.0000
Cost Parameters	Lower Heating Value [J/kgmole]	1.331e+005	1.331e+005
Cost Parameters	Mass Cv [J/kg-C]	0.7866	0.7866
Cost Parameters	Mass Cv (Ent. Method) [J/kg-C]	<empty>	<empty>
Cost Parameters	Mass Cv (Semi-Ideal) [J/kg-C]	0.8670	0.8670
Cost Parameters	Mass Density [kg/m3]	25.93	25.93
Cost Parameters	Mass Enthalpy [J/kg]	-8795	-8795
Cost Parameters	Mass Entropy [J/kg-C]	2.156	2.156
Cost Parameters	Mass Heat Capacity [J/kg-C]	0.9405	0.9795 kcal/kg
Cost Parameters	Mass Heat of Vap. [J/kg]	183.7	-2102 kcal/kg
Cost Parameters	Mass Lower Heating Value [J/kg]	1.304	-3781 Btu/lb
Cost Parameters	Molar Density [kgmole/m3]	0.2547	0.2547
Cost Parameters	Molar Volume [m3/kgmole]	3.326	3.326
Cost Parameters	Molecular Weight	102.0	102.0

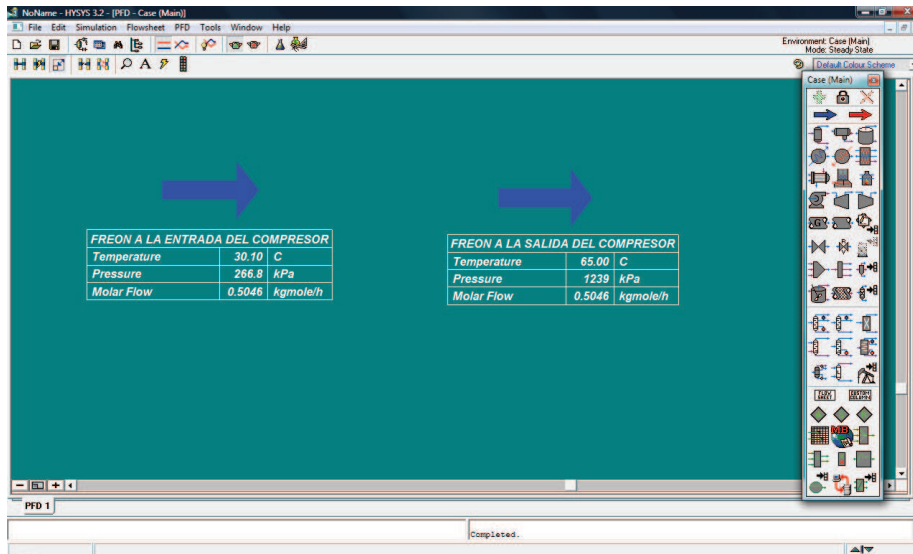
Paso 8. Entalpia para el freón a la salida del compresor en baja

Worksheet	Stream Name	FREON A LA SA	Liquid Phase
Conditions	Act. Gas Flow [ACT_m3/h]	<empty>	<empty>
Conditions	Act. Liq. Flow [m3/h]	1.353e-006	1.353e-006
Conditions	Act. Volume Flow [m3/h]	4.871e-003	4.871e-003
Properties	Avg. Liq. Density [kg/mole-m3]	12.17	12.17
Composition	Cost Based on Flow [Cost/h]	0.0000	0.0000
K Value	Cp/(Cp - R)	1.056	1.056
User Variables	Cp/Cv	1.635	1.635
Notes	Cp/Cv (Ent. Method)	<empty>	<empty>
Cost Parameters	Cv [J/kgmole-C]	95.67	95.67
Cost Parameters	Cv (Ent. Method) [J/kgmole-C]	<empty>	<empty>
Cost Parameters	Cv (Semi-Ideal) [J/kgmole-C]	148.4	148.4
Cost Parameters	Heat Capacity [J/kgmole-C]	156.7	156.7
Cost Parameters	Heat of Vap. [J/kgmole]	1.318e+004	1.318e+004
Cost Parameters	Kinematic Viscosity [cSt]	0.1363	0.1363
Cost Parameters	Liq. Mass Density (Std. Cond) [kg/m3]	1244	1244
Cost Parameters	Liq. Vol. Flow (Std. Cond) [m3/h]	4.223e-003	4.223e-003
Cost Parameters	Liq. Vol. Flow - Sum(Std. Cond) [m3/h]	4.223e-003	4.223e-003
Cost Parameters	Liquid Fraction	1.000	1.000
Cost Parameters	Lower Heating Value [J/kgmole]	1.331e+005	1.331e+005
Cost Parameters	Mass Cv [J/kg-C]	0.9396	0.9396
Cost Parameters	Mass Cv (Ent. Method) [J/kg-C]	<empty>	<empty>
Cost Parameters	Mass Cv (Semi-Ideal) [J/kg-C]	1.454	1.454
Cost Parameters	Mass Density [kg/m3]	1078	1078
Cost Parameters	Mass Enthalpy [J/kg]	-8933	-8933
Cost Parameters	Mass Entropy [J/kg-C]	1.536	1.6893 kcal/kg
Cost Parameters	Mass Heat Capacity [J/kg-C]	1.536	2135 kcal/kg
Cost Parameters	Mass Heat of Vap. [J/kg]	128.1	-3841 Btu/lb
Cost Parameters	Mass Lower Heating Value [J/kg]	1.304	1.304
Cost Parameters	Molar Density [kgmole/m3]	10.57	10.57
Cost Parameters	Molar Volume [m3/kgmole]	9.462e-002	9.462e-002
Cost Parameters	Molecular Weight	102.0	102.0

3.24 CÁLCULO DE LAS LA ENTALPIAS EN HYSYS PARA VELOCIDAD ALTA

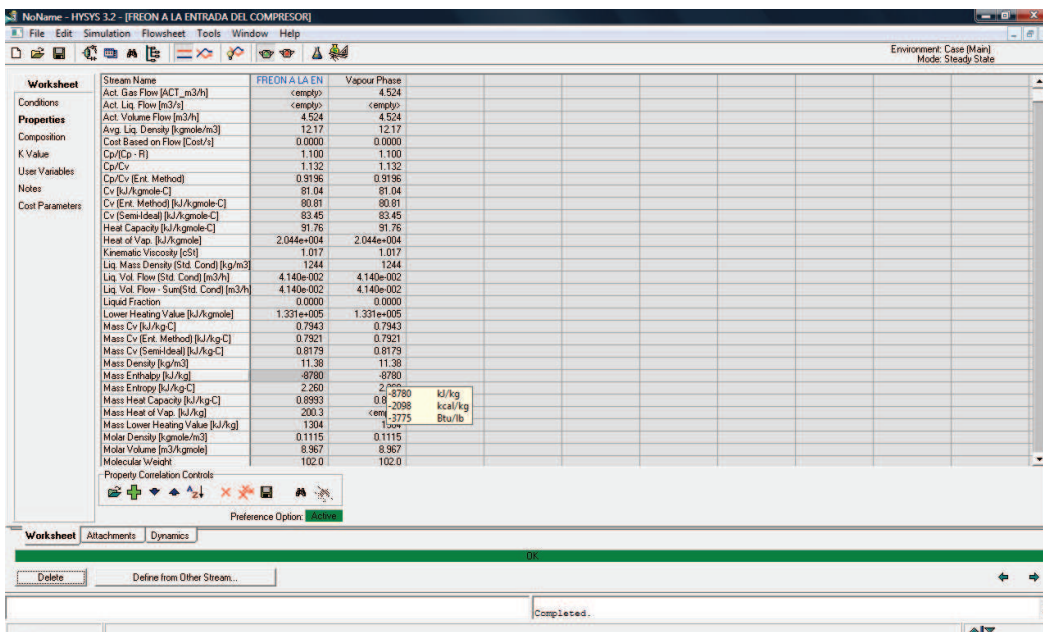
Paso 1. Abrir el software HYSYS y crear nuevo caso (New Case). Aquí se repiten los pasos tal como se hizo para el cálculo de las entalpias para velocidad baja.

Paso 2. Ingresar de nuevo las corrientes de entrada y salida, así como también los parámetros necesarios para realizar los cálculos requeridos.



Paso 3. Nuevamente ir a la tabla de propiedades de cada corriente sabiendo que los cálculos ya los realizó automáticamente el software, porque lo que tomaremos la entalpia de entrada y salida en alta velocidad para cada una de ella.

Paso 4. Entalpia para el freón a la entrada del compresor en alta



Paso 5. Entalpia para el freón a la salida del compresor en alta

Worksheet	Stream Name	FREON A LA SA	Vapour Phase
Conditions	Act. Gas Flow [ACT_m3/h]	<empty>	0.9407
Properties	Act. Liq. Flow [m3/h]	<empty>	<empty>
	Act. Volume Flow [m3/h]	0.9407	0.9407
Composition	Avg. Liq. Density [kg/mole-m3]	12.17	12.17
	Cost Based on Flow [Cost/s]	0.0000	0.0000
K Value	Cp [Cp - R]	1.081	1.081
	Cp [C]	1.227	1.227
User Variables	Cv [Cv (Ent. Method)]	1.379	1.379
Notes	Cv [kJ/kgmole-C]	90.83	90.83
Cost Parameters	Cv (Ent. Method) [kJ/kgmole-C]	99.78	99.78
	Cv (Semi-Ideal) [kJ/kgmole-C]	103.1	103.1
	Heat Capacity [kJ/kgmole-C]	111.4	111.4
	Heat of Vap. [kJ/kgmole]	1.586e+004	1.586e+004
	Kinematic Viscosity [cSt]	0.2537	0.2537
	Liq. Mass Density (Std. Cond) [kg/m3]	1244	1244
	Liq. Vol. Flow (Std. Cond) [m3/h]	4.140e-002	4.140e-002
	Liq. Vol. Flow - Sum(Std. Cond) [m3/h]	4.140e-002	4.140e-002
	Liquid Fraction	0.0000	0.0000
	Lower Heating Value [kJ/kgmole]	1.331e+005	1.331e+005
	Mass Cv [kJ/kg-C]	0.8902	0.8902
	Mass Cv (Ent. Method) [kJ/kg-C]	0.9780	0.9780
	Mass Cv (Semi-Ideal) [kJ/kg-C]	1.010	1.010
	Mass Density [kg/m3]	54.72	54.72
	Mass Enthalpy [kJ/kg]	-8762	-8762
	Mass Entropy [kJ/kg-C]	2.203	2.203
	Mass Heat Capacity [kJ/kg-C]	1.092	1.09-8762 kJ/kg
	Mass Heat of Vap. [kJ/kg]	155.5	<empty>-2094 kcal/kg
	Mass Lower Heating Value [kJ/kg]	1304	130-3767 Btu/lb
	Molar Density [kgmole/m3]	0.5363	0.5363
	Molar Volume [m3/kgmole]	1.864	1.864
	Molecular Weight	102.0	102.0

3.25 CALCULO DEL COEFICIENTE POLITRÓPICO EN BAJA VELOCIDAD

Formula:
$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n}$$

Datos:

- $T_1 = 292.85 \text{ }^\circ\text{K}$
- $T_2 = 323.15 \text{ }^\circ\text{K}$
- $P_1 = 78.7 \text{ psia}$
- $P_2 = 294.7 \text{ psia}$
- $n =$ coeficiente politrónico (despejar el exponente)

Despeje del exponente:
$$n = \frac{1}{1 - \frac{\ln(T_2/T_1)}{\ln(P_2/P_1)}}$$

Sustitución:
$$n = \frac{1}{1 - \frac{\ln(323.15/292.85)}{\ln(294.7/78.7)}} = \frac{1}{1 - \frac{\ln 1.103}{\ln 3.7446}} = \frac{1}{1 - 0.0742} = \frac{1}{0.9257}$$

RESULTADO: $n = 1.0802$

3.26 CALCULO DEL COEFICIENTE POLITRÓPICO EN ALTA VELOCIDAD

Formula: $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n}$

Datos:

- $T_1 = 303.25$ °K
- $T_2 = 338.15$ °K
- $P_1 = 38.7$ psia
- $P_2 = 179.7$ psia
- $n =$ constante incógnita (despejar el exponente)

Despeje del exponente: $n = \frac{1}{1 - \frac{\ln(T_2/T_1)}{\ln(P_2/P_1)}}$

Sustitución: $n = \frac{1}{1 - \frac{\ln(338.15/303.25)}{\ln(179.7/38.7)}} = \frac{1}{1 - \frac{\ln 1.1150}{\ln 4.6434}} = \frac{1}{1 - 0.0708} = \frac{1}{0.9292}$

RESULTADO: $n = 1.0761$

3.27 SUGERENCIAS DIDÁCTICAS

1. Se recomienda que el docente vincule las mediciones y los cálculos realizados en el software y simuladores presentes en el mercado.
2. Que se realice una comparación de los resultados obtenidos manualmente con los de la computadora.
3. Los alumnos deberán trabajar en equipos de cinco personas y además deberán entregar un reporte de dicha práctica.
4. Se debe hacer una exposición pública donde se muestren los resultados de la práctica hecha en una hoja de presentación por computadora.

3.28 SIMULACION INTEGRAL DE LA UNIDAD DE REFRIGERACION SEMARNAT – ONUDI EN HYSYS

Paso 1. Para realizar esta etapa se realizaron mediciones de:

1. Voltaje en el compresor.(v)
2. Corriente eléctrica consumida por el compresor (mA)
3. Presión de entrada al compresor (psig)
4. Presión de salida del compresor (psig)
5. Presión de salida del condensador (psig)

Se consideraron además los siguientes datos:

1. Eficiencia del compresor dada por el fabricante.
2. Calidad de la mezcla a la salida del condensador se considera liquido saturado ($x = 0$).
3. Factor de potencia se tomo igual a 0.9.
4. Grado de sobrecalentamiento a la entrada del compresor se tomó 11 grados Celsius de acuerdo con las normas



Figura 3.37 El autor midiendo la temperatura en el compresor



Figura 3.38. El autor midiendo la temperatura salida del compresor

Paso 2. Se procede a realizar el modelo de simulación en HYSYS DE ASPEN PLUS lo cual se muestra en la figura 39.

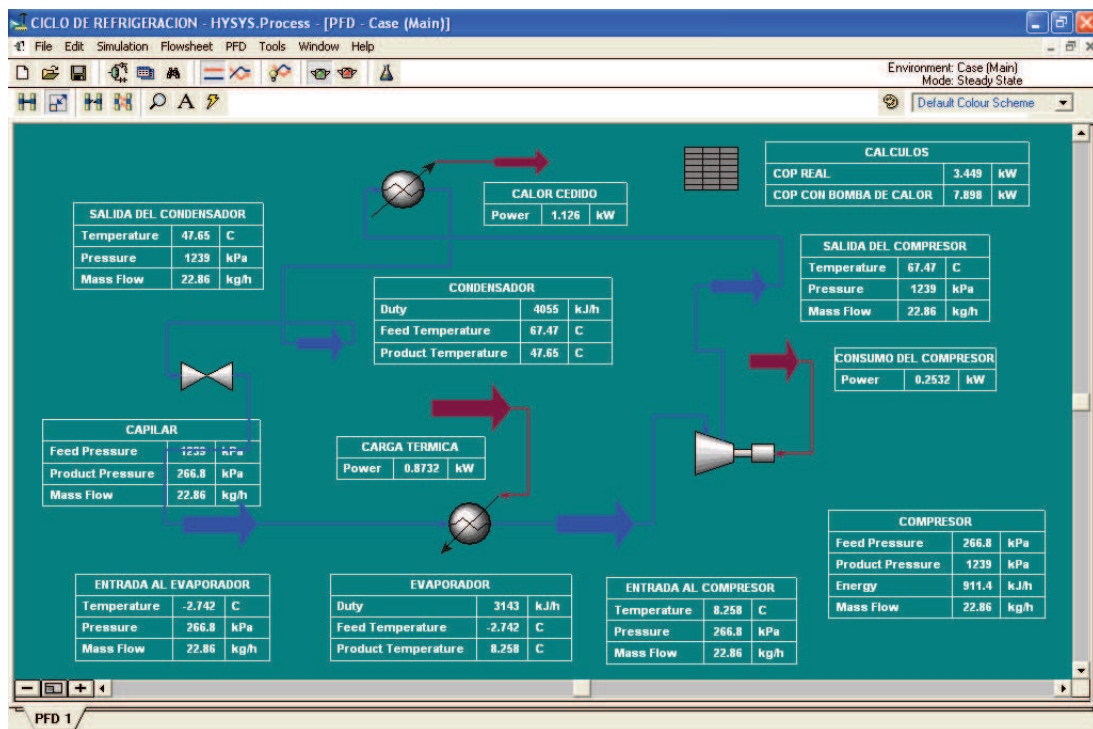


Figura 3.39. Pantalla del modelo de simulación en HYSYS DE ASPEN PLUS.

**CONCLUSIONES Y
RECOMENDACIONES**

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1. Se simularon los componentes de cada uno del ciclo de refrigeración, en el cual se pudo observar el funcionamiento que tiene cada uno de ellos dentro del sistema aplicando la Primera ley de la termodinámica, en distintas velocidades del ventilador (alta y baja).
2. Se determinó la potencia del compresor por dos métodos, el eléctrico y el termodinámico, así como el cálculo del coeficiente politrópico.
3. Se desarrolló la simulación de la práctica en el software HYSYS y se pudo determinar los cálculos más exactos que los hechos manualmente.
4. La metodología presentada se puede extrapolar a otros ciclos de refrigeración por compresión de vapor instalados y en operación.
5. Con el simulador realizado en HYSYS es posible evaluar el COP real del sistema simple y además el COP cuando emplea bomba de calor es decir la recuperación de calor en el ciclo y esto se logra con solamente medir e introducir en el Simulador los siguientes parámetros de operación:
 - a) Voltaje en el compresor.(v)
 - b) Corriente eléctrica consumida por el compresor (mA)
 - c) Presión de entrada al compresor (psig)
 - d) Presión de salida del compresor (psig)
 - e) Presión de salida del condensador (psig)
6. El simulador realizado en HYSYS es inédito en el Instituto Tecnológico de Minatitlán, Veracruz y será de mucha utilidad para el desarrollo de los cursos de refrigeración para la carrera de Ingeniería Electromecánica así como para el desarrollo de los cursos de **BUENAS PRACTICAS DE REFRIGERACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO** realizados por **SEMARNAT – ONUDI**.
7. Dicho simulador realizado en HYSYS permite evaluar el sistema de refrigeración antes y después de realizado un mantenimiento al mismo para así de esta forma poder controlar la efectividad, eficacia y calidad del mismo.

8. Además permite además evaluar cualquier sistema de refrigeración por compresión de vapor al cual sea necesario realizarle un cambio de refrigerante, esto se logra solamente midiendo pocos parámetros operativos descritos en la Conclusión 5.

BIBLIOGRAFÍA

BIBLIOGRAFÍA

1. Aguiló, R. 1996. "Importancia de la utilización de la refrigeración y el uso racional del recurso energético". Refrigeración Frial. España. Num. 40.
2. González Gildardo. Manual de buenas prácticas de refrigeración. México .2009
3. Pistono, J. 1996. "La refrigeración: antecedentes históricos". Refrigeración Frial. España, 1996. núm. 38
4. EMBRACO. Empresa Brasileña de Compresores. S. A. R 134 A. Septiembre 2002 Información técnica. Brasil.
5. Robledo, A. 1997. "La seguridad, factor clave en el desarrollo y la selección de alternativas a los CFCs". Revista Refrigeración Frial. España. Núm. 43
6. PECOMARX. 2000. Maquinarias elementos y accesorios para instalaciones frigoríficas y acondicionamiento de aire. Num. 037. Septiembre.
7. Martínez Guzmán Sonia. Prácticas de Refrigeración en una bomba de calor. Tesis de Maestría. Instituto Tecnológico de Minatitlán, Veracruz. 2008.
8. Arencibia, K. 2004. Tesis Doctoral. Facultad De Ingeniería Mecánica. Universidad de Holguín. Cuba
9. UNE 86-202-84 (ISO 917). Diciembre 2000. Ensayos de compresores para fluidos refrigerantes. España.
10. Monserrat Jordá J.; Ruiz Mansilla, R. 2001. "Compresores". España: ETSEIB. UPC. Departamento de máquinas y motores térmicos. 56 p
11. Alarcón, J. 1992. Tratado práctico de refrigeración automática. Editorial Marcombo, S. A. Barcelona. 422 p
12. Rodríguez, Y. 2003. Procedimientos para la mejora de la calidad. Facultad de Ingeniería Industrial. Universidad de Holguín. Cuba. 123 p.
13. Crosby, Philip B. 1992. La Calidad no cuesta: El arte de cerciorarse de la Calidad. Ed. CECOSA. México. 238 p.
14. DANFOSS. 2002. Instrucción de trabajo MXCI – 10 – 39.

15. Ignatiev, E. 1992. La influencia de las válvulas en la eficiencia del compresor. Memoria Conferencia Internacional de Compresores. Universidad Purdue. USA. Vol. 1. Pág. 175-185
16. ASHRAE. 2002. "2002 ASHRAE Handbook – Refrigeration"
17. ASHRAE. 1993. "1993 ASHRAE Handbook – Fundamentals"
18. ASHRAE. 1979. "1979 ASHRAE Handbook – Equipment"
19. Incropera, F. and De Witt, D., 1995. "Fundamentos de Transferencia de Calor y Masa", volumen 1
20. Refrigerante Report 16. Suplemento (Septiembre 2010) VS. Edición 15. Bitzer@de//www. Bitzer. de Eschenbrunnlestrabe 15 // 71065 Sindelfingen//Germany.
21. Software Refutil. (1996). Herramientas de refrigeración. Propiedades del refrigerante R-22. Departamento de Ingeniería DTU. Proyecto Internacional. Canadá.
22. Zaldívar, R.A. Quintero, R., y otros (2007). Reconversión de sistemas de refrigeración con CFC. Oficina Técnica de ozono. Proyecto Plan Nacional de Eliminación de CFC en Cuba. La Habana: Editorial Academia.
23. Colbourne, D. Revista (2010). Proklima Guidelines. Guía para el uso seguro de los refrigerantes hidrocarburos.
24. Maclaine-cross, E. Leonardo 1995. "Why hydrocarbons save energy". The University of New South Wales. pp 4
25. Ministerio de trabajo y asuntos sociales de España. www.mtas.es/insht/ntp/ntp_379.htm.
26. Ho-Saeng Lee, Jung. In Yoon, Jae-Dol Kim, P.k. Bansal. (2005). "Characteristics of condensing and evaporating heat that using hydrocarbon refrigerant". Applied Thermal Engineering 26 (2006) 1054-1062.
27. United Nations Environment Programme. (2000) "The Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer".

28. Crincoli Rondon C. A. (2006) Refrigerantes hidrocarburos como alternativa para los sistemas de refrigeración. Dpto. de Termodinámica y fenómenos de transferencia. Mini-proyecto de Ingeniería Química. Venezuela.
29. U.S ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY. "Numbering Scheme for Ozone-Depleting Substances and their Substitutes". Thursday, June 6th, 2002
URL: www.epa.gov/docs/ozone/geninfo/numbers.html
30. U.S ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY. "Class I Ozone-Depleting Substances". Thursday, June 6th, 2002.
31. www.epa.gov/docs/ozone/ods.html
32. U.S ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY. "Class II Ozone-Depleting Substances". Thursday, June 6th, 2002.
33. www.epa.gov/docs/ozone/ods2.html
34. CIENCIAS DE LA TIERRA Y DEL MEDIO AMBIENTE. "Sustancias que disminuyen el ozono"
35. www.ceit.es/Asignaturas/Ecologia/Hipertexto/10CAtm1/361SustDismOzo.htm
36. ASHRAE/ANSI AMERICAN SOCIETY OF HEATING REFRIGERANT AND AIR CONDITION ENGINEERS, INC. "Number Designation and Safety Classification of Refrigerants"
37. www.ashrae.org
38. www.itmina.edu.mx