

**REDISEÑO DE UN BANCO DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE DEL
LABORATORIO DE REFRIGERACION Y A.A. A PARTIR DE LA
UTILIZACION DE UNA UNIDAD COMERCIAL TIPO MINI SPLIT**

Blas Mauricio Tapias Sierra

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2010

**REDISEÑO DE UN BANCO DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE DEL
LABORATORIO DE REFRIGERACION Y A.A. A PARTIR DE LA
UTILIZACION DE UNA UNIDAD COMERCIAL TIPO MINI SPLIT**

Blas Mauricio Tapias Sierra

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

Director

**OMAR A. GÉLVEZ AROCHA
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2010

DEDICATORIA

A mi madre Cielo Sierra Salazar, por su infinito amor, apoyo y comprensión.

A mi hermana Lorena Tapias Sierra, por su colaboración incondicional.

A la memoria de mi padre Wilson Tapias Niebles.

A la memoria de mi abuelo Néstor Sierra.

A mi negra hermosa, Lucely Lorduy Rincón.

Blas Tapias Sierra

AGRADECIMIENTOS

Al Ingeniero Omar Gelvez por su colaboración y asesoría.

Al personal del departamento de Mantenimiento de la UIS, en especial a Adalberto Polo por su gentil ayuda.

A la Ingeniera Lucely Lorduy Rincón por su apoyo incondicional.

A los auxiliares del Laboratorio de Transferencia de calor, Libardo y Nelson Jaimes.

A los amigos que me alentaron a culminar con éxito este trabajo, en especial a Stella López.

Blas Tapias Sierra.

CONTENIDO

Pág.

INTRODUCCION	16
1. GENERALIDADES DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACION	17
1.1 SISTEMA TIPICO DE COMPRESION DE VAPOR	17
1.2 EL CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION.....	18
1.2.1 El diagrama presión – entalpia.....	19
1.2.2 El ciclo saturado simple, de refrigeración.	20
1.2.2.1 Proceso de Expansión.....	24
1.2.2.2 El proceso de Vaporización.	25
1.2.2.3 El proceso de Compresión.....	26
1.2.2.4 Proceso de Condensación.	27
1.3 PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACION	28
1.3.1 Efecto refrigerante.....	29
1.3.2 Calor de compresión.....	29
1.3.3 Calor de rechazo.	29
1.3.4 Coeficiente de operación.....	30
1.3.5 COP ideal.....	30
1.3.6 Requerimiento de masa refrigerante.	31
1.3.7 Requerimiento de volumen de refrigerante.....	31
1.3.8 Potencia suministrada al compresor.	32
1.4 CICLO REAL DE REFRIGERACION	32
1.4.1 Efecto del sobrecalentamiento del vapor de succión.....	33
1.4.1.1 Sobrecalentamiento sin enfriamiento útil.	36
1.4.1.2 Sobrecalentamiento que produce enfriamiento útil.	38
1.4.2 Efectos de subenfriamiento de líquido.....	40
1.4.3 Efecto de las pérdidas de presión resultantes de la fricción.....	43
2. ESTUDIO PSICROMÉTRICO DEL AIRE Y APLICACIÓN EN AIRE ACONDICIONADO	46

2.1	AIRE HÚMEDO	46
2.2	HUMEDAD ESPECIFICA	46
2.3	AIRE HÚMEDO SATURADO	47
2.4	AIRE SOBRESATURADO	48
2.5	HUMEDAD RELATIVA	48
2.6	ENTALPIA DEL AIRE HÚMEDO	48
2.7	TEMPERATURA DEL PUNTO DE ROCÍO	49
2.8	TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO	49
2.9	CARTA PSICROMÉTRICA	49
2.10	CICLO SIMPLE DEL AIRE ACONDICIONADO	50
2.10.1	Calor Sensible.....	51
2.10.2	Calor latente.....	51
2.10.2.1	Caudal necesario de aire tratado.....	53
3.	DESCRIPCIÓN DEL BANCO DE REFRIGERACIÓN APLICADO AL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.....	56
3.1	SUBSISTEMA DE REFRIGERACIÓN	57
3.1.1	Unidad Condensadora.....	58
3.1.1.1	Compresor.....	58
3.1.1.2	Condensador.....	60
3.1.1.3	Elementos Anexos de la Unidad Condensadora.....	62
3.1.1.4	Dispositivo de Expansión.....	63
3.1.2	Unidad manejadora.....	64
3.1.2.1	Evaporador.....	64
3.1.3	Elementos anexos al subsistema de refrigeración.....	65
3.2	SUBSISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO	67
3.3	SUBSISTEMA DE MONITOREO Y CONTROL DE VARIABLES	70
3.3.1	Monitoreo de variables.....	71
3.3.1.1	Medición de temperaturas.....	72
3.3.1.2	Medición de presiones.....	75
3.3.1.3	Medición de variables eléctricas.....	75
3.3.2	Control del sistema de refrigeración y A.A.....	76
3.3.3	Adquisición de datos.....	79
3.4	Subsistema eléctrico y de potencia:.....	84

4. ANÁLISIS DE LOS PARAMETROS DE DESEMPEÑO	87
4.1 Parámetros absolutos.....	87
4.1 Parámetros relativos	88
4.2 Análisis teórico del CAP.	89
4.3 Otros parámetros de desempeño ideales	92
4.4 Análisis de los Parámetros Reales.....	93
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	98
BIBLIOGRAFIA	100

LISTA DE TABLAS

pág.

Tabla 1. Propiedades del R- 22 (Ciclo Saturado)	23
Tabla 2. Propiedades del vapor sobrecalentado (ciclo saturado del R-22)	26
Tabla 3. Propiedades del vapor sobrecalentado (ciclo sobrecalentado del R-22).	34
Tabla 4. Calor de compresión y calor disipado	35
Tabla 5. Comparación entre el ciclo saturado y sobrecalentado.....	37
Tabla 6. Comparación entre el ciclo saturado y ciclo subenfriado.	41
Tabla 7. Parametrización del compresor.....	60
Tabla 8. Características del condensador.....	61
Tabla 9. Características del ventilador del condensador	61
Tabla 10. Especificaciones del tubo capilar.....	63
Tabla 11. Parametrización del evaporador	65
Tabla 12. Coeficientes de calor conducido	69
Tabla 13. Coeficientes de calor sensible.....	69
Tabla 14. Priorización de propiedades a medir en el banco de refrigeración	72
Tabla 15. Tipos de termocuplas.....	74
Tabla 16. Parámetros de desempeño.....	92
Tabla 17. Temperaturas a 100% de carga.....	93
Tabla 18. Temperaturas al 42% de carga	95
Tabla 19. Comparación de los parámetros de desempeño.	97
Tabla 20.....	114
Tabla 21	115
Tabla 22. Clasificación de las luces.	117
Tabla 23, Clasificación Para Luces.	118
Tabla 24, Factor de Carga, cuando el cuarto esta encendido 8 horas.	119

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Diagrama de flujo de un sistema simple de compresión de vapor	18
Figura 2. Diagrama presión-entalpia para refrigerante R22.....	19
Figura 3. Grafica P-h	21
Figura 4. Diagrama presión entalpia de un ciclo saturado simple, a una temperatura de vaporización de -6.66°C y una temperatura de condensación de 37.8°C.....	22
Figura 5. Diagrama de flujo de un ciclo saturado simple	23
Figura 6. Representación del ciclo ideal en el diagrama Temperatura –Entalpia.....	30
Figura 7. Diagrama de flujo de ciclo sobrecalentado	33
Figura 8. Diagrama P-h, comparando el ciclo saturado simple con el ciclo sobrecalentado	34
Figura 9. Diagrama P-h, comparando el ciclo saturado simple con el ciclo subenfriado.	40
Figura 10. Diagrama de flujo, subenfriamiento del líquido en la línea de fluido.....	42
Figura 11. Diagrama de flujo, ilustrando el efecto de la caída de presión en varias partes del sistema	43
Figura 12. Diagrama P-h, mostrando el efecto de la pérdida de presión en las diversas partes del sistema	44
Figura 13. Carta psicrométrica	50
Figura 14. Rectas de RSHF y GSHF dibujadas sobre el diagrama psicrométrico.....	53
Figura 15. Rectas RSHF y GSHF dibujadas con línea de carga suplementaria.	55
Figura 16. Compresor.....	59
Figura 17. Condensador	60
Figura 18. Acumulador	62
Figura 19. Tubo Capilar.	64
Figura 20. Evaporador.....	65
Figura 21. Ubicación de las termocuplas.	66
Figura 22. Dimensiones del Banco de Pruebas	67

Figura 23. Sistema de volumen constante y temperatura variable	71
Figura 24. Termocupla ajustable para la tubería del refrigerante.....	73
Figura 25. Termocupla roscable tipo T, para la cabina.....	74
Figura 26. Medidores de presión.....	75
Figura 27. Pinzas para medición de variables eléctricas.....	76
Figura 28. Esquema de funcionamiento de la tarjeta electrónica.....	77
Figura 29. Representación de control accionado por temperatura.	78
Figura 30. Mando a distancia del banco de refrigeración.....	79
Figura 31. Diagrama del Selector de termocuplas.	80
Figura 32. Rectificador de señal de la serie 5B de National Instrument.	81
Figura 33. Tarjeta de adquisición de datos 6009.....	82
Figura 34. Procedimiento de Monitorización de señales.	82
Figura 35. Panel de usuario, presentación del proyecto.....	83
Figura 36. Interfaz grafica para el usuario.....	84
Figura 37. Circuito eléctrico.....	85
Figura 38. Esquema del funcionamiento del compresor.....	86
Figura 39. Formas de variar la capacidad de un compresor.....	90
Figura 40. Temperaturas a 100% de carga.	93
Figura 41. Parámetros de desempeño a 100% de carga.....	94
Figura 42. Temperaturas al 42% de carga.....	95
Figura 43. Parámetros de desempeño al 42% de carga.	96
Figura 44. Vista general de la tarjeta electrónica.....	125
Figura 45. Relés de la tarjeta electrónica.....	126
Figura 46. Pines de conexión de la tarjeta.....	126
Figura 47. Alimentación eléctrica de la tarjeta electrónica	127
Figura 48 .Circuito rectificador de la tarjeta electrónica	127

LISTA DE ANEXOS

pág.

ANEXO A.....	101
ANEXO B.....	116
ANEXO C	120
ANEXO D	125

RESUMEN

TÍTULO:

REDISEÑO DE UN BANCO DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE DEL LABORATORIO DE REFRIGERACION Y A.A. A PARTIR DE LA UTILIZACION DE UNA UNIDAD COMERCIAL TIPO MINI SPLIT*

AUTORES:

Blas Tapias Sierra**

PALABRAS CLAVES:

Refrigeración, compresor, evaporador, condensador, VT, desempeño.

DESCRIPCIÓN:

El objetivo de este proyecto de grado es mejorar la capacidad de formación en el laboratorio de refrigeración de la escuela de Ingeniería Mecánica mediante la actualización de los bancos experimentales dispuestos para el entrenamiento de los estudiantes en el área de aire acondicionado.

El siguiente proyecto de grado se logro por medio de un rediseño de un banco de pruebas ya existente, en el cual se adecuo un sistema de refrigeración por compresión de vapor tomando como referencia una unidad comercial tipo Mini Split con una capacidad de 9000 Btu/h. Este sistema de compresión de vapor consta de cuatro elementos principales compresor, evaporador, condensador y tubo capilar, que tiene como finalidad ayudar a un fluido refrigerante a cumplir todas las exigencias correspondientes al ciclo termodinámico de refrigeración.

En el desarrollo de este trabajo se puede apreciar en forma experimental la determinación de cada uno de los parámetros que caracterizan el desempeño de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor, los cuales son de vital importancia a la hora de identificar la eficiencia de funcionamiento del proceso. Estos parámetros son: la Capacidad del sistema (CAP), el Calor de Compresión (CC) y la potencia suministrada por tonelada de refrigeración (HP/Ton). Es importante recalcar que cada uno de estos valores es de carácter cambiante en un sistema de refrigeración y que varían de acuerdo a las exigencias de cargas impuestas y a las diferentes temperaturas de trabajo como son las de evaporación y condensación.

* Proyecto de grado

** Facultad de ingenierías Físico-mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Director Omar Armando Gelvez Arocha

SUMMARY

TITLE:

REDESIGN OF A BANK OF AIR CONDITIONING AND REFRIGERATION LABORATORY AA OUT OF THE USE OF A COMMERCIAL UNIT TYPE MINI SPLIT.*

AUTHORS:

Blas Tapias Sierra**

KEY WORDS:

Refrigeration, compressor, evaporator, condenser, VT, performance.

DESCRIPTION:

The objective of this project is to enhance the level of training in the laboratory cooling of Mechanical Engineering School by updating the pilot banks willing to train students in the area of air conditioning.

The following draft grade was achieved through a redesign of an existing test, which fits a system of vapor compression refrigeration basis of a business unit Mini Split type with a capacity of 9000 Btu / h . The vapor compression system consists of four main compressor, evaporator, condenser and capillary tube, which is intended to help a refrigerant to meet all requirements for the cooling thermodynamic cycle.

In developing this work can be seen experimentally determining each of the parameters that characterize the system performance of vapor compression refrigeration, which are of vital importance in identifying the operational efficiency of process. These parameters are: the capacity of the system (CAP), the heat of compression (CC) and power output per ton of refrigeration (HP / Ton). Importantly, each of these values are changing in character in a refrigeration system and which vary according to the demands and burdens on different operating temperatures such as the evaporation and condensation.

* Proyecto de grado

** Facultad de ingenierías Físico-mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Director Omar Armando Gelvez Arocha.

INTRODUCCION

La asignatura electiva de Refrigeración y Aire Acondicionado, ofrecida por la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, entrega a los estudiantes herramientas básicas para cumplir satisfactoriamente los requisitos de análisis que exigen los diferentes sistemas de refrigeración que se presentan tanto a nivel industrial y comercial, como domestico. Es a partir de esa necesidad donde se hace importante una correcta interpretación termodinámica de todos y cada uno de los fenómenos que se llevan a cabo en un proceso de refrigeración de compresión de vapor.

Para lograr una correcta interpretación de tales fenómenos se hace necesario contar con herramientas pedagógicas que le brinden al estudiante la oportunidad de complementar sus conocimientos adquiridos previamente en el salón de clases y así establecer una conexión entre la teoría y la práctica es de esa forma, cómo nace el siguiente trabajo de grado, como una alternativa más para la comprensión de los diferentes parámetros de funcionamiento de los sistemas de refrigeración y aire acondicionado.

En el proyecto de grado se hace una breve descripción de cada uno de los parámetros que rigen el comportamiento de un ciclo ideal de refrigeración y que comparado con los obtenidos en el banco de prueba realizado en este trabajo, nos ayudan a obtener un estimativo de la eficiencia de un ciclo real.

1. GENERALIDADES DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACION

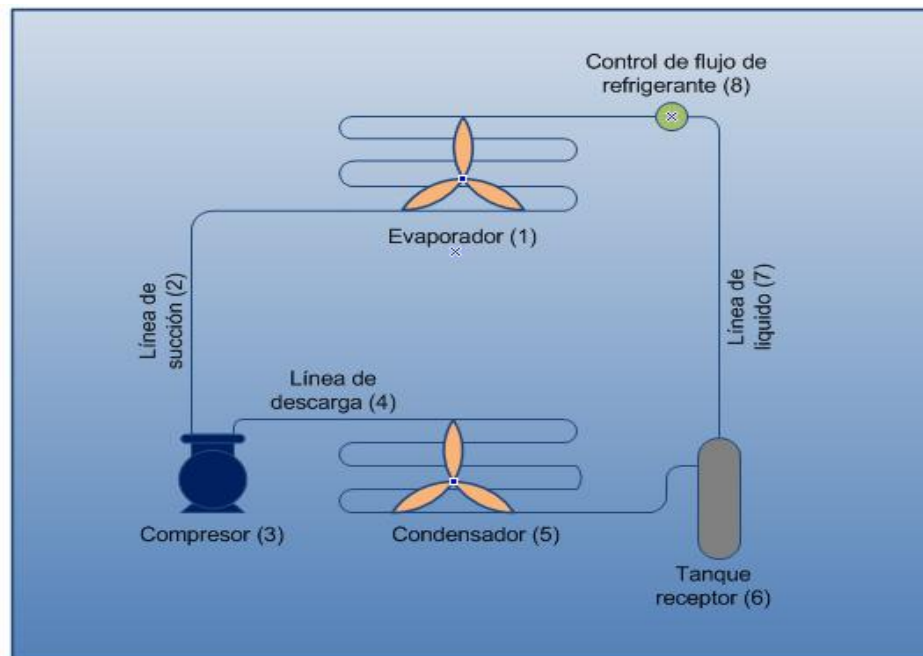
1.1 SISTEMA TIPICO DE COMPRESION DE VAPOR

En la figura 1. Se ilustra un diagrama de un sistema sencillo de compresión de vapor. Las principales partes de un sistema sencillo son:

- Evaporador (1), cuya función es proporcionar una superficie de transferencia de calor a través de la cual puede pasar calor del espacio o producto refrigerado al refrigerante en vaporización.
- La línea de succión (2) que lleva el vapor a baja presión del evaporador, a la entrada de succión del compresor.
- Compresor (3) de vapor, cuya función es retirar el vapor del evaporador, y elevar la temperatura y presión de vapor a un punto tal que pueda condensarse el vapor con medios condensantes obtenibles normalmente.
- La línea de “gas caliente” o descarga (4), que entrega el vapor a alta presión y alta temperatura, de la descarga del compresor al condensador.
- Condensador (5), cuyo objetivo es proporcionar una superficie de transferencia de calor a través de la cual pasa el calor, del vapor refrigerante caliente al medio condensante.
- Tanque de vapor (6), que suministra almacenamiento para el condensador líquido, de manera que se disponga de una alimentación constante del líquido al evaporador, según se necesite.

- La línea de líquido (7), que lleva el refrigerante líquido del tanque receptor al control de flujo de refrigerante.
- control de flujo de refrigerante (8), cuya función es la de controlar la cantidad apropiada del refrigerante al evaporador y reducir la presión del líquido que entra al evaporador, de manera que el líquido se vaporizará en el evaporador a la baja temperatura deseada.

Figura 1. Diagrama de flujo de un sistema simple de compresión de vapor



Fuente: Autor

1.2 EL CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION

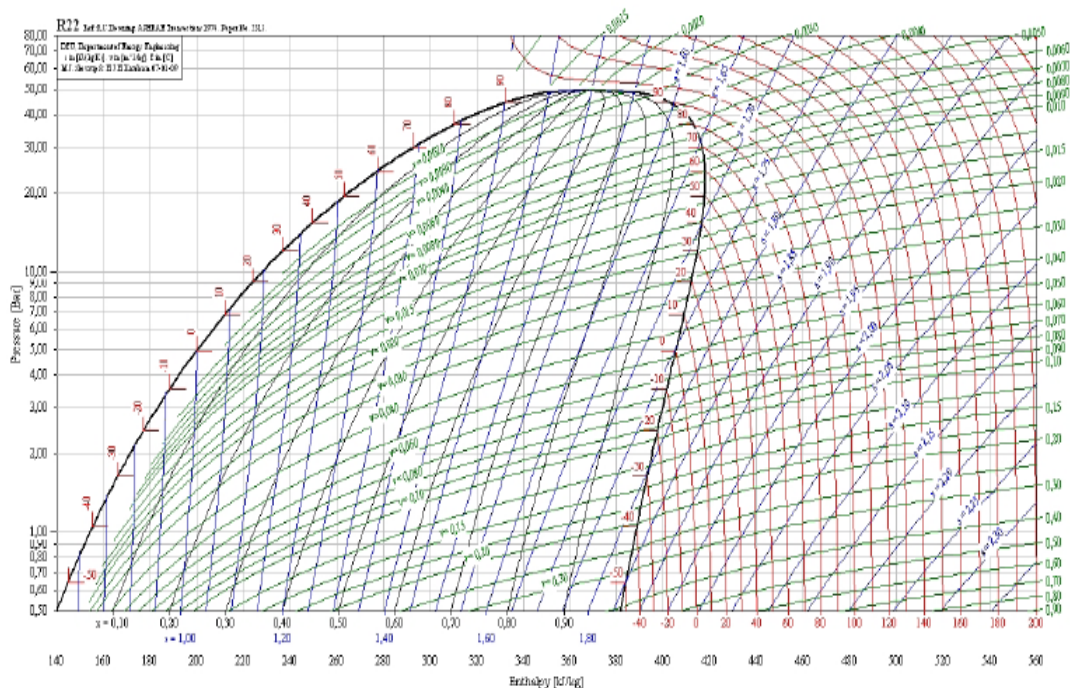
El conocimiento del ciclo de compresión de vapor, requiere un estudio intenso no solamente de los proceso individuales que constituyen el ciclo sino también de las relaciones que existen en los diversos procesos y de los efectos que tienen cambios originados en cualquier proceso, sobre todos los demás procesos del ciclo. Lo anterior se simplifica grandemente utilizando diagramas y graficas sobre las cuales puede ilustrarse gráficamente un ciclo completo. La

representación gráfica del ciclo de refrigeración permite la consideración simultánea de los diversos cambios en la condición del refrigerante que se presenta durante el ciclo, y también, el efecto que tienen estos cambios sobre el ciclo, sin la necesidad de recordar en todo momento los diferentes valores numéricos que intervienen en los diferentes problemas cíclicos.

Los diagramas que se usan frecuentemente en el análisis del ciclo de refrigeración, son el diagrama presión-entalpía (P-h) y el de temperatura-entropía (T-s). De los dos el de presión-entalpía es el más útil y fue el que se aplico en los diferentes análisis de este proyecto.

1.2.1 El diagrama presión – entalpía. Un diagrama de presión-entalpía para R22, se muestra en la figura 2.

Figura 2. Diagrama presión-entalpía para refrigerante R22



Fuente:

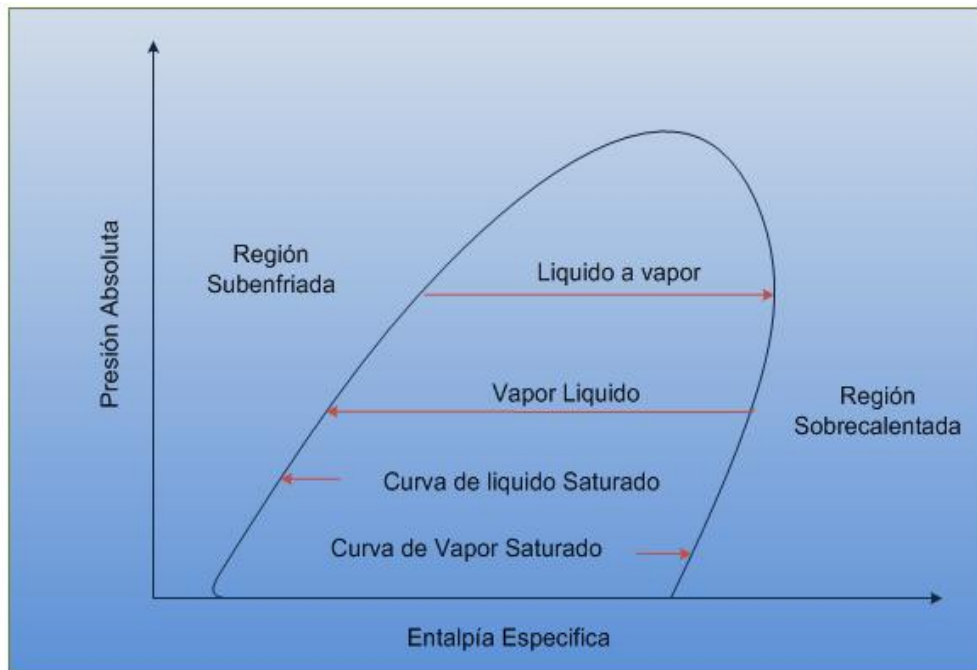
http://www.google.com.co/imgres?imgurl=http://revistaaidenar.univalle.edu.co/edicion3/figura2_31

La condición del refrigerante en un estado termodinámico cualquiera, se puede representar como un punto en la grafica P-h. El punto en la grafica P-h, que representa la condición del refrigerante en un estado termodinámico particular, puede localizarse si se conocen dos propiedades cualesquiera del refrigerante en ese estado. Una vez que se ha localizado el punto de estado en la grafica, todas las demás propiedades del refrigerante para ese estado, se pueden determinar directamente de la grafica.

Según se ilustra en la grafica diagramática P-h en la Figura 3, la grafica se divide en tres áreas separadas entre sí por las curvas del líquido y vapor saturado. El área a la izquierda de la curva de líquido saturado, se llama región subenfriada. En cualquier punto de la región subenfriada, el refrigerante se encuentra en estado líquido y su temperatura es inferior a la temperatura de saturación correspondiente a su presión. El área de la derecha de la curva de vapor saturado, es la región sobrecalentada y el refrigerante se encuentra en forma de vapor sobrecalentado. La región central de la grafica, entre las curvas del líquido saturado y vapor saturado, representa el cambio de fase del refrigerante entre los estados líquido y vapor. En cualquier punto que se encuentre entre las dos curvas, el refrigerante es una mezcla de líquido y vapor.

1.2.2 El ciclo saturado simple, de refrigeración. Un ciclo de refrigeración saturado simple es un ciclo teórico en el cual se supone que el vapor refrigerante abandona el evaporador y entra al compresor como vapor saturado (a la temperatura y presión de saturación) y el líquido abandona el condensador y entra al control de refrigerante como líquido saturado (a la temperatura y presión de condensación). Aun cuando el ciclo de refrigeración se desvía algo del ciclo saturado simple, el análisis de un ciclo saturado simple es de todas maneras importante.

Figura 3. Grafica P-h



Fuente: Autor

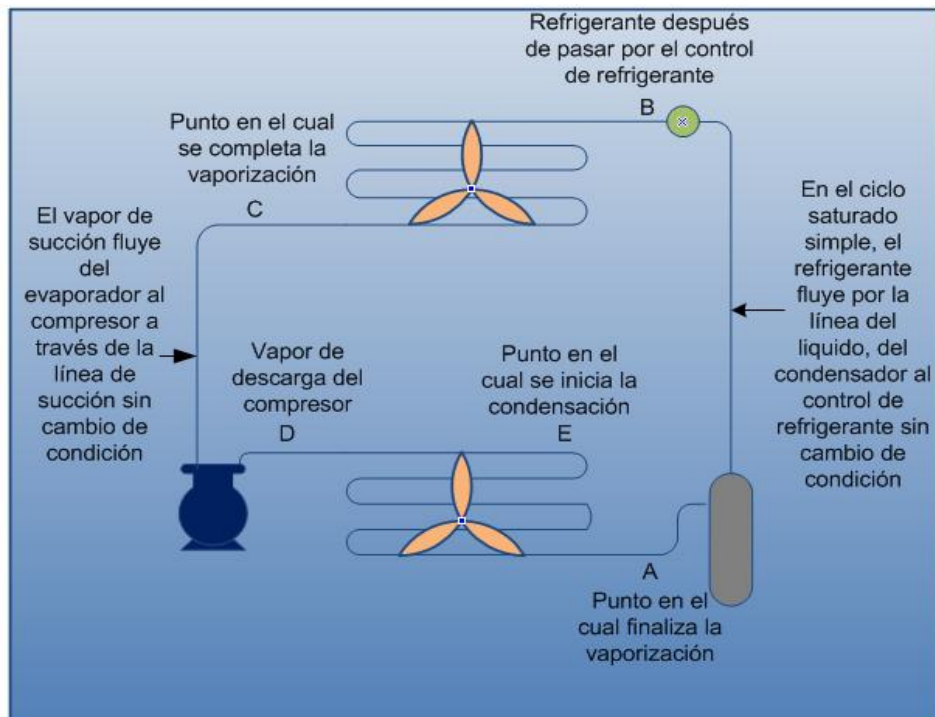
En este ciclo, los procesos fundamentales que forman la base de todo ciclo de refrigeración de compresión de vapor real, se identifican y entienden fácilmente. Además, empleando el ciclo saturado simple como norma contra la cual se pueden compararse los ciclos reales, puede determinar, fácilmente la diferencia de diversos ciclos reales de refrigeración, a diferentes condiciones de operación. En la figura 4, se ilustra un ciclo simple saturado para un sistema con R22, sobre una grafica P-h.

Tabla 1. Propiedades del R- 22 (Ciclo Saturado)

Punto A	Punto B	Punto C
p $= 9.252 \text{ Kg/cm}^2 a$	$p = 2.513 \text{ Kg/cm}^2 a$	$p = 2.513 \text{ Kg/cm}^2 a$
h_a $= 17.31 \text{ Kcal/Kg}$	$h_a = 17.31 \text{ Kcal/Kg}$	$h_c = 44.72 \text{ kcal/Kg}$
$t = 37.8^\circ C$	$t = -6.67^\circ C$	$t = -6.67^\circ C$
	$v = 0.00949 \text{ m}^3/\text{Kg}$	$v = 0.00949 \text{ m}^3/\text{Kg}$
	s $= 0.00949 \text{ Kcal/Kg} - ^\circ C$	s $= 0.1694 \text{ Kcal/Kg}/^\circ C$

Fuente: Autor

Figura 5. Diagrama de flujo de un ciclo saturado simple



Fuente: Autor

En el punto A, los valores P, T y h pueden leerse directamente de la grafica P-h. Puesto que el refrigerante es siempre un líquido saturado en el punto A, el punto A siempre se encontrará en algún punto sobre la curva del líquido saturado y podrá localizarse en la gráfica P-h si se conoce alguno de los valores P, T o h. En la practica corriente, se pueden medir P, T o ambas.

1.2.2.1 Proceso de Expansión. En el ciclo saturado simple se supone que no hay en las propiedades (condición) del líquido refrigerante al fluir por la línea del líquido, del condensador a control de refrigerante y la condición del líquido que llega al control de refrigerante es la misma que la condición en el punto A. El proceso descrito por los puntos de estado inicial y final A-B se presenta en el control de refrigerante cuando la presión del líquido se reduce de la presión de condensación a la presión de evaporación al pasar el líquido por el control. Cuando el líquido se expande en el evaporador por el orificio de control, la temperatura del líquido se reduce de la temperatura de condensación a la de evaporación por “explosión” a vapor de una porción del líquido.

El proceso A-B es un tipo de expansión adiabática de estrangulamiento, que se llama “extracción de alambre” y en el cual la entalpía del fluido de trabajo no cambia durante el proceso. Este tipo de expansión se presenta siempre que se expande un fluido a través de un orificio, de una presión elevada a una baja. Se supone que tiene lugar sin pérdida o ganancia de calor a través de la tubería o válvulas sin desarrollar trabajo.

Puesto que la entalpía del refrigerante no cambia durante el proceso A-B, el punto B se localiza sobre la gráfica P-h siguiendo la línea de entalpía constante del punto A al punto en que la línea de entalpía constante intercepta la línea de presión constante corresponde a la presión de evaporación. Para localizar el punto B en la gráfica P-h, debe conocerse la presión o la temperatura de evaporación.

Como resultado de la vaporización parcial del refrigerante líquido y durante el proceso A-B, el refrigerante en el punto B es una mezcla de líquido-vapor cuyas propiedades se pueden observar en la tabla 1.

Puesto que el refrigerante en el punto B es una mezcla de líquido-vapor solamente pueden leerse directamente los valores de P y T del anexo B. Sin embargo, debido a que la entalpía del refrigerante en los puntos A y B es la misma, entalpía en el punto B se puede leer de la tabla del anexo B, como entalpía en las condiciones del punto A.

1.2.2.2 El proceso de Vaporización. El proceso B-C es la vaporización del refrigerante en el evaporador. Puesto que la vaporización tiene lugar a temperatura y presión constante, B-C es al mismo tiempo isotérmica e isobara. Por lo tanto, el punto C se localiza en la gráfica P-h siguiendo las líneas de presión constante y temperatura constante del punto B al punto en que interceptan a la curva de vapor saturado. En el punto C el refrigerante está completamente vaporizado y es un vapor saturado a la temperatura y presión de vaporización.

La entalpía del refrigerante aumenta durante el proceso B-C al fluir el refrigerante a través del evaporador y absorber calor del espacio refrigerado. La cantidad de calor absorbida por el refrigerante en el evaporador (efecto refrigerante) es la diferencia entre la entalpía del refrigerante en los puntos B y C. Así pues, si h_a , h_b , h_c , h_d , h_e , y h_x representan las entalpías del refrigerante en los puntos A, B, C, D, E y X respectivamente, entonces

$$q_1 = h_c - h_b = 44.12 - 17.41 = 27.41$$

$$q_1 = 27.41 \text{ Kcal/Kg}$$

En el diagrama P-h, la distancia entre el punto X y el punto C representa el calor total de vaporización latente de 1 kg de R22 a la presión de vaporización de 2.523 Kg/cm^2 . Por lo tanto, puesto que la diferencia B-C es el efecto

refrigerante util, la diferencia X-C y B-C, que es la distancia X-B, es la perdida del efecto refrigerante.

1.2.2.3 El proceso de Compresión. En el ciclo sturado simple, el refrigerante no sufre cambio de condicion al fluir de la linea de succion del evaporador al compresor. El proceso C-D tiene lugar en el compresor al aumentar la presion del vapor por la compresion, de la presion de vaporizacion la de condensacion. Para el ciclo saturado, el proceso de compresion C-D, se supone isentropico. Una compresion isentropica es un tipo especial de proceso adiabatico que tiene lugar sin fricción. Alguna veces se describe como compresion “adiabatico sin fricción” o “de entropia constante”.

Puesto que no hay cambio en la entropia del vapor durante el proceso C-D, la entropia del refrigerante en el punto D es la misma que en el punto C. Por lo tanto, el punto D se puede localizar en la grafica P-h siguiendo la linea de entropia constante, del punto C al punto en el que la linea de entropia constante intercecta a la linea de presion constante correspondiente a la presion de condensacion. En el punto D, el refrigerante es un vapor sobrecalentado cuyas propiedades estan dadas en la tabla 2.

Tabla 2. Propiedades del vapor sobrecalentado (ciclo saturado del R-22)

Punto D	Punto E
$p = 9.252 \text{ kg/cm}^2$	$p = 9.252 \text{ kg/cm}^2$
$h_d = 50 \text{ Kcal/Kg}$	$h_e = 50 \text{ Kcal/Kg}$
$t = 44.3^\circ\text{C}$	$t = 44.3^\circ\text{C}$
$v = 0.026 \text{ m}^3/\text{Kg}$	v $= 0.0199 \text{ m}^3/\text{Kg}$
$s = 0.1694 \text{ Kcal/Kg/}^\circ\text{C}$	

Fuente: Autor

Se efectua trabajo sobre el vapor durante el proceso de compresion C-D y la entalpia del refrigerante aumenta por una cantidad igual a la energia calorifica equivalente del trabajo mecanico efectuado al vapor. La energia calorifica equivalente al trabajo efectuado durante la compresion, frecuentemente se conoce como calor de compresion y es igual a la diferencia de la entalpia en los puntos D y C. Asi pues, q_2 es el calor de compresion por Kg de refrigerante que circula.

$$q_2 = h_d - h_c = 50.3 - 44.7$$

$$q_2 = 5.6 \text{ Kcal/Kg}$$

El trabajo mecánico efectuado sobre el vapor con el pistón, durante la compresion, se puede calcular del calor de compresion. Si w es el trabajo efetuado en Kilogrametros por Kilogramo de refrigerante que circula y J es el equivalente mecanico del calor, entonces:

$$w = q_2 \times J$$

$$w = 5.6 \text{ Kcal/Kg} * 427 \text{ Kgm/Kcal/Kg}$$

$$w = 2391.2 \text{ Kg}$$

Como resultado de la absorcion de calor de compresion, el vapor caliente descargado del comprsor se encuentra en condicion sobrecalentada. En este caso, el vapor abandona al compresor a una temperatura de 44.3°C, mientras que la temperatura de saturacion correspondiente a su presion de 9.252 Kg/cm^2 es de 37.8°C. Asi pues, antes de que pueda condensarse el vapor, debera retirarse el sobrecalentamiento y reducirse la temperatura del vapor, de la descarga a la de saturacion correspondiente a su presion.

1.2.2.4 Proceso de Condensación. Usualmente, tanto el proceso D-E como E-A tienen lugar en el condensador al enfriarse el gas caliente descargado en el compresor, a la temperatura de condensacion. El proceso D-

E ocurre en la parte superior del condensador y hasta cierto punto en la línea de gas caliente. Representa al enfriamiento del vapor de la temperatura de descarga a la temperatura de condensación, conforme el vapor entrega calor al medio condensante. Durante el proceso D-E, la presión del vapor permanece constante y el punto E se localiza en la gráfica P-h siguiendo una línea de presión constante desde el punto D al punto en que la presión constante intersecta a la curva del vapor saturado.

En el punto E, el refrigerante es un vapor saturado a la temperatura y presión de condensación. Sus propiedades se pueden observar en la tabla X.

La cantidad de calor sensible (sobrecalentamiento) retirado de 1 Kg de vapor en el condensador para enfriar el vapor de la temperatura de descarga a la condensación, es la diferencia entre la entalpía de l refrigerante entre el punto D y la entalpía en el punto E.

El proceso E-A es la condensación del vapor en el condensador. Puesto que la condensación tiene lugar a temperatura y presión constante, el proceso E-A sigue las líneas de temperatura y presión constante del punto E al punto A. El calor entregado al medio condensante durante el proceso E-A es la diferencia entre la entalpía del refrigerante ($h_e - h_a$).

Al regresar al punto A, el refrigerante ha terminado un ciclo y sus propiedades son las mismas que las descritas previamente para el punto A.

1.3 PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACION

A continuación se describen algunas relaciones que resultan del análisis del ciclo de refrigeración por compresión y que se convierte en índices de su comportamiento. Los subíndices utilizados en las ecuaciones corresponden igualmente a la figura 3, donde se ilustra el ciclo ideal.

Antes del advenimiento de la refrigeración mecánica, el hielo se usaba mucho como medio de enfriamiento. Con el desarrollo de la refrigeración mecánica,

resultado natural que la capacidad de enfriamiento de los refrigeradores mecánicos se compararan con el equivalente de fusión del hielo. Esta medida es la tonelada estándar de refrigeración (Ton) que equivale al calor absorbido por la fusión de una tonelada de hielo solido puro en 24 horas. También equivale a un flujo de calor de 12000 BTU/hora .

1.3.1 Efecto refrigerante. El efecto refrigerante se define como la cantidad de calor que el refrigerante absorbe en su paso por el evaporador. Este indicativo puede ser llamado el beneficio de enfriamiento.

$$ER = h_c - h_b$$

Se le llama así debido a que representa asimismo la cantidad de calor removido del medio que se debe enfriar por cada libra o kilogramo de refrigerante que fluye por el equipo, y en efecto se mide en KJ/Kg , $Kcal/Kg$ o Btu/lb . Por ejemplo, cuando 1 Kg de hielo se funde, absorberá del aire circundante y objetos adyacentes una cantidad igual a su calor latente de fusión. Si el hielo se funde a 0°C absorberá 80 Kcal/Kg , de manera que el efecto refrigerante de 1 Kg de hielo es 80 Kcal/Kg .

1.3.2 Calor de compresión. Se denomina calor de compresión al absorbido por el refrigerante al someterse a un aumento de presión, cuando pasa por el compresor. Este calor equivale al trabajo entregado por el compresor.

$$Q_w = h_d - h_c$$

1.3.3 Calor de rechazo. Se denomina calor de rechazo a la energía cedida por el refrigerante durante su proceso de condensación. Este calor equivale al ganado por la carga de refrigeración más el trabajo entregado por el compresor.

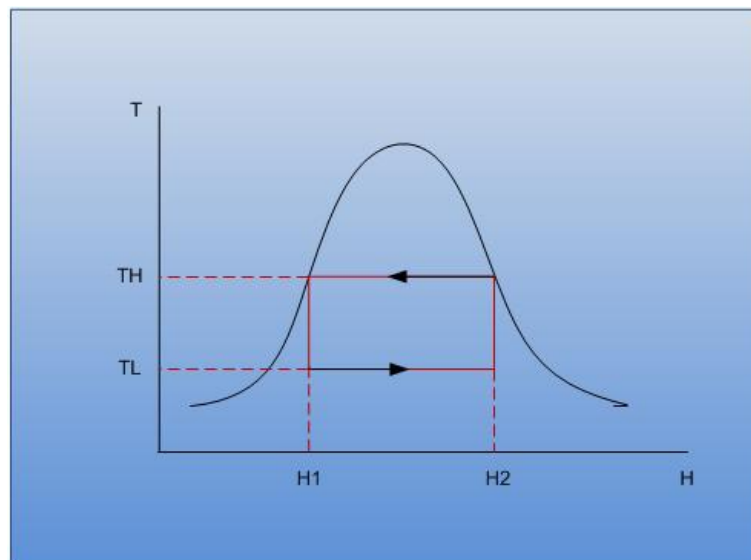
$$Q_R = h_d - h_a$$

1.3.4 Coeficiente de operación. Es la relación beneficio/costo de un sistema de refrigeración, por lo cual es adicionalmente. El beneficio de un sistema de refrigeración lo constituye el calor retirado por el evaporador, mientras que el costo corresponde al trabajo consumido por el compresor.

$$COP = \frac{Q_L}{W} = \frac{ER}{Q_W} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_2}$$

1.3.5 COP ideal. COP ideal es el máximo beneficio/costo posible del sistema y se expresa en función de las temperaturas de evaporación y condensación, recordando que idealmente la compresión y la expansión son procesos isoentropicos:

Figura 6. Representación del ciclo ideal en el diagrama Temperatura – Entalpia



Fuente: Autor

$$COP_{CARNOT} = \frac{T_L(H_2 - H_1)}{(T_H - T_L)(H_2 - H_1)}$$

$$COP_{CARNOT} = \frac{T_L}{T_H - T_L}$$

Como lo evidencia la ecuación anterior el COP disminuye cuando se separan los valores de T_H y T_L . Por tanto el COP o beneficio/costo del sistema aumenta al aumentar el valor de T_L y disminuir el valor de T_H .

El COP debe ser lo más grande posible, pero consistente con los ambientes de alta y de baja. Así tenemos que pueden establecerse límites teóricos y también límites prácticos para el COP:

Límites prácticos:

- Condiciones ambientales: no es posible que $T_H < T_{AMBIENTE}$.
- Condiciones impuestas por la aplicación; no es posible que $T_L < T_{MIN}$ requerido por la aplicación.

Límites teóricos:

- $COP = 0$ cuando $T_H = 0$
- $COP = \infty$ cuando $T_L = T_H$

1.3.6 Requerimiento de masa refrigerante. Es igual a la rata de masa que debe circular por el sistema con el fin de extraer calor a una capacidad de 1 tonelada de refrigeración. Esta circulación másica se presenta en cada uno de los puntos del sistema por encontrarse conectados en serie.

$$\frac{m_r}{Ton} = \frac{12640}{ER} \left[\frac{lb}{hr} \right]$$

1.3.7 Requerimiento de volumen de refrigerante. Es la rata volumétrica que circula por el sistema con el fin de extraer una tonelada (1 Ton) y depende

directamente de la densidad del vapor en la succión del compresor. Este parámetro es muy importante para la selección del compresor.

$$\frac{\dot{V}_r}{Ton} = \frac{12640}{\rho_c \times ER} \left[\frac{m^3}{hr} \right]$$

1.3.8 Potencia suministrada al compresor. Este parámetro indica la relación costo/beneficio, dado el costo directamente en los HP suministrados al compresor por tonelada de calor extraída.

$$HP = \frac{4.72}{COP} [adimensional]$$

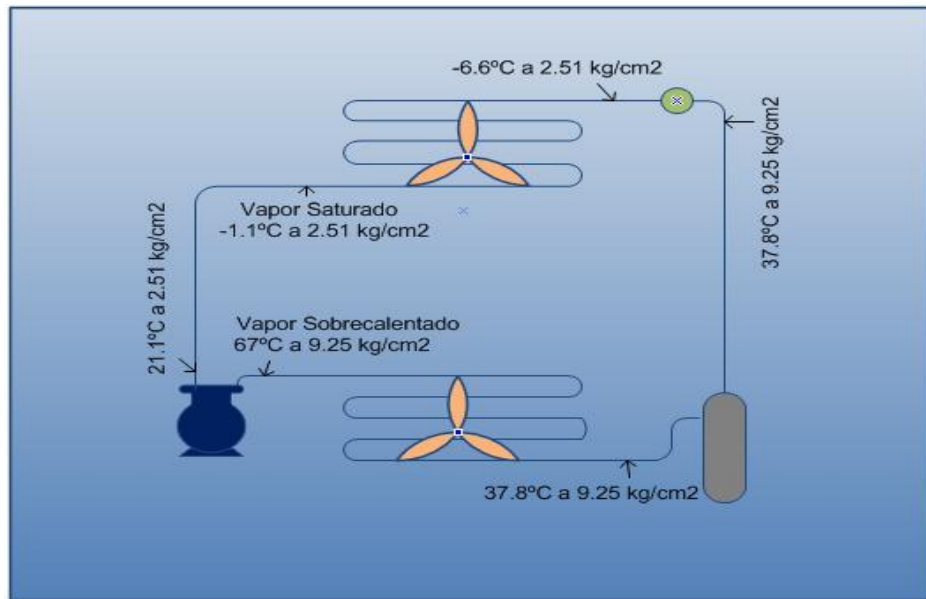
Capacidad del ciclo. Es un indicativo de la capacidad de extracción de calor a determinadas características del vapor en la succión y con un determinado compresor. Donde: \dot{V}_r Es el volumen desplazado por el compresor a la presión de succión.

$$CAP = \rho_c \times \dot{V}_R \times ER [Ton]$$

1.4 CICLO REAL DE REFRIGERACION

Los ciclos de refrigeración reales se desvían más o menos del ciclo saturado simple. La razón es que para el ciclo saturado simple, se postulan ciertas suposiciones que no son ciertas para los ciclos físicos. Por ejemplo, en el ciclo saturado simple, se desprecia el efecto de la caída de presión que resulta del flujo de refrigerante por las líneas y por los diferentes elementos que conforman el sistema. Además no se consideran los efectos de subenfriamiento del líquido y sobrecalentamiento del vapor de succión. Además se supone que la compresión es realmente isotrópica. En los siguientes apartados, se toman estas consideraciones y su efecto sobre el ciclo.

Figura 7. Diagrama de flujo de ciclo sobrecalentado



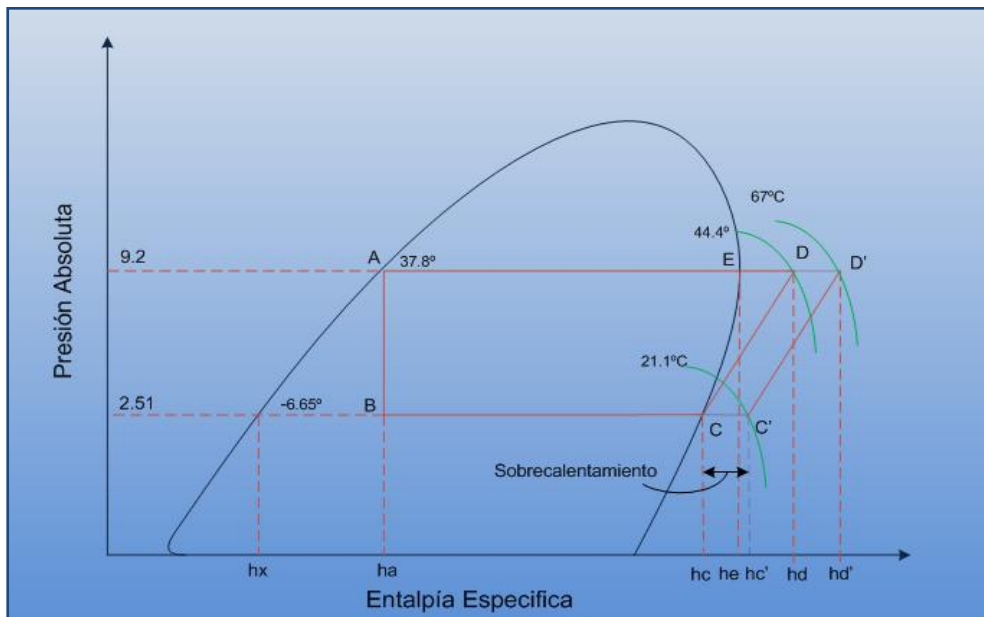
Fuente: Autor

1.4.1 Efecto del sobrecalentamiento del vapor de succión. En el ciclo saturado simple, se supone que el vapor de succión llega a la entrada de succión del compresor como vapor saturado a la temperatura y presión de saturación. En la práctica, rara vez es cierto lo anterior. Después de que el refrigerante líquido se ha evaporado completamente en el evaporador, el vapor saturado frío, continuará generalmente absorbiendo calor y por lo tanto, se sobrecalentará antes de que llegue al compresor, figura 7.

En el diagrama P-h de la figura 8 se compara un ciclo saturado simple con otro en el que el vapor de succión se calienta de -6.7°C a 21.1°C. Los puntos A, B, C, D y E marcan el ciclo saturado y los puntos A, B, C', D' y E indican el ciclo sobrecalentado, en esta misma gráfica se desprecia la caída de presión que resulta del flujo de vapor en la tubería de succión y puede suponerse que la tubería de succión permanece constante durante el sobrecalentamiento.

En la figura 8 las propiedades del vapor sobrecalentado en el punto C' y D', según se lee en la gráfica P-h son las siguientes. Ver tabla 3.

Figura 8. Diagrama P-h, comparando el ciclo saturado simple con el ciclo sobrecalentado



Fuente: Autor

En la figura 8 las propiedades del vapor sobrecalentado en el punto C' y D', según se lee en la gráfica P-h son las siguientes. Ver tabla 3.

Tabla 3. Propiedades del vapor sobrecalentado (ciclo sobrecalentado del R-22).

Punto C'	Punto D'
$p = 2.513 \text{ Kg/cm}^3$	$p = 9.252 \text{ Kg/cm}^3$
$t = 21.1^\circ\text{C}$	$t = 73.3^\circ\text{C}$
$v = 0.07866 \text{ m}^3/\text{Kg}$	$v = 0.380 \text{ m}^3/\text{Kg}$
$h = 49.2 \text{ Kcal/Kg}$	$h = 55.1 \text{ Kcal/Kg}$
$s = 0.1840 \text{ Kcal/Kg/}^\circ\text{K}$	$s = 0.1840 \text{ Kcal/Kg/}^\circ\text{K}$

Fuente: Autor.

En la gráfica P-h, el proceso C-C' representa el sobrecalentamiento del vapor de succión de -6.7°C a 21.1°C a la presión de vaporización y la diferencia entre la entalpía del vapor en estos puntos es la cantidad de calor requerida para sobrecalentar cada kilogramo de refrigerante. Al comparar los dos ciclos, son interesantes las siguientes operaciones:

- Al observar la tabla 4, el calor de compresión por kilogramo para el ciclo sobrecalentado, es ligeramente mayor que el correspondiente al ciclo saturado.

En este caso el calor de compresión por kilogramo, es mayor para el ciclo sobrecalentado por un:

$$\frac{5.9 - 5.58}{5.58} \times 100 = 4.48\%$$

Tabla 4. Calor de compresión y calor disipado

ciclo sobrecalentado	ciclo saturado
Calor de compresión	
$h_{d'} - h_{c'} = 55.1 - 49.2$ $= 5.9 \text{ Kcal/Kg}$	$h_d - h_c = 50.3 - 44.72$ $= 5.58 \text{ Kcal/Kg}$
Calor disipado	
$h_{d'} - h_a = 55.1 - 17.3$ $= 37.79 \text{ Kcal/Kg}$	$h_d - h_c = 50.3 - 17.31$ $= 32.99 \text{ Kcal/Kg}$

Fuente: Autor

- Para las mismas temperaturas y presión de condensación la temperatura del vapor de descarga que abandona la cabeza del compresor es considerablemente mayor para el ciclo sobrecalentado que para el ciclo saturado. En este caso, 67°C para el ciclo sobrecalentado comparado con 44.4°C para el ciclo saturado.

- Para el ciclo sobrecalentado, debe disiparse una mayor cantidad de calor en el condensador, por cada kilogramo, que para el ciclo saturado, esto se debe al calor adicional absorbido por el vapor al sobrecalentarse y también al pequeño aumento del calor de compresión por kilogramo.

Al observar la tabla 4, el calor disipado en el condensador, por kilogramo para el ciclo sobrecalentado, el aumento en porcentaje del calor disipado, por kilogramo, es:

$$\frac{37.8 - 33}{33} \times 100 = 14.4\%$$

El calor adicional que debe disiparse por kilogramo en el condensador, es todo calor sensible, en ciclo sobrecalentado. La cantidad de calor latente por kilogramo, es la misma para ambos ciclos. Esto significa que en el ciclo sobrecalentado debe entregarse una mayor cantidad de calor sensible al medio condensante antes de iniciar la condensación y que una mayor porción del condensador se usara para enfriar el vapor de descarga a su temperatura de saturación.

El efecto del sobrecalentamiento del vapor de succión sobre la capacidad del sistema y sobre el coeficiente de operación, depende totalmente de donde y como ocurre el sobrecalentamiento del vapor y de si el calor absorbido por el vapor al sobrecalentarse produce o no enfriamiento útil.

1.4.1.1 Sobrecalentamiento sin enfriamiento útil. Supóngase primeramente que el sobrecalentamiento del vapor de succión ocurre de tal manera que no hay enfriamiento útil. Cuando esto es cierto, el efecto refrigerante por kilogramo de refrigerante que circula es el mismo para el ciclo sobrecalentado que para el ciclo saturado operando a la mismas temperaturas de vaporización y de condensación y por lo tanto, el peso refrigerante que

circula por minuto por tonelada será el mismo para los ciclos sobrecalentado y saturado. Luego para los dos ciclos ilustrados en la figura 8.

El peso del refrigerante que circula por minuto y por ton.

$$m = \frac{55.56}{h_c - h_a} = \frac{200}{27.40} = 2.03 \text{ Kg/min/ton}$$

Puesto que el peso del refrigerante que circula es el mismo tanto para el ciclo sobrecalentado como el saturado y al observar la tabla 5, se tiene que el volumen específico del vapor en la entrada del compresor es mayor para el ciclo sobrecalentado que para el saturado, se sigue que el volumen de vapor que debe manejar por minuto el compresor, por tonelada de capacidad refrigerante, es mayor en el caso del ciclo sobrecalentado que en el ciclo saturado.

Tabla 5. Comparación entre el ciclo saturado y sobrecalentado

ciclo saturado	ciclo sobrecalentado
volumen específico del vapor de succión	
$v_c = 0.06968$	$v_{c'} = 0.07866 \text{ m}^3/\text{Kg}$
volumen del vapor comprimido	
$V = m \times v = 2.03 \times 0.06998$ $= 0.1421 \text{ m}^3/\text{min}$ $/\text{ton}$	$V = m \times v = 2.03 \times 0.07866$ $= 0.16 \text{ m}^3/\text{min/ton}$
caballaje por tonelada	
$= \frac{m(h_d - h_c)}{10.68} = \frac{2.03 - 5.58}{10.68}$ $= 1.0615 \text{ hp/ton}$	$= \frac{m(h_{d'} - h_{c'})}{10.68} = \frac{2.03 - 5.89}{10.68}$ $= 1.11 \text{ hp/ton}$
coeficiente de operación	
$= \frac{h_c - h_a}{h_d - h_c} = \frac{27.40}{5.58} = 4.88$	$= \frac{h_c - h_a}{h_{d'} - h_{c'}} = \frac{27.40}{5.98} = 4.65$

Fuente: Autor

Por lo que representa un aumento en porcentaje de volumen manejado de:

$$\frac{0.351 - 0.142}{0.142} \times 100 = 10.3\%$$

Esto significa, que un compresor que opere en el ciclo sobrecalentado debe ser 10.3 % mayor que el requerido para el ciclo saturado.

En vista de que el peso de refrigerante que circula por minuto y por tonelada es el mismo para ambos ciclos y puesto que el valor de compresión por kilogramo es superior para el ciclo sobrecalentado que par el ciclo saturado, es evidente que el caballaje por tonelada es superior para el ciclo sobrecalentado y el coeficiente de operación menor. Ver tabla 5.

1.4.1.2 Sobrecalentamiento que produce enfriamiento útil.

Supóngase ahora que el calor recogido en el vapor se succión produce enfriamiento útil. Cuando esto es cierto el efecto refrigerante por kilogramo se mayor, por una cantidad igual a la cantidad de sobrecalentamiento. En la figura 8, suponiendo que el sobrecalentamiento produce enfriamiento útil, el efecto refrigerante por kilogramo para el ciclo sobrecalentado es igual a:

$$h_{c'} - h_a = 49.22 - 17.31 = 31.91 \text{ Kcal/Kg}$$

Puesto que el efecto refrigerante por kilogramo es mayor para el ciclo sobrecalentado que para el saturado, el peso de refrigerante que circula por minuto y por tonelada es menor para el ciclo sobrecalentado que para el saturado. Mientras que el peso de refrigerante que circula por minuto y por tonelada para el ciclo saturado es de 2.03, el peso de refrigerante que circula por minuto y por tonelada para el ciclo sobrecalentado es:

$$\frac{55.56}{h_{c'} - h_a} = \frac{55.56}{18.06} = 1.74 \text{ Kg/min /ton}$$

Nótese que, aun cuando el volumen especifico del vapor de succión y el calor de compresión por kilogramo son mayores ambos para el ciclo sobrecalentado

que par el saturado, el volumen de vapor comprimido por minuto y por tonelada y el caballaje por tonelada son menores. Esto es debido a la reducción en peso de refrigerante circulante. El volumen comprimido por minuto por tonelada y el caballaje por tonelada para el ciclo saturado son $0.314m^3$ y 1.06 hp, respectivamente, mientras que para el ciclo sobrecalentado son:

Volumen comprimido:

$$V = m \times v_{c'} = 1.74 \times 0.07866 = 0.1369 m^3/min/ton$$

Caballaje por tonelada:

$$V = \frac{m(h_{d'} - h_{c'})}{10.68} = \frac{1.74 - 5.89}{10.68} = 0.957 hp/ton$$

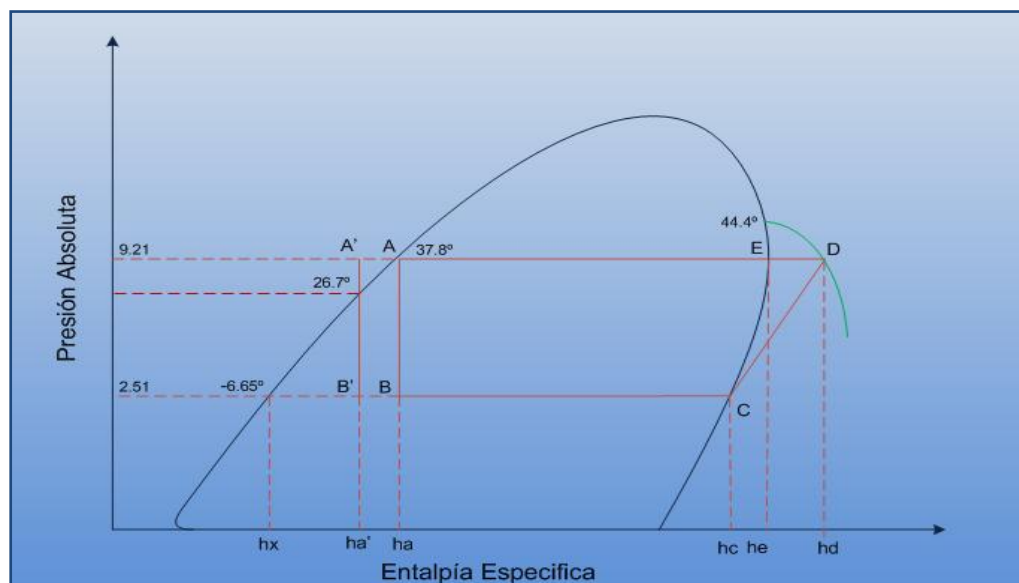
En la práctica se ha demostrado que el sobrecalentamiento del vapor de succión en un ciclo real ocurre de tal manera que parte del calor tomado por el vapor al sobrecalentarse, es absorbido del espacio refrigerado y produce enfriamiento útil, mientras que otra parte es absorbida por el vapor después de que este abandona el espacio refrigerado y por lo tanto no produce enfriamiento útil.

Independiente del efecto que tiene sobre la capacidad, a excepción hecha de algunos pocos casos especiales, es siempre necesaria una cierta cantidad de sobrecalentamiento y en la mayor parte de los casos, deseable. Cuando el vapor se toma directamente del evaporador a la entrada de succión del compresor sin por lo menos una pequeña cantidad de sobrecalentamiento, existe la posibilidad de que pequeñas partículas de líquido no vaporizado sean atrapadas en el vapor. Este vapor se llama "Vapor húmedo", el cual afecta adversamente la capacidad del compresor y pueden resultar, incluso en daños mecánicos serios. Puesto que el sobrecalentamiento del vapor de succión elimina la posibilidad de que llegue vapor de succión "húmedo" a la entrada del compresor, es siempre deseable una cierta cantidad de sobrecalentamiento. El sobrecalentamiento del vapor de succión puede tener lugar en cualquiera de los lugares que se enumeran en seguida, o en una combinación de ellos:

- Al final del evaporador.
- En la tubería de succión instalada dentro del espacio refrigerando.
- En la tubería de succión localizada fuera del espacio refrigerado.

1.4.2 Efectos de subenfriamiento de líquido. En la figura 9, se compara un ciclo saturado con otro en el cual el líquido se subenfria de 37.8°C a 26.7°C antes de llegar al control de refrigerante. Los puntos A, B, C, D y E, designan el ciclo saturado simple y los puntos A', B', C', D' y E', designa el ciclo subenfriado. En procesos reales se ha demostrado que cuando el líquido se subenfria antes de llegar al control del refrigerante, el efecto refrigerante por kilogramo, aumenta. En la figura 8, el aumento del efecto refrigerante por kilogramo, resultante del subenfriamiento es la distancia entre h_a y $h_{a'}$, que representa el calor retirado por kilogramo del líquido, durante el subenfriamiento. A causa del efecto refrigerante mayor por kilogramo, el peso de refrigerante que circula por minuto por tonelada es menor para el ciclo subenfriado que para el saturado.

Figura 9. Diagrama P-h, comparando el ciclo saturado simple con el ciclo subenfriado.



Fuente: Autor

Tabla 6. Comparación entre el ciclo saturado y ciclo subenfriado.

Ciclo saturado	Ciclo subenfriado
efecto refrigerante	
$q_l = h_c - h_a = 44.73 - 17.31$ $= 27.41 \text{ Kcal/Kg}$	$q_l = h_c - h_{a'} = 44.72 - 14.60$ $= 30.12 \text{ Kcal/Kg}$
peso de refrigerante	
$m = \frac{55.56}{27.40} = 2.03 \text{ Kg}$	$m = \frac{55.56}{30.12} = 1.85 \text{ Kg}$
volumen específico del vapor de succión	
$v_c = 0.0699 \text{ m}^3/\text{kg}$	$v_c = 0.0699 \text{ m}^3/\text{kg}$
volumen de vapor comprimido	
$v_c = 0.06998 \text{ m}^3/\text{Kg}$	$V = m \times v_c = 2.03 \times 0.06998$ $= 0.142 \text{ m}^3/\text{min}$
coeficiente de operaciones	
$= \frac{h_c - h_a}{h_d - h_c} = \frac{44.72 - 17.31}{50.3 - 44.72} = 4.88$	$= \frac{h_c - h_{a'}}{h_{d'} - h_c} = \frac{44.72 - 14.60}{50.3 - 44.72} = 5.16$
caballaje por tonelada	
$= \frac{m(h_d - h_c)}{10.68} = \frac{2.03 - 5.84}{10.68}$ $= 1.062 \text{ hp/ton}$	$= \frac{m(h_d - h_c)}{10.68} = \frac{1.85 - 5.84}{10.68}$ $= 1.005 \text{ hp/ton}$

Fuente: Autor

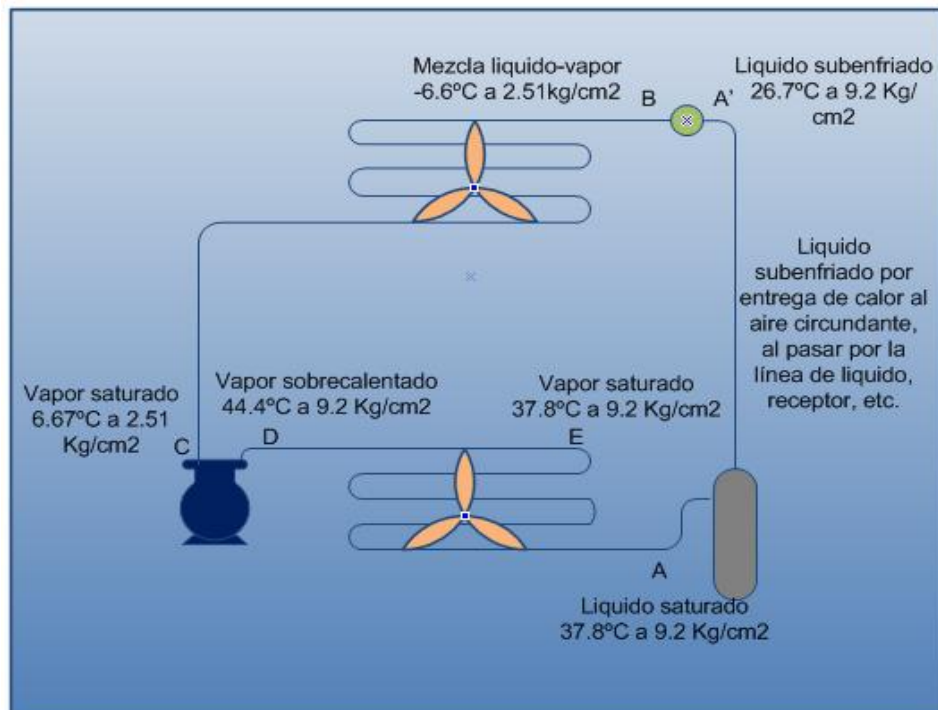
Se observa que la condición del vapor refrigerante a la entrada de succión del compresor, es la misma para ambos ciclos. Por esta razón, el volumen específico del vapor que entra al compresor será el mismo para el ciclo saturado y para el subenfriado, debido a que el peso del refrigerante que circula por minuto por tonelada es menor para el ciclo subenfriado que para el saturado, se sigue que el volumen de vapor debe manejar por minuto y por tonelada, será también menor. Ver tabla 6. Debido a que el vapor comprimido por minuto y por tonelada es menor para el ciclo subenfriado, el desplazamiento del compresor requerido también será menor que el requerido para el ciclo saturado.

El calor de compresión por kilogramo y por lo tanto, el trabajo de compresión por kilogramo, es el mismo para ambos ciclos. Esto significa que el efecto refrigerante por kilogramo que resulta del subenfriamiento, se obtiene sin aumentar la entrada de energía del compresor. Cualquier cambio en el ciclo refrigerante, que aumente la cantidad de calor adsorbida en el espacio refrigerado sin causar un aumento en la entrada de energía al compresor, aumentara el C.O.P del ciclo y reducirá el caballaje requerido por tonelada. Ver tabla 6. Por lo que representa un aumento en porcentaje del C.O.P. en:

$$\frac{5.16 - 4.88}{4.88} \times 100 = 5.7\%$$

El subenfriamiento del líquido refrigerante puede ocurrir y ocurre de hecho en varios lugares y de diversas formas. Con mucha frecuencia, el líquido refrigerante se subenfria al ser almacenado en el tanque receptor del líquido o al pasar a través de la línea del líquido, entregando calor al aire circundante, figura 10.

Figura 10. Diagrama de flujo, subenfriamiento del líquido en la línea de fluido



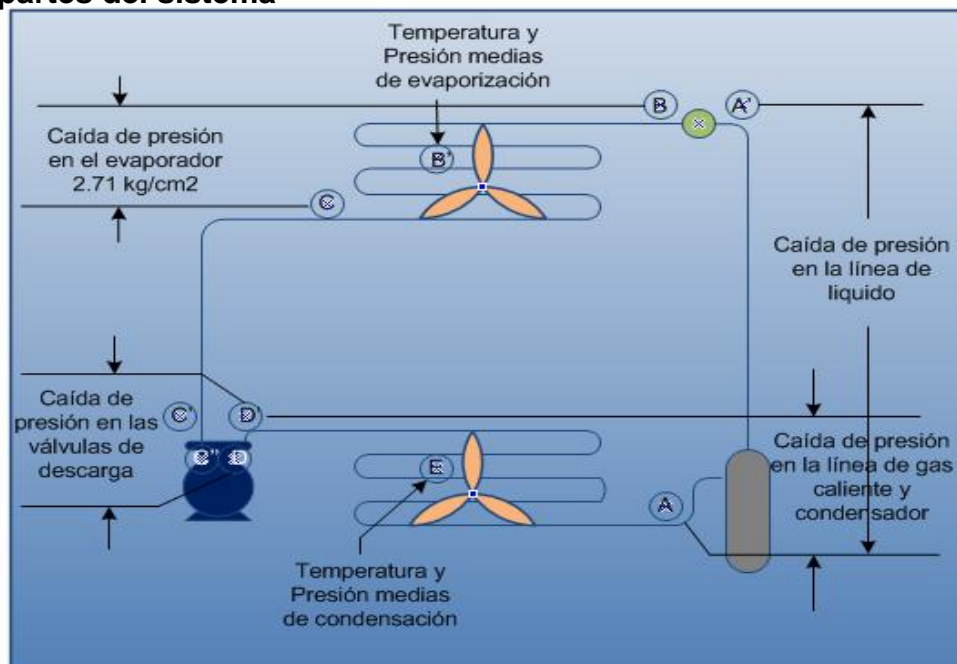
Fuente: Autor

1.4.3 Efecto de las pérdidas de presión resultantes de la fricción. Al vencer la fricción, tanto interna (dentro del fluido) como externa (superficie), el refrigerante sufre una caída de presión al fluir por la tubería, evaporador, condensador receptor válvulas y pasajes del compresor, figura 10.

Un diagrama P-h de un ciclo real, que ilustra la pérdida de presión que ocurre en las varias partes del sistema, se ilustra en la figura 11. Para simplificar la figura, no se muestra el sobrecalentamiento o subenfriamiento y para comparación, se dibuja un ciclo saturado simple.

La línea B'-C' representa el proceso de vaporización en el evaporador durante el cual el refrigerante sufre una caída de presión de 0.389 Kg/cm^2 . Mientras que la presión y temperatura de saturación de la mezcla líquido vapor en la entrada del evaporador es de 2.712 Kg/cm^2 y -4.44°C , respectivamente, la presión del vapor saturado que abandona el evaporador es de 2.326 Kg/cm^2 , correspondiente a una temperatura de saturación de -8.8°C . La temperatura media de vaporización en el evaporador es de -6.67°C , como en el saturado.

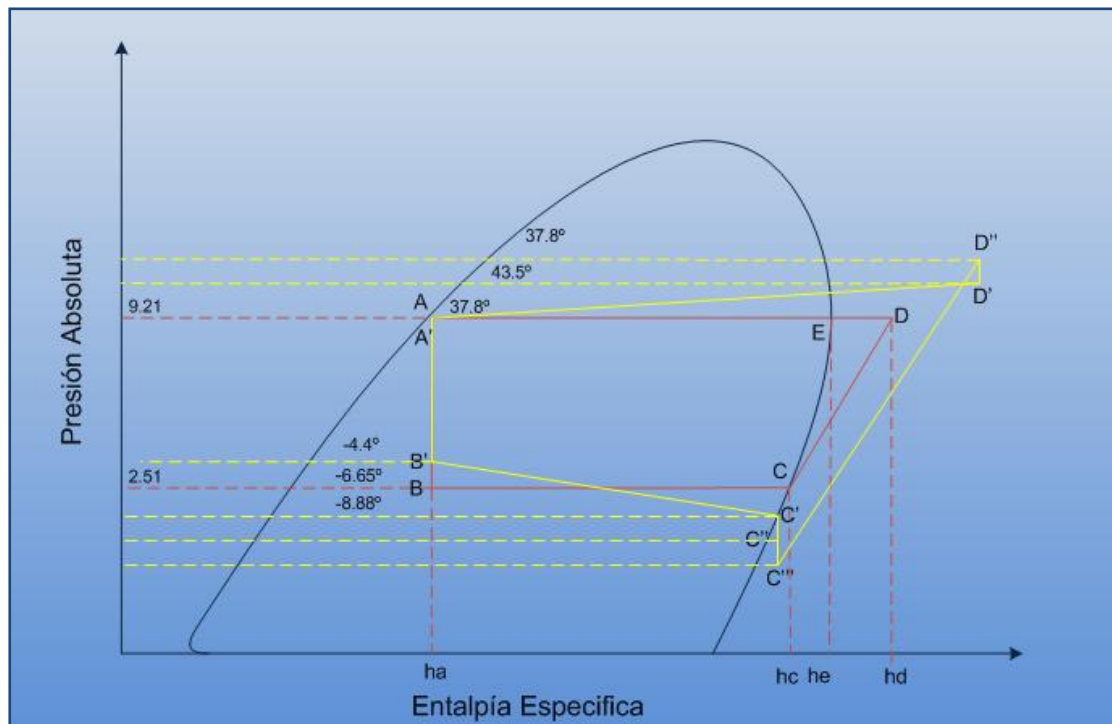
Figura 11. Diagrama de flujo, ilustrando el efecto de la caída de presión en varias partes del sistema



Fuente: Autor

Como resultado de la caída de presión en el evaporador, el vapor abandona al evaporador a una presión y temperatura de saturación más bajas y con un volumen específico mayor que si no hubiese existido caída de presión.

Figura 12. Diagrama P-h, mostrando el efecto de la pérdida de presión en las diversas partes del sistema



Fuente: Autor

El efecto refrigerante por kilogramo, si como el peso de refrigerante que circula por minuto y por tonelada, son aproximadamente iguales para ambos ciclos; pero, debido al mayor volumen específico, el volumen de vapor manejado por el compresor por minuto y por tonelada, es mayor para el ciclo que sufre caída de presión. Asimismo, debido a la presión más baja del vapor que abandona al evaporador, el vapor debe comprimirse a través de un rango de presión mayor durante el proceso de compresión, de manera que el caballaje por tonelada sea también mayor para el ciclo que sufre caída de presión. La línea C'-C'' representa la caída de presión que sufre el vapor de succión al pasar por la

línea de succión, del condensador a la entrada del compresor. Igual que la caída de presión en el evaporador, la caída de presión en la línea de succión hace que el vapor de succión llegue al compresor a una presión más baja y en condiciones de expansión, de manera que el volumen del vapor comprimido por minuto y por tonelada así como el caballaje por tonelada, aumenta.

Es evidente que la caída de presión tanto en el evaporador como en la línea de succión, debe mantenerse a un mínimo absoluto con objeto de obtener la mayor eficiencia posible del ciclo.

La línea C''-C''', representa la caída de presión que sufre el vapor de succión al pasar por las válvulas de succión y pasajes del compresor al cilindro. La línea C'''-D'', representa al proceso de compresión para el ciclo que sufren las caídas de presión. Nótese que el vapor en el cilindro se comprime a una presión considerablemente superior a la presión promedio de condensación. La línea D''-D', representa la caída de presión requerida para vencer la abertura de las válvulas de descarga contra la carga del resorte y obligar al vapor a salir a través de las válvulas de descarga y pasajes del compresor, hasta la línea de descarga. La línea D'-A representa la caída de presión que resulta del flujo del refrigerante a través de la línea de descarga y del condensador. La parte de la línea D'-A que representa el flujo por la línea de descarga, variara con el caso particular, puesto que la línea de descarga puede ser muy larga o muy corta, dependiendo de la aplicación. En cualquier caso, el resultado en la caída de presión será el mismo. Cualquier caída de presión que ocurra en el lado de descarga del compresor tendrá el efecto de elevar la presión de descarga, aumentando así el trabajo de compresión y el caballaje por tonelada. La línea AA' representa la caída de presión resultante del flujo del refrigerante por el tanque receptor y la línea de líquido. Puesto que el refrigerante en A' es un líquido saturado, la temperatura del líquido debe disminuir al disminuir la presión. Si el líquido no se subenfria entregando calor aun sumidero externo al bajar su presión, una parte del líquido debe explotar en vapor en la línea del líquido con objeto de suministrar el subenfriamiento requerido del líquido.

2. ESTUDIO PSICOMÉTRICO DEL AIRE Y APLICACIÓN EN AIRE ACONDICIONADO

El presente capítulo así como el capítulo 1, constituyen una compilación de los temas básicos contemplados en refrigeración y aire acondicionado y han sido incluidos como un recurso bibliográfico para los estudiantes en la preparación de las diversas experiencias que se pueden hacer en el laboratorio.

2.1 AIRE HÚMEDO

El término “psicrometría” significa el estudio de las propiedades del aire húmedo y del efecto de la humedad atmosférica sobre los materiales y sobre el confort humano, y es precisamente por este hecho que es importante el análisis del mismo. Este término en ingeniería significa la mezcla del aire con vapor de agua, pues aunque el aire consiste en una docena de gases, (Nitrógeno, Oxígeno y Dióxido de Carbono etc.) esta composición, exceptuando el vapor de agua es prácticamente constante, haciendo que se comporte como un gas ideal. De esta manera podemos trabajar como si fuera una mezcla binaria de aire seco con vapor de agua.

2.2 HUMEDAD ESPECÍFICA

Se define como la razón entre la masa de vapor de agua m_v y la masa de aire seco m_a contenidos en un volumen dado de aire húmedo. El símbolo de la humedad específica es w , entonces la ecuación de su definición es:

$$w = \frac{m_v}{m_a}$$

Recordando que el volumen específico se definió como $w = V/m$, puesto que el vapor de agua y el aire seco ocupan el mismo volumen total, el coeficiente de las masas puede ser sustituido por:

$$w = \frac{V/v}{V/v_a} = \frac{v_a}{v} = \frac{\rho_v}{\rho_a}$$

Donde ρ es la densidad.

También se puede expresar en la razón de la humedad en base a las presiones parciales de los dos gases componentes de esta manera:

$$w = \frac{m_v}{m_a} = \frac{P_v R_A}{P_a R_V} = \frac{R_a}{R_v} \times \frac{P_v}{(P - P_v)}$$

$$w = 0.622 \frac{P_v}{(P - P_v)}$$

Donde:

0.622, es la razón de las masas molares del agua al aire

P es la presión total de la mezcla

Pv es la presión del vapor de agua

2.3 AIRE HÚMEDO SATURADO

El aire está saturado cuando P_v es igual a la presión de saturación del vapor de agua correspondiente a la temperatura de la mezcla; cuando la P_v sea menor a esta entonces se dice que el aire es no saturado.

2.4 AIRE SOBRESATURADO

Es una mezcla bifásica de aire saturado y agua líquida o sólida, en la cual esta última se encuentra en forma de una suspensión fina llamada neblina, con las fases en equilibrio térmico.

2.5 HUMEDAD RELATIVA

Es la razón entre la masa de vapor en un volumen dado de mezcla, m_V , y la masa del vapor en una mezcla saturada, m_V^* , a la misma temperatura; su símbolo es ϕ .

$$\phi = \left[\frac{m_V}{m_V^*} \right] = \frac{w}{w + 0.622} \times \frac{P}{P^*}$$

2.6 ENTALPIA DEL AIRE HÚMEDO

El calor total de un material, comúnmente se conoce como entalpia, más específicamente, la entalpia "H" de una masa dada de un material en cualquier condición termodinámica especificada, es una expresión de calor total que debe ser transferido al material para llevar a este a la condición especificada partiendo desde una condición inicial arbitraria. Para el caso del aire húmedo esta entalpia es igual a la suma de las entalpias del vapor y del aire.

$$\frac{H}{ma} = h = h_a + w + hv$$

Ingeniería del aire acondicionado. Los ingenieros del aire acondicionado cuentan con terminologías y relaciones propias para la descripción del aire húmedo. En este caso en particular puede notarse la conveniencia de expresar la entalpia específica en función de la masa del aire, pues para determinar valores totales tan solo será necesaria la masa de aire seco que puede

determinarse por ejemplo mediante el modelo de gas ideal y de esta forma no hace falta estar manejando un valor para el vapor, otro para el aire, concentraciones de uno y de otro, etc.

2.7 TEMPERATURA DEL PUNTO DE ROCÍO

Es la temperatura a la cual el aire húmedo se satura como consecuencia de un enfriamiento isobárico. También es posible saturar el aire mediante una compresión isotérmica, es decir, aumentar la presión hasta que la temperatura actual sea la de rocío para la presión alcanzada; seguir con dicho aumento de presión generará condensación.

2.8 TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO

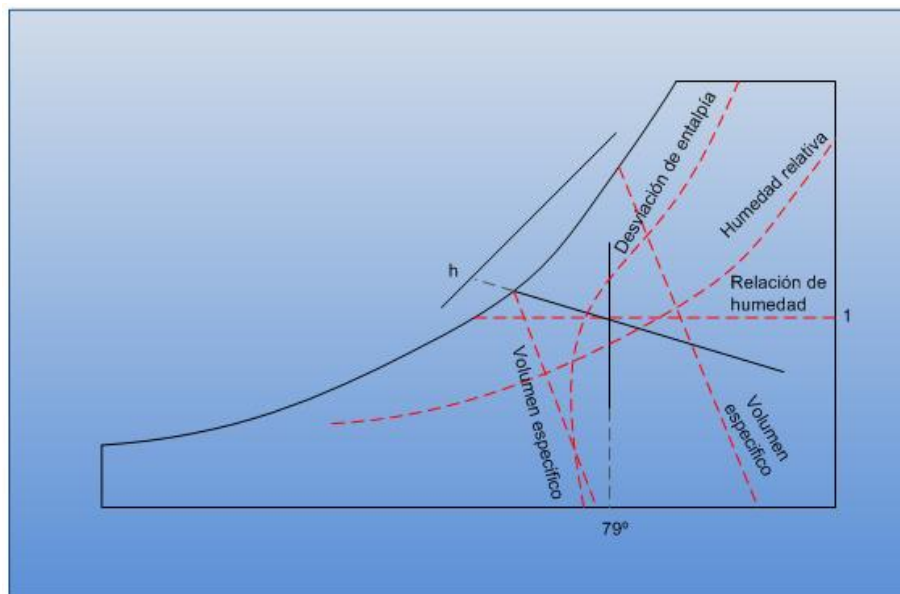
Su modo de medición es el siguiente: El bulbo de termómetro ordinario se cubre con una gasa que ha sido humedecida previamente en agua. El aire atmosférico no saturado y con humedad desconocida pasa por la gasa húmeda hasta que se establece el equilibrio dinámico en la temperatura de la gasa (y por consiguiente del termómetro) se estabiliza en cierto valor. Se ha encontrado que para mezclas de aire-vapor de agua a temperaturas y presiones normales, la temperatura de bulbo húmedo, cuya determinación depende de la transferencia de calor y masa, es de valor muy cercano a la temperatura de saturación adiabática. Estas temperaturas son medidas por el psicrómetro y el higrómetro que miden la temperatura de bulbo seco, y de bulbo húmedo y la humedad del aire presente en determinado espacio.

2.9 CARTA PSICROMÉTRICA

Teniendo una presión total dada, el estado del aire se puede determinar, por medio de las siguientes propiedades: El punto de rocío, la temperatura de bulbo húmedo y seco, la humedad específica, la presión del vapor, la entalpía, la humedad relativa; todas estas propiedades se pueden graficar en lo que se

llama la carta psicométrica. Generalmente las cartas psicométricas se elaboran para una presión atmosférica estándar. Es por esto que en cualquier proceso es muy importante entender las propiedades y el manejo de esta carta para poder graficar el proceso sobre el cual estamos trabajando. Ver figura 13.

Figura 13. Carta psicométrica



Fuente: Autor.

2.10 CICLO SIMPLE DEL AIRE ACONDICIONADO

El ciclo clásico de evolución del aire acondicionado puede representarse sobre el diagrama psicométrico y es básicamente la evolución o transformación en las propiedades que sufre el aire a través de un ciclo de aire acondicionado. Sin importar la ruta que toma el aire para llegar de un estado a otro, estos se representan como puntos y se supone la ruta como una línea recta, esta representación de la evolución del aire acondicionado sobre la carta psicométrica es una guía excelente para el ingeniero a cargo del proyecto ya que esta hace que el pueda entender y estudiar los ciclos de una manera

exacta. Las propiedades térmicas del aire se pueden clasificar en las dependientes de calor sensible y calor latente.

2.10.1 Calor Sensible. Cuando el calor, absorbido o entregado por un material causa o acompaña a un cambio de temperatura del material, el calor transferido se identifica como el calor sensible. El término “sensible” se aplica a este calor particular debido a que el cambio de la temperatura que causa puede ser observado por el sentido del tacto y puede naturalmente, medirse con un termómetro.

2.10.2 Calor latente. Cuando el calor, ya sea agregado a un material o entregado por este, se produce algún cambio en el estado físico del material, el calor se conoce como calor latente (palabra latina que significa oculto), parece haber sido dada a esa clase especial de calor debido a que aparentemente desaparecía en un material, sin tener efecto alguno sobre la temperatura del mismo.

Teniendo en cuenta las dos definiciones anteriores, podemos introducir un nuevo concepto “Calor Total” el cual es la suma del calor sensible y calor latente.

Para realizar la representación de la evolución del aire en la carta psicométrica debemos tener en cuenta los conceptos anteriores de calor sensible y latente, pero para la realización de la grafica en si es importante conocer otros términos que se desprenden de los conceptos anteriores y que hacen posible la ubicación de los diferentes estados del aire. Todos esos términos están relacionados de la siguiente manera.

Al reaccionar el calor sensible respecto del calor total se obtiene la razón denominada Factor de calor sensible: (SHF = Sensitive Heat Factor, SH = Sensitive Heat, LH = Latent Heat, TH = Total Heat)

$$SHF = SH/(SH + LH) = SH/TH$$

Donde SHF es el factor de calor sensible.

Para las condiciones del local (Room) tendremos:

$$RSHF = RSH/(RSH + RLH) = RSH/RTH$$

Donde: RSH es el calor sensible del cuarto, RLH es el calor latente del cuarto, y RTH es el calor total del cuarto.

Para el balance térmico total de la instalación donde se incluye también todas las cargas de calor sensible y latente que proceden del aire exterior la relación entre calor sensible y total queda expresada así:

$$GSHF = TSH/(TLH + TSH) = TSH/GTH$$

Donde GSHF es el factor de calor sensible total, TLH es el calor latente total y TSH es el calor sensible total.

Algunas abreviaturas de las propiedades necesarias para conocer el ciclo del aire son:

ADP = Punto de rocío del aparato (temperatura del aparato en el cual se presenta enfriamiento y deshumidificación del aire)

$(m^3/h)_{DA}$ = Caudal del aire tratado

$(m^3/h)_{OA}$ = Caudal del aire exterior

$(m^3/h)_{RA}$ = Caudal del aire realimentado

$(m^3/h)_{SA}$ = Caudal del aire impulsado

$(m^3/h)_{BA}$ = Caudal del aire desviado (Bypass) del evaporador

T_{adp} = Temperatura correspondiente al ADP

T_{edb} = Temperatura seca a la entrada

T_{es} = Temperatura equivalente de superficie

T_{ldb} = Temperatura seca a la salida del evaporador

T_m = Temperatura seca de la mezcla del aire exterior con el aire realimentado

T_{ao} = Temperatura seca del aire exterior

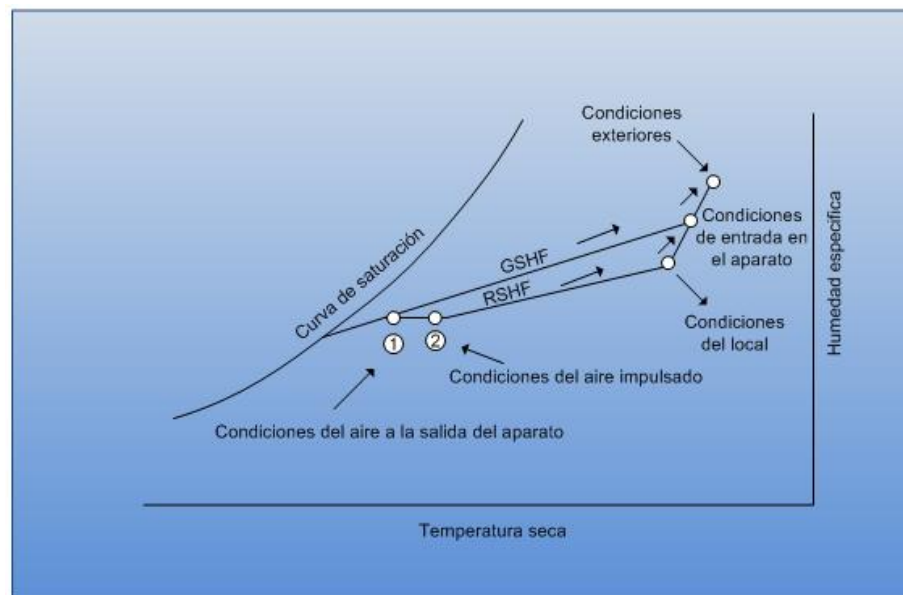
T_{rm} = Temperatura seca del aire local

T_{sa} = Temperatura seca del aire impulsado por el ventilador

ϕ_{adp} = Humedad específica correspondiente al ADP

2.10.2.1 Caudal necesario de aire tratado. Los caudales necesarios de aire para compensar simultáneamente las ganancias sensibles y latentes del local, por una parte, y las ganancias sensibles y latentes totales (teniendo en cuenta el aire exterior), pueden determinarse trazando las rectas RSHF y GSHF. Su intersección corresponde a las condiciones del aire a la salida del evaporador. (Ver figura 13).

Figura 14. Rectas de RSHF y GSHF dibujadas sobre el diagrama psicrométrico



Fuente: Autor

El caudal del aire necesario para compensar las ganancias de calor local viene dado por la siguiente fórmula:

$$(m^3/h)_{SA} = RSH / (0.29(T_{rm} - T_{sa}))$$

En unidades inglesas tendríamos:

$$CFM = RSH / (1.8(T_{rm} - T_{sa}))$$

Donde T esta en °F

El caudal necesario para compensar el balance térmico total (con las ganancias suplementarias comprendidas) será:

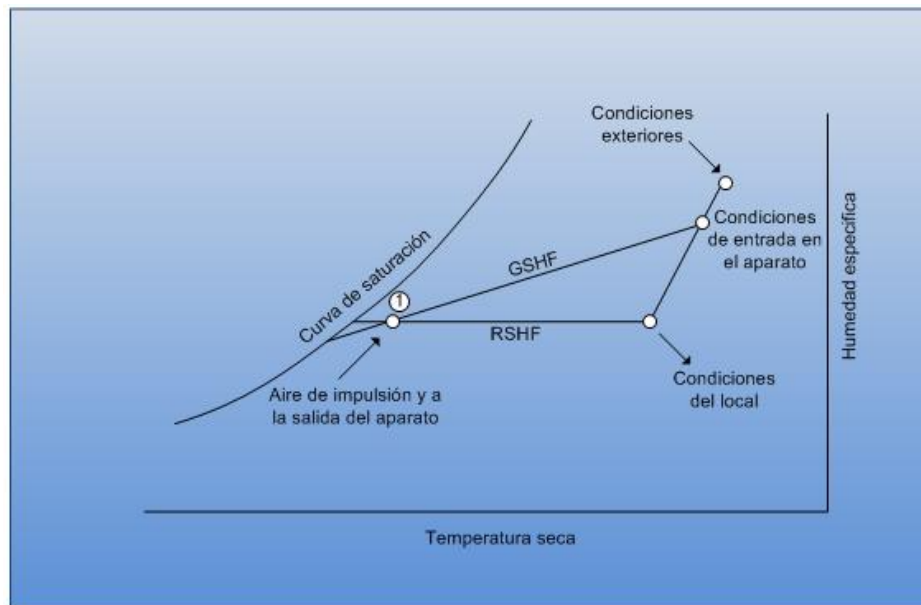
$$(m^3/h)_{DA} = TSH / (0.29(T_m - T_{ldb}))$$

Debe suponerse el delta de temperatura y deducir el caudal, calcular la temperatura d la mezcla por medio de la formula:

$$T_m = ((m^3/H_{oa} \times T_{oa}) + m^3/H_{ra} \times T_{rm}) / (m^3/H_{sa})$$

A partir de esta temperatura y con el caudal que tenemos podemos calcular la T_{ldb} . Con esta temperatura, se analiza el delta de temperatura ($T_{sa} - T_{ldb}$) (ver figura 14)

Figura 15. Rectas RSHF y GSHF dibujadas con línea de carga suplementaria.



Fuente: Autor.

Este delta debe ser lo suficientemente grande para poder compensar las cargas suplementarias. Estas temperaturas pueden acotarse en el diagrama y permiten determinar si realmente compensan las cargas suplementarias. En el caso contrario se eligiera una nueva diferencia de temperatura y se repetirán los cálculos anteriores. Sin embargo es importante apreciar que esta diferencia de temperatura debe ser de unos grados centígrados.

3. DESCRIPCIÓN DEL BANCO DE REFRIGERACIÓN APLICADO AL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.

Una evaluación detallada de los aspectos operativos y constructivos del anterior banco utilizado en el laboratorio de refrigeración y aire acondicionado de refrigeración, nos permite descubrir que este posee una serie de falencias que le quitan el carácter didáctico y educativo que la Escuela de Mecánica requiere. Tales falencias son:

- Problemas de confiabilidad en lecturas de instrumentos. El banco tenía instrumentos descalibrados que arrojaban lecturas erróneas de las distintas propiedades.
- Desbalance de sus principales elementos. No había una relación adecuada de las capacidades del compresor, evaporador, condensador y dispositivo de expansión.
- Problemas con la tubería y accesorios. Era notable la fuga de refrigerante en el sistema.
- Problemas con el consumo energético. Era un equipo grande que demandaba mucho consumo de energía eléctrica y que se veía reflejado en el alto costo que pagaba la Escuela de Mecánica.

En cuanto al rediseño del nuevo banco de refrigeración, se tomaron como referencia algunos elementos ya existentes, como la cabina de simulación de carga, a la cual se le hizo mejoras sustanciales que nos permite realizar un mejor control de las cargas impuestas en el sistema, también se realizaron algunos cambios significativos que nos permitieron recuperar el carácter didáctico y educativo del banco de refrigeración, tales mejoras fueron:

- Se tomo como referencia una unidad comercial tipo Mini Split, el cual posee como principal ventaja el correcto balance de los principales

componentes, lo cual nos garantiza un buen funcionamiento de acuerdo con las diferentes capacidades del sistema.

- Se cambio la Capacidad inicial del sistema, el banco anterior estaba diseñado para un carga de 15000 Btu/h y el nuevo es de solo 9000 Btu/h, reduciendo el tamaño del banco y su consumo energético.
- Se mejora el proceso de captación y procesamientos de señales, ya que se utiliza la arquitectura de National Instrument, que nos permite monitorear todas las señales por medio de una interfaz grafica creada por medio de Lab View.

Para mejorar la comprensión de cada una de las diferentes características que identifican al nuevo banco de refrigeración y aire acondicionado, es necesario hacer una clasificación de acuerdo con el funcionamiento de los diferentes subsistemas que conforman el banco:

- Subsistema de refrigeración.
- Subsistema de aire acondicionado.
- Subsistema de monitoreo y control de variables.
- Subsistema eléctrico y de potencia.

3.1 SUBSISTEMA DE REFRIGERACIÓN

Los dispositivos utilizados en refrigeración se clasifican, en primera instancia, por el mecanismo que utilizan para producir frio, es así como podemos diferenciar la refrigeración termo acústica, termo eléctrica, termo magnética y mecánicos. Los sistemas mecánicos se caracterizan porque su funcionamiento está basado en un ciclo de compresión de un fluido, que puede ser, un gas, un liquido (absorción) o un vapor.

El banco de refrigeración consta de un sistema mecánico de compresión de vapor, el cual se caracteriza por aprovechar la propiedad de un fluido, llamado refrigerante, de absorber calor en estado líquido a bajas presiones y así cambiar de estado. Para restituir nuevamente a las condiciones iniciales el

refrigerante se hace condensar a una mayor presión, cediendo calor a un medio condensante.

El sistema de refrigeración utilizado en el proyecto de grado se encuentra resumido en forma de una unidad comercial tipo Mini Split, el cual se caracteriza por ser un dispositivo de expansión directa y por poseer dos unidades, una exterior llamada Unidad Condensadora, y otra interior llamada Unidad Manejadora, ambas unidas por medio de tuberías de cobre para la conducción del refrigerante.

3.1.1 Unidad Condensadora. En la unidad condensadora podemos encontrar unidos por medio de tubería de cobre y perfectamente balanceados de fábrica, tres de los elementos más importantes de un sistema de refrigeración, tales como: Compresor, Condensador y Dispositivos de Expansión. También se pueden encontrar elementos anexos al sistema, como son, visores de líquidos, separadores de aceite, acumuladores de Succión, válvulas solenoides, etc, que en nuestro caso, la unidad solo trae un acumulador de succión.

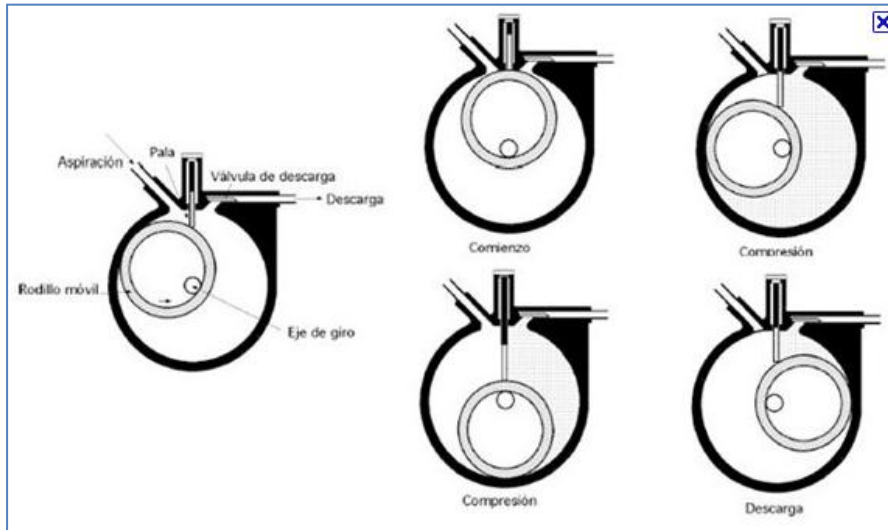
3.1.1.1 Compresor. El compresor constituye uno de los puntos de división entre el lado de baja y el lado de alta presión del circuito de refrigeración, dado que recibe vapor refrigerante a baja presión y baja temperatura proveniente del evaporador y la descarga a alta presión y alta temperatura en el condensador.

El compresor utilizado por el Mini Split, es un compresor hermético rotativo, el cual tiene el compresor y el motor incluidos en una carcasa herméticamente sellada para evitar la entrada de elementos contaminantes en su interior.

Los compresores rotativos son maquinas de desplazamiento positivo los cuales constan de una cámara cilíndrica cerrada dentro de la cual gira un cilindro cuyo

eje de rotación no coincide con el eje de la cámara creando volúmenes variantes por donde circula el refrigerante.

Figura 16. Compresor



Fuente: Autor

En la siguiente tabla se pueden ver las características del compresor usado en el banco. Ver anexo C.

Tabla 7. Parametrización del compresor

Marca	LG
Modelo	QK – 145CBA
Tensión nominal	115 V- 60 Hz
Refrigerante	R22
RPM	3600
Aplicación	Aire Acondicionado
Desplazamiento	7.5 cc/rpm
Amperaje	5.5 A

Fuente: Autor

3.1.1.2 Condensador. El condensador es un intercambiador térmico enfriado por aire donde el gas refrigerante sobrecalentado y proveniente del compresor se enfría, para luego pasar al dispositivo de expansión. Es importante resaltar que el calor cedido al aire en el condensador es producto del calor absorbido por el refrigerante en el evaporador debido a la carga impuesta en el sistema, mas el equivalente en calor del trabajo efectuado por el compresor que usa para comprimir el refrigerante a la presión de condensación.

Figura 17. Condensador



Fuente: Autor

El condensador se encuentra fabricado con un serpentín de tubos aleteados de cobre y con aletas de aluminio, los soportes de la estructura están en lámina galvanizada y cuenta con un ventilador que fuerza el aire a través de él para mejorar la transferencia de calor. En la siguiente tabla, se muestran más detalles del condensador.

Tabla 8. Características del condensador

Tipo	Compacto	
Nº de tubos	1	
Nº de filas	20	
Nº de aletas	20 por pulgada	
Arreglo	Lineal	
Diámetro de tubería	Diámetro interno	8.72 mm
	Diámetro externo	9.53 mm
Dimensiones	Alto	51
	Ancho	62 cm
	fondo	1 cm
Áreas	Internas	6684.3 cm ²
	externas	69078.2 cm ²

Fuente: Autor

El motor del ventilador que utiliza la unidad condensadora para forzar el aire a través de él, es de corriente alterna, con las siguientes características, tabla 9.

Tabla 9. Características del ventilador del condensador

Marca del motor	Haler Zhangqui
Modelo	KFO – 28D
Tensión nominal	115V- 60Hz
Corriente	0.5 A
Potencia	1 Hp
Diámetro del aspa	0.30 m

Fuente: Autor.

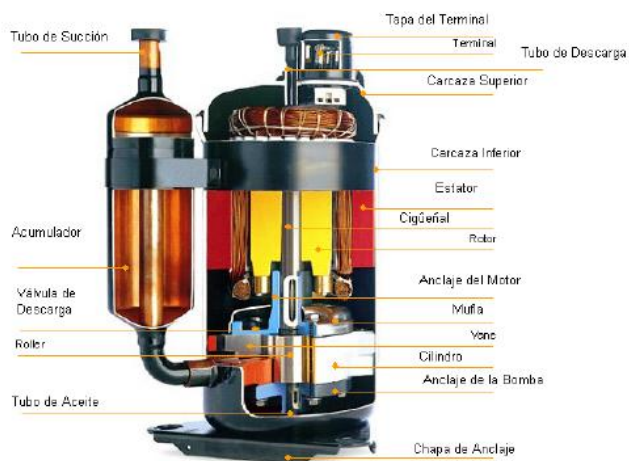
3.1.1.3 Elementos Anexos de la Unidad Condensadora.

➤ **Acumulador.** El acumulador es un recipiente a presión diseñado para evitar daños al compresor por una inundación repentina de refrigerante o aceite en estado líquido.

En la figura 18, se muestra un acumulador tipo con tubo vertical, en este, la conexión de entrada del refrigerante es lateral y está en un punto por abajo del borde del tubo, para que el líquido que entre al acumulador no caiga directamente a la entrada del tubo. El vapor por ser más ligero, tiende a concentrarse en la parte superior, donde es succionado por el compresor, reduciendo la presión dentro del tubo.

La diferencia de presión provoca que el refrigerante líquido y el aceite pasen hacia el interior del tubo, en una proporción controlada, y sean arrastrados por el vapor de refrigerante hacia el compresor.

Figura 18. Acumulador



Fuente: Autor

3.1.1.4 Dispositivo de Expansión: El líquido que se encuentra a elevada presión y temperatura provenientes del condensador, debe ser devuelto a ciertas condiciones termodinámicas de temperatura y presión al evaporador para garantizar un correcto intercambio de calor. El dispositivo que se utiliza que lograr la reducción de temperatura y la presión del refrigerante en un sistema se llama dispositivo de expansión y se pueden clasificar en forma general en dos grandes grupos, las válvulas de termoexpansion y los tubos capilares. Estos elementos constituyen un punto de división entre el lado de alta y baja presión del sistema.

La línea comercial de los Mini Split viene equipados con tubos capilares, el cual es el dispositivo de expansión más sencillo y consiste en un tubo de gran longitud, cuyo diámetro interior es considerablemente más pequeño que aquel, que se usa para la línea de líquido del mismo sistema. Este capilar se obtiene después de rigurosos cálculos y ensayos en calorímetros especiales y son dimensionados de acuerdo a las condiciones que debe entregar el refrigerante en el evaporador para cumplir la demanda de carga impuesta.

Las especificaciones del tubo capilar se pueden observar en la tabla 10.

Tabla 10. Especificaciones del tubo capilar

Longitud	56 cm
Diámetro externo	3.18 mm
Diámetro interno	4.42 mm

Fuente: Manual de tubería del cobre.

Figura 19. Tubo Capilar.



Fuente: Autor

3.1.2 Unidad manejadora. Las unidades manejadoras, también conocidas como unidades interiores, se colocan dentro del local que se quiere climatizar y pueden ir apoyadas en paredes o en techos. Estas unidades están constituidas principalmente por los siguientes elementos: Evaporador y elementos de control

3.1.2.1 Evaporador. El evaporador es un intercambiador de calor compuesto de tubos de cobre y aletas de aluminio, llamado muchas veces, serpentín de enfriamiento, este, está provisto de un ventilador eléctrico que fuerza el aire del interior del recinto, que está a una temperatura “alta”, a pasar a través de él, para ponerlo en contacto con el refrigerante y retirarle calor, luego, lo devuelve al recinto a “menor” temperatura, procurando mantener siempre las condiciones de confort. Es importante resaltar que este proceso el refrigerante toma ese calor y lo usa para evaporarse, para luego ser condensado en la Unidad Condensadora y así continuar con el ciclo.

En la tabla 11 se muestran más detalles del evaporador.

Figura 20. Evaporador



Fuente: Autor

3.1.3 Elementos anexos al subsistema de refrigeración: Son elementos que se incorporaron al subsistema de refrigeración para monitorear las variables que intervienen en la determinación de los diferentes parámetros de desempeño del banco de pruebas, tales dispositivos son: termocuplas y manómetros.

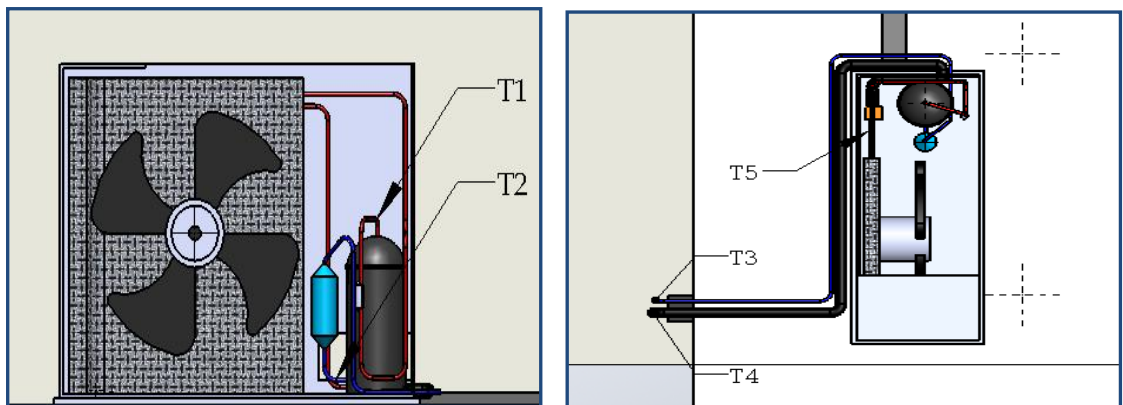
Tabla 11. Parametrización del evaporador

Tipo	Compacto	
Nº de tubos	3	
Nº de filas	20	
Nº de aletas	22 por pulgada.	
Arreglo	Escalonado a 45º	
Diámetro de tubería	Diámetro interno	0.4 cm
	Diámetro externo	0.476 cm
Dimensiones	Alto	21 cm
	Ancho	61 cm
	Fondo	2 cm
Áreas	Internas	1533.1 cm²
	externas	42545.71 cm²

Fuente: Autor.

- **Manómetros**, dos de baja, ubicados en la salida del tubo capilar y la entrada del compresor y dos de alta, ubicados a la salida del compresor y la salida del condensador, los cuales determinan los diferentes cambios de presión a través del sistema.
- **Termocuplas tipo T** (Cobre – Constantan), las cuales actúan como sensores de temperatura que nos ayudaran a identificar las propiedades del refrigerante en cada parte del proceso. Las termocuplas se encuentran ubicadas en las siguientes posiciones, con respecto al subsistema de refrigeración.

Figura 21. Ubicación de las termocuplas.



Fuente: Autor

- T1: A la salida del compresor.
- T2: A la entrada del compresor.
- T3: A la salida del evaporador.
- T4: A la entrada del evaporador.
- T5: A la entrada de la válvula de expansión.

3.2 SUBSISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO

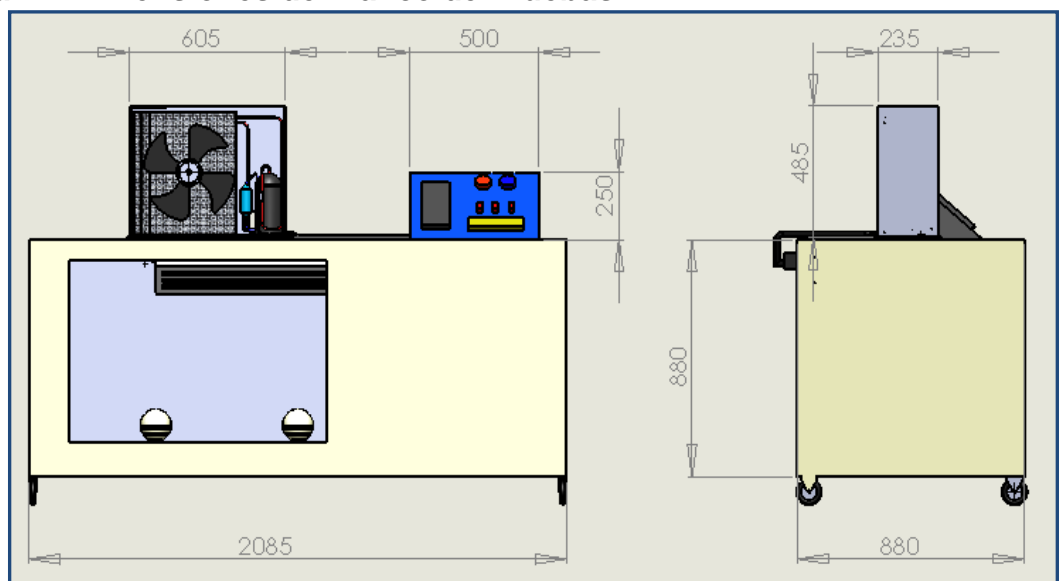
Para la clasificación de los sistemas utilizados en aire acondicionado se debe tener en cuenta, como primera instancia, el fluido que intercambia calor con el aire que llega al recinto, es así, como podemos clasificar el sistema utilizado en el banco de refrigeración, como todo aire.

Partiendo de la referencia impuesta por el equipo acondicionador de 9000 Btu/h, se debe diseñar una cabina de simulación de carga y una batería de resistencias que simulen la carga sensible que estén de acuerdo con la capacidad máxima del sistema.

Con respecto a la cabina de simulación de carga, esta se diseño con las siguientes características:

- Cabina de 2x0.88x0.88 m de dimensión, formada por paredes compuestas por tres capas, dos de laminas de lamina galvanizada calibre 20 y una lamina de polipropileno de 5 cm de espesor que funciona como aislante de la cabina. En la figura 22, se puede observar la forma de la cabina, las diferentes dimensiones y la disposición de los diferentes elementos del sistema.

Figura 22. Dimensiones del Banco de Pruebas



Fuente: Autor

- Una batería de resistencias eléctricas de 200 Watts de potencia, divididos en tres unidades de carga, una de 1200 Watts, formada por 6 resistencias y dos de 800 Watts, formada por 4 resistencias, cada una.

Para realizar una comparación entre el número de resistencias ubicadas en el banco de refrigeración y la ganancia de calor neto en la cabina, se utilizaron las recomendaciones establecidas por la ASHRAE, en cuanto a la determinación del flujo de energía que se requiere vencer para mantener determinadas condiciones de temperatura y humedad para una aplicación específica (ej. Confort humano). Estas recomendaciones se pueden agrupar en diferentes métodos.

El método que se uso en el presente proyecto es el de Diferencial de Temperatura y Factores de Cargas de Enfriamiento (CLDT/CLF), el cual define la estimación de cargas, como un proceso manual basado en el método de Funciones de Transferencia (TFM). Para el análisis de cargas por este método, se requiere cierta información general que define las condiciones iniciales de dicho procedimiento, tal información se puede agrupar en dos categorías, los de carga externa, producto de la influencia del sol en el local a acondicionar y los de carga interna, producto del aporte de personas, luces y equipos internos.

El análisis de cargas externas toma como referencia la transitoriedad de temperaturas debidas a la radiación proveniente del sol, y el calor de conducción a través de paredes, techos y ventanas, y como la ubicación del banco de refrigeración es dentro del laboratorio (no hay sol), el cálculo de cargas se hace teniendo en cuenta solo la transferencia de calor por conducción entre el interior de la cabina y el aire exterior.

$$Q_c = \frac{T_{out} - T_{in}}{\frac{e}{K * A}}$$

Tabla 12. Coeficientes de calor conducido

Ítem	Valor	Descripción
K	0,05 W/mC	Conductividad térmica
A	9.18 m ²	Áreas de todas las caras de la cabina
e	0,05 m	Espesor de la lamina de poliuretano
T_{out}	27° C	Temperatura Exterior
T_{in}	23° C	Temperatura interior
Q_c	36.72	Carga por Conducción (W)
Q_c	0.00106	Carga por Conducción (Btu/h)

Fuente: Autor

Para el cálculo de cargas internas, se tiene en cuenta la influencia de las resistencias eléctricas ubicadas en el sistema y la siguiente ecuación. Ver anexo B.

$$Q_s = 3.14 * q_l * F_u * F_s * CLF$$

Tabla 13. Coeficientes de calor sensible

Ítem	Valor	Descripción
q_l	2800	Capacidad de las lámparas (W)
F_u	1	Fracción de la capacidad de uso
F_s	1	Factor de Balastra = 1, para luces incandescentes.
CLF	0.78	Factor de carga de enfriamiento.
Q_s	6858	Carga Sensible (Btu/h)

Fuente: Autor

La contribución total de cargas, será producto de la suma de las cargas internas y externas.

$$Q_t = Q_c + Q_s = 0.00106 + 6858 = 6859 \text{ Btu/h}$$

3.3 SUBSISTEMA DE MONITOREO Y CONTROL DE VARIABLES

El equipo necesario para mantener las condiciones correctas en el local se selecciona normalmente para funcionamiento con carga máxima aunque esta situación se presente pocas veces ya que la mayoría del tiempo los equipos funcionan bajo carga parcial. Para un óptimo funcionamiento de los equipos la instalación de acondicionamiento debe poder adaptarse a esas variaciones y mantener el ambiente a los valores prefijados de humedad y temperatura denominados set-point.

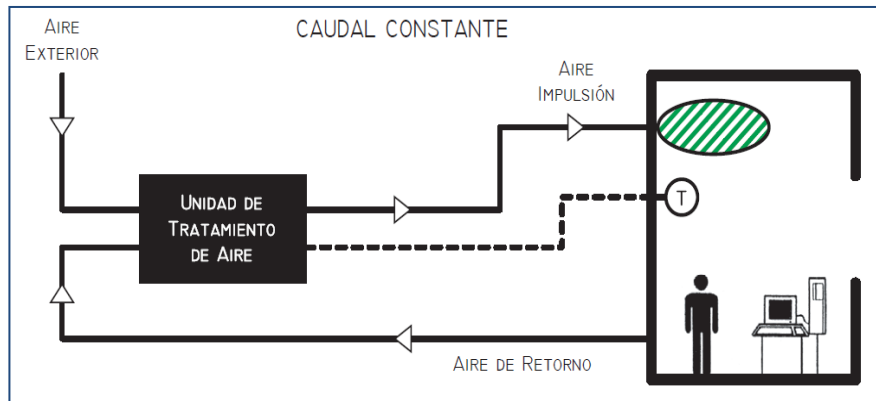
Se tiene dos posibles variables a modificar: La temperatura y el caudal circulante. Por ello, existen dos tipos de sistemas básicos de distribución:

- Sistemas de volumen constante y temperatura variable.
- Sistemas de volumen variable y temperatura constante.

El sistema que se utiliza en el banco de refrigeración, es de volumen constante y temperatura variable, los cuales traen un termostato ubicado a la salida del evaporador para controlar la temperatura del local. El objetivo del termostato es actuar sobre la unidad de tratamiento de aire para variar la temperatura del aire de impulsión y lograr que la temperatura del local permanezca constante.

A continuación se puede ver un esquema del sistema de volumen constante y temperatura variable.

Figura 23. Sistema de volumen constante y temperatura variable



Fuente: Sistemas de Aire Acondicionado, Nestor Cuadri.

La utilización de los termostatos en estos sistemas garantizan una temperatura de confort todo el tiempo que el equipo permanece encendido, pero para hacer un estudio más profundo de cómo funciona el sistema, debemos analizar cada uno de los parámetros de desempeño del equipo y para esto es necesario adaptar elementos anexos al sistema que nos arrojen datos que nos permitan hacer el estudio respectivo, tales elementos son: termocuplas y manómetros.

3.3.1 Monitoreo de variables. El empleo de instrumentos para la supervisión y control de variables de proceso es casi una constante en casi todos los procesos relacionados con la refrigeración y el aire acondicionado, creándose la necesidad de integrar la información de dichas variables en software especializados que nos permitan conocer la información del proceso y tomar decisiones, ya sean de mantenimiento o operativas.

Para llevar a cabo el correcto control de variables que nos permitan evaluar los parámetros de desempeño de un sistema, se debe conocer bien el sistema y la instrumentación necesaria para la cuantificación de dichas variables, es por eso, que a continuación se desarrolla una tabla relacionando cada variable con su respectiva importancia en el proceso.

Como podemos ver en la tabla, las propiedades más importantes para el correcto análisis de los diferentes procesos que se llevan a cabo en el circuito de refrigeración son, las temperaturas, presiones y variables eléctricas.

Para el monitoreo de cada uno de los parámetros anteriormente mencionados, se cuenta con los siguientes elementos.

Tabla 14. Priorización de propiedades a medir en el banco de refrigeración

SISTEMA DE REFRIGERACION		
Temperatura y presión del refrigerante	Entrada del compresor	Necesarias para determinar el cambio de entalpia en los procesos de condensación y evaporación.
	Salida del compresor	
	Entrada del compresor	
	Salida del compresor	
	Entrada de la válvula de expansión	Permite apreciar el desarrollo del proceso de expansión.
Voltaje, amperaje y potencia eléctrica.	Compresor	Fundamental para la determinación de eficiencia.
SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO		
Temperatura	En la cabina	Permite la determinación de evolución la temperatura en la cabina.
Voltaje, amperaje y potencia eléctrica.	Ventiladores del condensador.	Permite la determinación de eficiencias.

Fuente: Autor.

3.3.1.1 Medición de temperaturas. Dentro de las opciones de termometría para realizar mediciones con mejor precisión se encuentran los transductores emisores de señal, como por ejemplo, termocuplas, RTD, Termistores, Foto sensores, etc. Dentro de dicho grupo, las termocuplas

constituyeron la opción más favorable por sus cualidades de relativo bajo costo, rangos de temperatura y facilidad de manejo.

La termocupla funciona basada en el fenómeno descubierto por Thomas Seebeck en 1821 el cual cuando dos alambres de diferente metal se unen en uno de sus extremos y son sometidos a un proceso de calentamiento, fluye a través de ellos una corriente continua en un circuito llamado termoeléctrico, originada por una diferencia de potencial denominada Voltaje Seebeck el cual es linealmente proporcional a la temperatura y también dependiente de la composición de los metales.

➤ **Termocuplas seleccionadas para la tubería de refrigerante.** Se consideraron dos aspectos importantes: forma de la termocupla y rango de temperatura.

En cuanto a la forma de la sonda se busco aquella que permitiera tener un contacto directo con el fluido refrigerante para garantizar una correcta medición de temperaturas, siendo seleccionada la de tipo roscable en la tubería como se ve en la figura 24.

Los rangos de temperatura de servicio para las termocuplas son muy amplios y varían de acuerdo al tipo. Los correspondientes rangos de temperatura se pueden observar en la tabla 13. Según esta información las termocuplas tipo T resultan ser la más adecuada para la presente aplicación, pues su rango de temperaturas oscila entre (-180°C y 750°C).

Figura 24. Termocupla ajustable para la tubería del refrigerante



Fuente: Autor

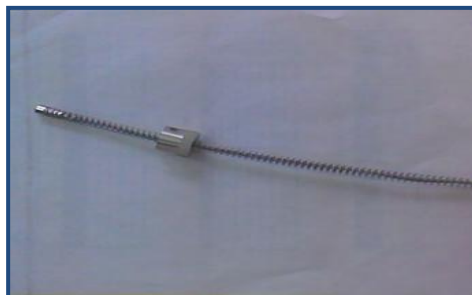
Tabla 15. Tipos de termocuplas

TERMOCUPLA	Cable aleación (+)	Cable aleación(-)	Rango temperatura (°C)	Voltaje
J	Hierro	Cobre/ Níquel	-180 - 750	42.2
K	Níquel/Cromo	Níquel/Aluminio	-180 - 1372	54.8
T	Cobre	Cobre/ Níquel	0 - 1767	20.8
R	87% Platino 13% Rodio	100% Platino	0 - 1767	21.09
S	90% Platino 10% Rodio	100% Platino	0 - 1767	18.68
B	70% Platino 30% Rodio	94% Platino 6% Rodio	0 - 1820	13.814

Fuente: Autor

➤ **Termocupla seleccionada para la cabina.** Para la medición de las temperaturas del aire dentro de la cabina, se seleccionaron termocuplas especiales para flujo de gases, como se aprecia en la figura 25. En cuanto a su rango de trabajo fueron escogidas las de tipo T por las mismas razones mencionadas anteriormente.

Figura 25. Termocupla roscable tipo T, para la cabina



Fuente: Autor

3.3.1.2 Medición de presiones. Para la medición de este parámetro la mejor opción son los manómetros, ya que nos permiten monitorear visualmente la presión que está manejando en el sistema, tanto por el lado de alta como por el lado de baja. En el banco de refrigeración se encuentran cuatro manómetros ubicados en la tubería del refrigerante en las líneas de alta y baja, dos a la salida y entrada del compresor y dos a la salida y entrada del tubo capilar, estos además de medir las presiones de alta y baja, nos determinan las pérdidas de presión en la tubería del sistema.

Figura 26. Medidores de presión.



Fuente: Autor.

3.3.1.3 Medición de variables eléctricas. Estos son elementos usados para determinar el consumo de potencia de cada uno de los motores que intervienen en el sistema y determinar sus eficiencias. Por medio de estas pinzas se pueden medir las tres potencias (activa, reactiva y aparente), el factor de potencia, corriente, voltaje de cada línea conectado al compresor y el amperaje consumido por las resistencias que simulan la carga en el cuarto frío.

➤ **Pinza Fluke.** Esta pinza se uso para medir el amperaje que consumen las resistencias dentro del espacio acondicionado. Algunas características más importantes de este elemento se mencionan a continuación:

- Mide hasta 1000 amperios ac y dc (true- rms), es decir mide el amperaje real consumido por la carga sin importar la forma de onda del voltaje, sea senoidal, cuadrática o triangular, esto es importante cuando se miden motores conectados a variadores de frecuencia u otros equipos donde otras pinzas dan valores erróneos.
- Voltaje ac/dc hasta 600 volt.
- Resistencia/ Continuidad.

➤ **Pinzas para medir potencia.** Para la medición de la potencia del compresor.

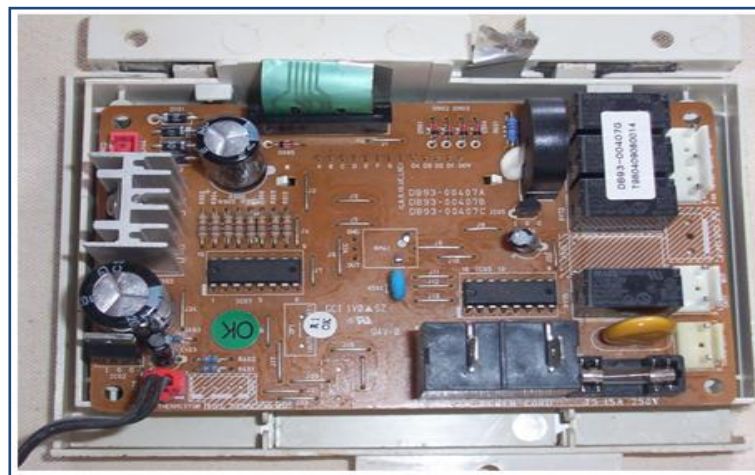
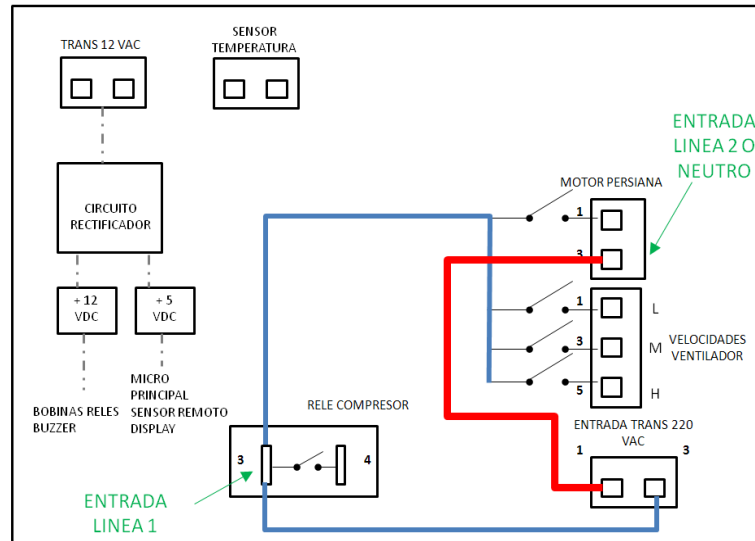
Figura 27. Pinzas para medición de variables eléctricas



Fuente: Autor.

3.3.2 Control del sistema de refrigeración y A.A. Los sistemas comerciales tipo Mini Split, cuentan con una tarjeta integrada que controla todos los procesos que dicha unidad tenga. Esta tarjeta, por lo general, solo ejerce control sobre cada uno de los motores de los principales elementos del equipo dependiendo del punto de operación donde se encuentre el sistema, estos motores son: motor del compresor, motor del ventilador del evaporador y el motor de la persiana del evaporador. Ver figura 27. Ver anexo D.

Figura 28. Esquema de funcionamiento de la tarjeta electrónica



Fuente: Autor

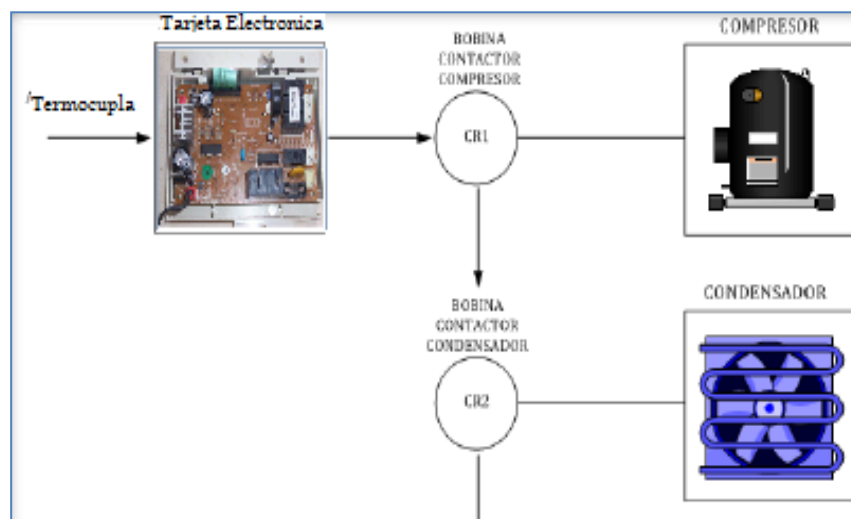
La estrategia de control utilizada por la tarjeta integrada en el equipo de Aire Acondicionado del banco de refrigeración es de ON-OFF, este permite desconectar y conectar el sistema, de manera que haga la capacidad igual a cero apagando el compresor o igual a un valor de acuerdo a una temperatura deseada, generando ciclos de operación y descanso.

Esta estrategia se puede implementar de dos maneras:

- Controles de acción por temperatura (Termostatos).
- Controles de acción por presión (Presostatos).

El estado del sistema ubicado en el banco de refrigeración, lo determina una termocupla ubicada en el serpentín del evaporador que sensa la temperatura del aire a la salida del evaporador y lo mantiene cercano a un valor de referencia (Set Point) definido por el usuario a través del mando a distancia. Esta termocupla está conectada a la tarjeta integrada de control y la tarjeta ejerce la acción en cada uno de los actuadores del sistema. En la figura 29, se muestra el esquema control que la unidad realiza.

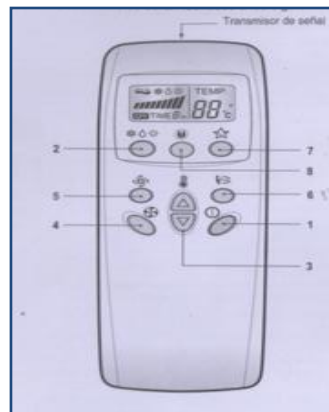
Figura 29. Representación de control accionado por temperatura.



Fuente: Autor

El dispositivo que se utiliza para establecer la temperatura de referencia se denomina mando a distancia, este, además de cambiar temperatura de referencia, tiene la misión de controlar otros aspectos del sistema, como son: controlar la velocidad del ventilador del evaporador, cambiar el modo de funcionamiento: enfriamiento o deshumidificación y ajustar la dirección del flujo de aire que sale del evaporador. Ver figura 28.

Figura 30. Mando a distancia del banco de refrigeración



Fuente: LG Electronics.

3.3.3 Adquisición de datos. La utilización de arquitecturas de automatización flexible, nos permiten una gran maniobrabilidad entre todos los dispositivos que hacen parte del hardware y software que controlan un proceso. La información que se genera en dichas arquitecturas facilita a cada usuario tomar decisiones en tiempo real, que serán de vital importancia para la operatividad del sistema.

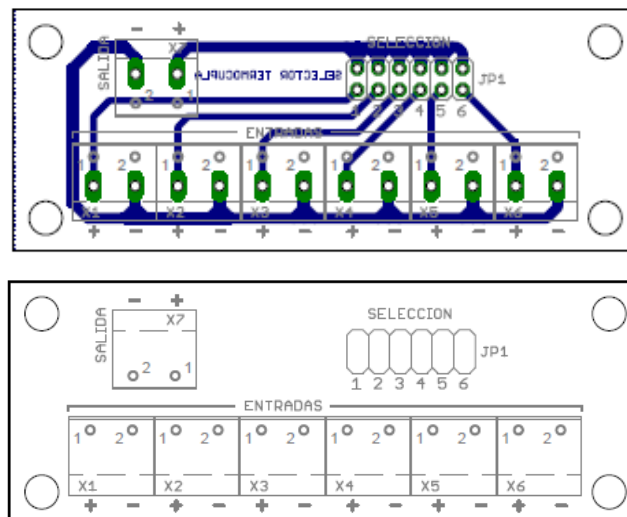
La arquitectura que se uso para el presente proyecto es de la NATIONAL INSTRUMENT, basado en su programa bandera LABVIEW, que es una herramienta de programación grafica. Los programas que se desarrollan con LABVIEW se denominan VI (Instrumentos Virtuales) los cuales permiten al usuario una monitorización en tiempo real de las distintas variables que se llevan a cabo en un sistema. Sin embargo, el concepto de "Instrumentación Virtual" va más allá de la simple medición, también involucra activación de actuadores, procesamiento, análisis, almacenamiento, distribución y despliegue de los datos e información relacionados con la medición de una o varias señales específicas.

Toda arquitectura de control exige una serie de criterios técnicos y administrativos que nos ayudaran al procesamiento y análisis de la información. Para nuestra aplicación NATIONAL INSTRUMENT nos recomendó los

siguientes criterios técnicos, de los criterios administrativos se hablara más adelante.

- **En cuanto a la Instrumentación del proceso:** En este caso se utilizaron termocuplas y manómetros, los cuales son elementos importantes a la hora de describir la variabilidad en las propiedades termodinámicas del refrigerante y del aire en cada uno de los diferentes puntos del ciclo de refrigeración y aire acondicionado.
- **En cuanto al Sistema de acondicionamiento de señales:** el proceso de acondicionamiento de señales se lleva a cabo a través de cuatro etapas, que nos define la trayectoria que recorre las señales. La primera, utiliza un selector de termocuplas el cual permite la captura de datos en forma alternada por medio de jumper, figura 31.

Figura 31. Diagrama del Selector de termocuplas.



Fuente: Autor

La segunda etapa del sistema de acondicionamiento de señal, es el rectificador de señales, el cual es un dispositivo análogo que se utiliza como amplificador, el cual aumenta la señal de mili voltios producidos por las termocuplas a voltios que recibe la tarjeta de adquisición. Figura 32.

Figura 32. Rectificador de señal de la serie 5B de National Instrument.



Fuente: Autor

La tercera etapa es la tarjeta de adquisición de datos:

Es la encargada de capturar la señal del rectificador y enviarla a la PC vía puerto USB, esta es una tarjeta de la serie 6009 de la National Instrument, la cual posee una capacidad de muestreo (48 KHz), apropiada para el proyecto de grado, además tiene 8 puertos de entradas o salidas análogas y 12 puertos de salidas y entradas digitales. Ver figura 33.

Figura 33. Tarjeta de adquisición de datos 6009.

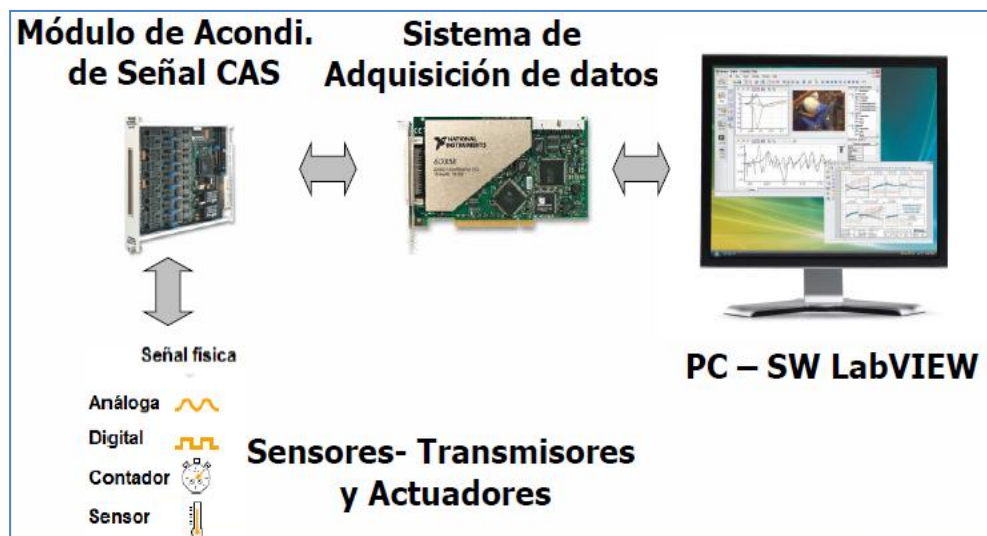


Fuente: autor

El último paso es el PC, aquí es donde se hace la programación y donde el usuario tiene la oportunidad de visualizar las variables por medio de una interfaz grafica que se desarrolla con LabView.

A continuación se muestra un esquema que refleja el procedimiento que se debe llevar a cabo para la monitorización del proceso en el banco de refrigeración.

Figura 34. Procedimiento de Monitorización de señales.

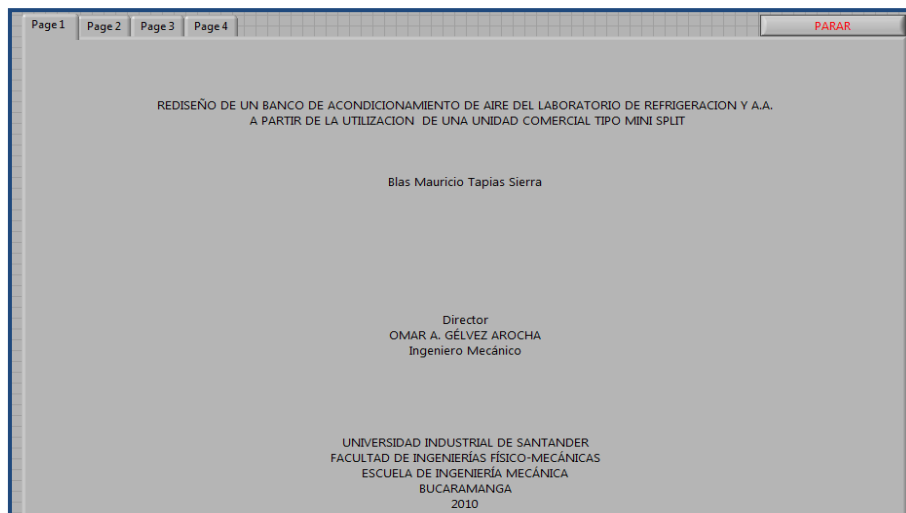


Fuente: Autor

Dentro los criterios administrativos que National Instruments nos recomienda para el procesamiento y análisis de la información, están:

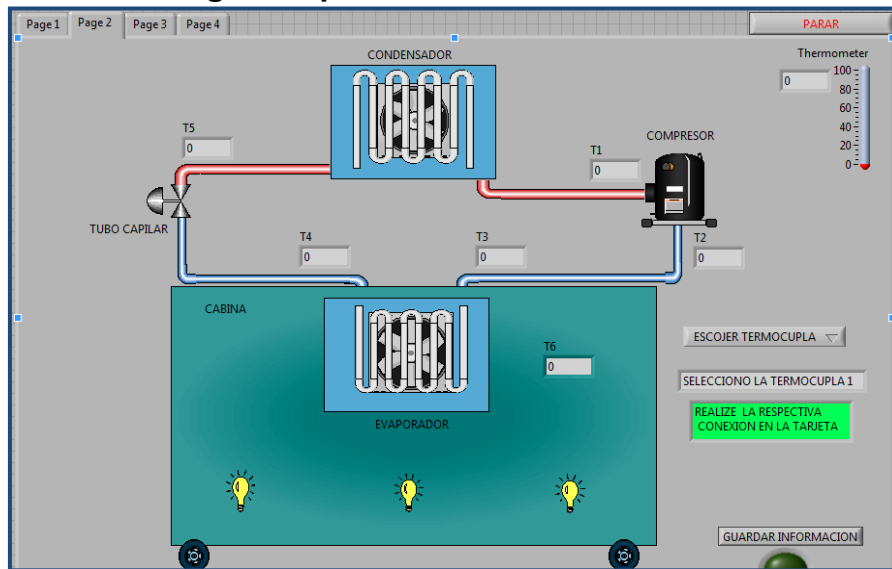
- **Tipo de programación utilizada:** Como ya se menciona antes, el software que se utilizó en el presente proyecto fue LabView, el cual permite una programación flexible y cómoda para el usuario. Dentro de la programación que se hizo en el proyecto se pueden visualizar dos módulos, los cuales hacen parte de toda la interfaz gráfica que el usuario necesita. Estos módulos son:
- **Módulo de presentación:** En este contiene información relacionada con el título del proyecto, los autores, el director del proyecto y la universidad donde fue realizado. Figura 35.
- **Módulo de parámetros:** Este es el más importante de los módulos, ya que relaciona directamente con el usuario la información de las distintas variables que se desarrollan en el proceso. Este módulo es una representación gráfica del sistema de refrigeración, donde se pueden observar los diferentes elementos que conforman el banco principales y las distintas ubicaciones de las termocupas con sus respectivos valores. Figura 36.

Figura 35. Panel de usuario, presentación del proyecto



Fuente: Autor

Figura 36. Interfaz grafica para el usuario



Fuente: Autor.

3.4 Subsistema eléctrico y de potencia:

La correcta representación de un circuito eléctrico es de suma importancia para garantizar la operatividad de un proceso, porque además de trazar un camino por donde circula la corriente y su relación con cada uno de los elementos que componen el sistema, nos permite reconocer fallas con mayor facilidad.

Todo circuito eléctrico consta de varios elementos, que aplicados al banco de refrigeración, se pueden agrupar de la siguiente forma:

- **Generadores:** Son aquellas fuentes que suministran la diferencia de potencial necesaria para el funcionamiento del banco, que en nuestro caso es un tomacorriente estándar, de una sola fase a 120 V y 60 Hz.

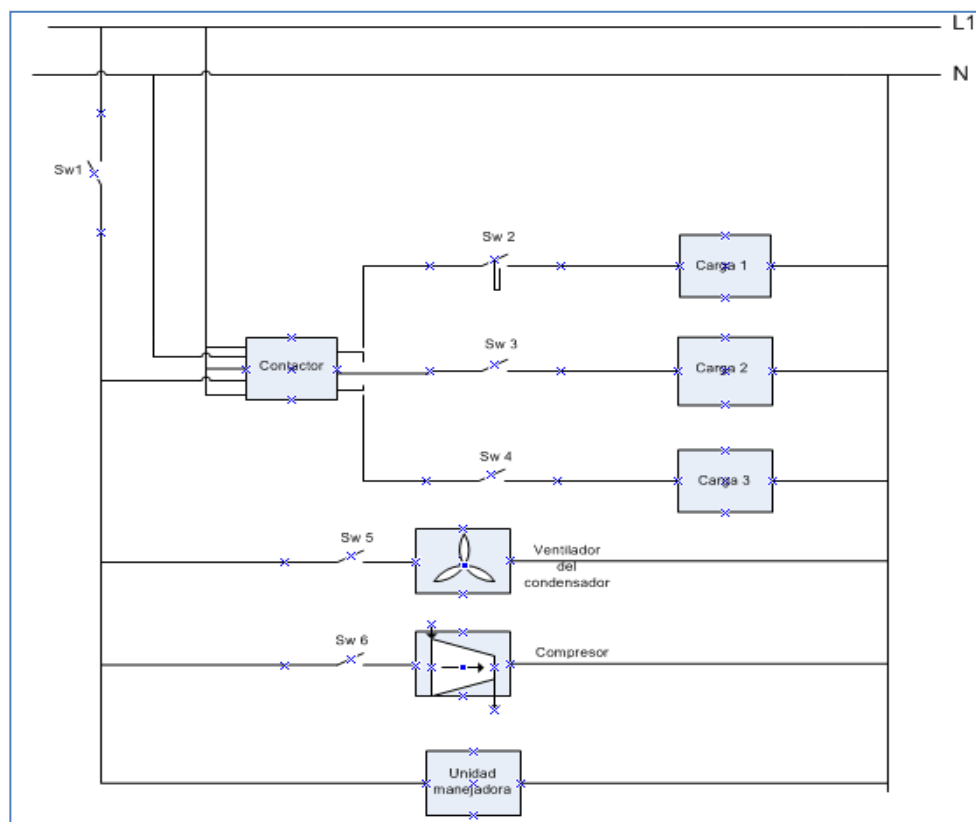
- **Receptores:** Son los elementos que transforman la energía eléctrica en otra forma de energía, como por ejemplo las cargas sensibles del banco, que transforman la energía eléctrica en energía térmica, otro ejemplo es el

compresor y los ventiladores de la unidad manejadora y condensadora, que transforman la energía eléctrica en energía mecánica.

- **Conductores:** son los encargados de distribuir la corriente por todo el sistema, en el banco se utiliza alambre dúplex de cobre de diferentes numeraciones, 12 y 10.
- **Elementos de control:** Estos son los que permiten o impiden el paso de la corriente eléctrica o regulan el modo de funcionamiento del circuito, en este proyecto se utilizó un contactor de 32 Amperios que le da la alimentación a todo el banco y seis switches mariposas que controlan las cargas del sistema y los elementos de la unidad condensadora.

A continuación se hace un diagrama de todos los elementos del circuito.

Figura 37. Circuito eléctrico

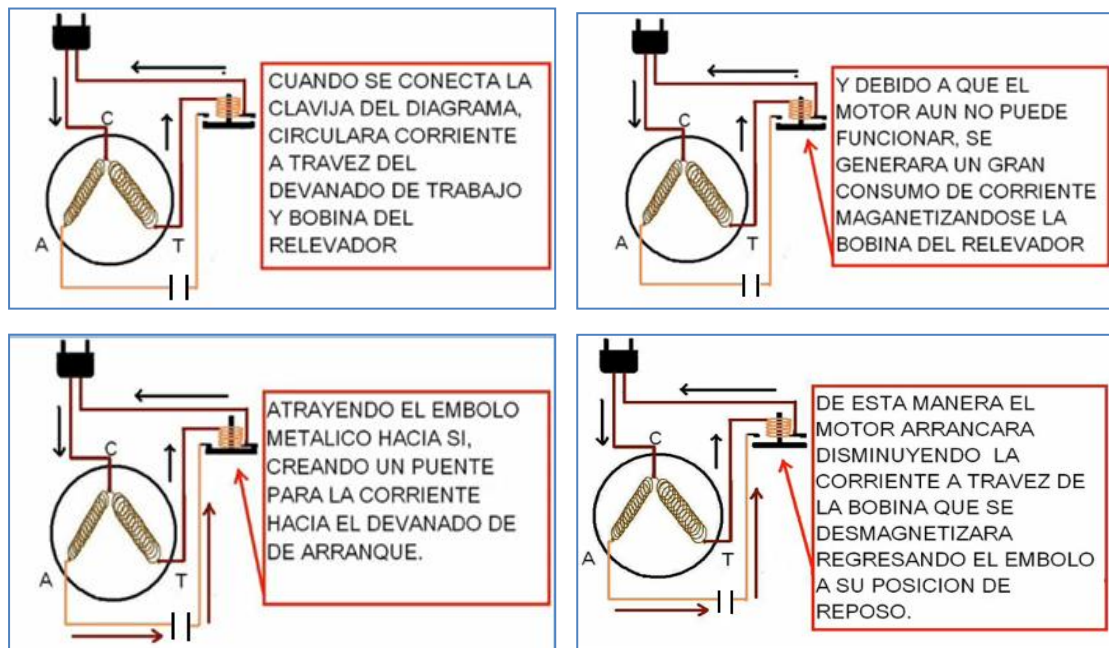


Fuente: Autor

La conexión eléctrica del compresor merece un trato especial por la naturaleza de su motor, el cual se puede clasificar como un motor monofásico de inducción de fase dividida con arranque por condensador.

Los motores monofásicos de inducción presentan una desventaja y es que no poseen par de arranque, ya que el voltaje inducido en el devanado del motor se encuentra en fase con el voltaje fuente. Para solucionar esto, se pueden utilizar diferentes métodos, uno es hacer devanados de diferentes características físicas que nos permitan causar un “desequilibrio” en el embobinado y causar un par neto de rotación como el que se utilizó en el presente proyecto. Otra característica de estos motores es que tiene un condensador conectado en serie con el devanado de arranque para darle un mayor par de arranque. Es importante recalcar que el motor monofásico funciona como un motor “bifásico” hasta que las rpm del motor alcanzan una velocidad de régimen del 60 al 75 % de su velocidad nominal, después se desconecta el embobinado de arranque y se deja solo el de marcha. A continuación se muestra un esquema del funcionamiento del compresor.

Figura 38. Esquema del funcionamiento del compresor



Fuente: Autor

4. ANÁLISIS DE LOS PARAMETROS DE DESEMPEÑO.

Para analizar con mayor detalle los sistemas de compresión de vapor, es necesario no solamente hacer un estudio individual de cada proceso, sino también de las relaciones que existen en los diversos procesos y de los efectos que tienen los cambios originados en cualquier proceso, sobre todos los demás procesos. El estudio de estos procesos requiere en primer lugar, hacer una división de aspectos que realmente definen una aplicación en particular y a partir de ahí, estudiar su verdadero impacto en los diferentes procesos. Dentro de los aspectos a considerar están:

- **Aspectos termodinámicos:** Temperatura de Evaporización, Temperatura de Condensación, Capacidad del sistema, potencia del compresor y el COP.
- **Aspectos Ambientales:** Toxicidad, Explosividad, Inflamabilidad, deterioro de la capa de ozono.
- **Características físicas:** Tamaños, aplicaciones por temperatura, etc.

Del conjunto de aspectos que se nombraron anteriormente, los que más dan información relevante de cómo se comporta un sistema, son los termodinámicos, los cuales se pueden clasificar en parámetros absolutos y parámetros relativos, dependiendo de su impacto en el proceso. Es importante recalcar que para este análisis, se deben sintetizar todos los procesos en un diagrama P-H que nos dará una mejor comprensión.

4.1 Parámetros absolutos

- **Carga de refrigeración:** Flujo de calor que es impuesto por el sistema a acondicionar sobre el evaporador del sistema de refrigeración

- **Capacidad de refrigeración:** Flujo de calor que es efectivamente retirado por el refrigerante que circula por el evaporador” La capacidad se mide normalmente en TONELADAS DE REFRIGERACION que equivalen a 12000 Btu/h o 3517 W o 2417 Kcal/h.

$$CAP = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_1) = \dot{m}_r \cdot ER$$

- **Trabajo de compresión:** potencia requerida para comprimir la masa de refrigerante producida por evaporación. El trabajo de compresión se mide en W o Hp

$$W = \dot{m}_r \cdot (h_3 - h_2)$$

4.1 Parámetros relativos

- **Flujo másico requerido por tonelada.**

$$\dot{m}_r = \frac{3517}{ER}$$

- **Volumen requerido por tonelada.**

$$\dot{V}_r = \frac{3517}{\rho \cdot ER}$$

- **Coeficiente de operación COP:** Parámetro adimensional que establece la relación Beneficio/costo del sistema de refrigeración.

$$COP = \frac{\text{beneficio}}{\text{Costo}} = \frac{CAP}{W}$$

$$COP_{real} = \frac{\dot{m}_r \cdot (h_2 - h_1)}{\dot{m}_r \cdot (h_3 - h_2)}$$

$$COP_{carnot} = \frac{T_L}{T_H - T_L}$$

Para el cálculo de todas las propiedades termodinámicas que se utilizan en el banco de refrigeración, se tomara como guía el programa EES (Engineer Ecuation Solve), un software libre distribuido por Mc Graw Hill, para resolver problemas termodinámicos.

4.2 Análisis teórico del CAP.

La capacidad de un sistema de refrigeración corresponde a la cantidad de calor que el refrigerante es capaz de sacar del medio refrigerado y es igual al producto de la masa del refrigerante circulado por unidad de tiempo por la diferencia de entalpias del refrigerante entre la salida y entrada del evaporador.

$$CAP = \rho * v_r * ER = \rho * \pi * \frac{D^2}{4} * L * rpm * N_{cil} * \varepsilon_v * ER$$

$$\varepsilon_v = 1 - C \left[\left(\frac{P_c}{P_{ev}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right]$$

Donde:

ER.= Diferencia entalpias del refrigerante en el evaporador.

ρ = Densidad del vapor.

D: Diámetro del cilindro.

L: Carrera del cilindro.

RPM: Revoluciones por minuto del compresor.

N: Número de cilindros.

ε_v = Eficiencia total.

c: Claro del pistón. (0.05 normalmente o menos).

Pc= Presión de descarga del compresor.

Pe= Presión de succión del compresor.

n: Exponente politrópico de compresión.

La capacidad de un sistema de refrigeración es afectada por dos tipos de parámetros: los termodinámicos (densidad y efecto refrigerante) y los físicos (geometría de los pistones del compresor), es por eso que la capacidad varía al cambiar alguno de ellos afectando directamente la temperatura de vaporización que este manejando el sistema. Las formas en las que se puede variar la capacidad de un sistema de refrigeración se muestran en siguiente figura.

Figura 39. Formas de variar la capacidad de un compresor.



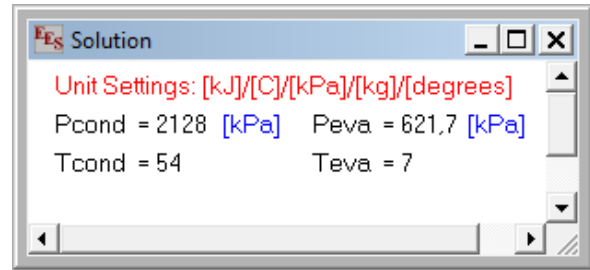
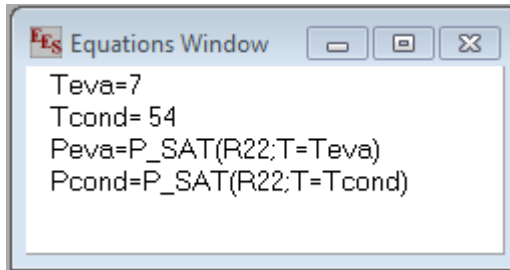
Fuente: Autor.

Los parámetros físicos del compresor para este trabajo de grado, son de valor constante, ya que para nuestra aplicación, el Mini Split vienen dotado de un compresor que gira a una rpm y a un desplazamiento constante. Ver anexo D.

$$\text{Parámetro físico} = \frac{\pi * D^2}{4} * L * RPM * N_c = 14.5 \text{ cc/rev} * 3600 \text{ rev/min}$$

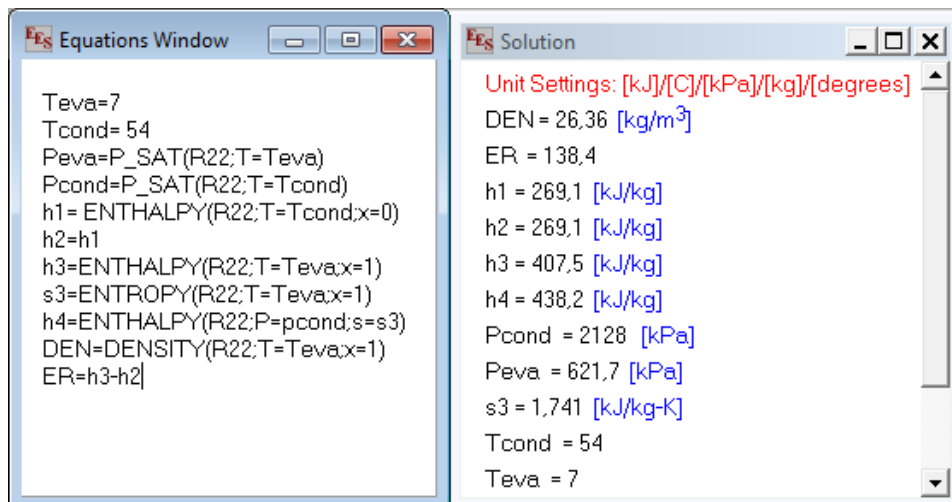
$$\text{Parámetro físico} = 52200 \text{ cc/min} = 0.0522 \text{ m}^3/\text{min}$$

Para el cálculo teórico de ε_v , tomaremos como referencia los valores de las temperaturas de evaporación y condensación que nos dice el fabricante que fue probado el equipo y hallaremos las presiones de evaporación y condensación respectivas.



$$\varepsilon_v = 1 - C \left[\left(\frac{Pc}{Pev} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] = 1 - 0.06 \left[\left(\frac{2128}{621.7} \right)^{1/1.2} - 1 \right] = 0,89$$

Los valores de ER y ρ , se verán a continuación:



Según la ecuación que define la capacidad tenemos:

$$CAP = \frac{26.36 * 0.0522 * 1 * 0.89 * 138.4}{60} = 2820 \text{ W} = 9622 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

4.3 Otros parámetros de desempeño ideales

Para determinar los parámetros adicionales que definen el ciclo completo de refrigeración, seguiremos los pasos anteriores y los resumimos en la siguiente tabla.

Tabla 16. Parámetros de desempeño.

Parámetro	valor
COP	4.5
Hp/Ton	1.047
Trabajo de compresión Wc	0.6286 Kw
Volumen requerido por tonelada VrTon	0.9638
Flujo másico por tonelada Mr	0.02047

The image shows two windows from the Engineering Equation Solver (EES) software. The left window, titled 'Equations Window', contains the following equations and assignments:

```

Teva=7
Tcond= 54
Peva=P_SAT(R22;T=Teva)
Pcond=P_SAT(R22;T=Tcond)
h1= ENTHALPY(R22;T=Tcond;x=0)
h2=h1
h3=ENTHALPY(R22;T=Teva;x=1)
s3=ENTROPY(R22;T=Teva;x=1)
h4=ENTHALPY(R22;P=pcond;s=s3)
DEN=DENSITY(R22;T=Teva;x=1)
ER=h3-h2
REL=(Pcond/Peva)^(1/1.2)
Ef=1-0,06*(REL-1)
Vfis=0,00087
Mr=DEN*Vfis*Ef
CAP=Mr*ER
Wc=Mr*(h4-h3)
COP=CAP/Wc
HPTON=4,72/COP
VrTON=3517/(DEN*ER)

```

The right window, titled 'Solution', shows the calculated values for the variables, with unit settings of [kJ]/[C]/[kPa]/[kg]/[degrees]:

```

Unit Settings: [kJ]/[C]/[kPa]/[kg]/[degrees]
CAP = 2,834
COP = 4,508
DEN = 26,36 [kg/m³]
Ef = 0,8927
ER = 138,4
h1 = 269,1 [kJ/kg]
h2 = 269,1 [kJ/kg]
h3 = 407,5 [kJ/kg]
h4 = 438,2 [kJ/kg]
HPTON = 1,047
Mr = 0,02047
Pcond = 2128 [kPa]
Peva = 621,7 [kPa]
REL = 2,788
s3 = 1,741 [kJ/kg-K]
Tcond = 54
Teva = 7
Vfis = 0,00087
VrTON = 0,9638
Wc = 0,6286

```

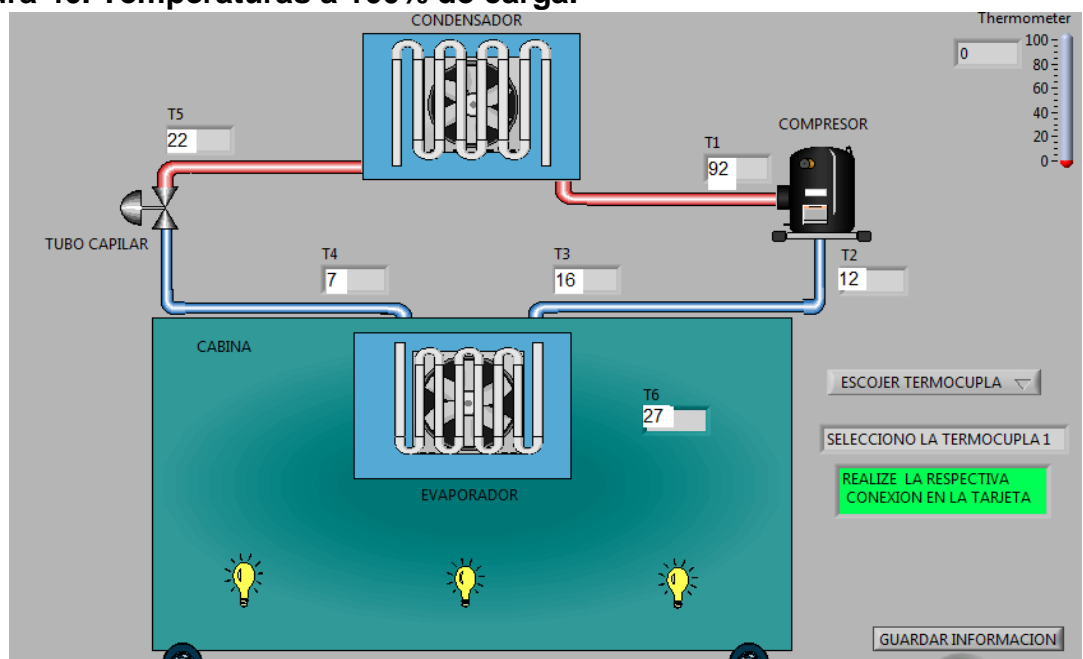
Fuente: Autor

4.4 Análisis de los Parámetros Reales

Para el estudio del desempeño real del sistema se consideraron dos escenarios de pruebas, uno a plena carga (2800 W) y otro a carga parcial (1200 W).

- Para el análisis a 100% de la carga, se tomaron dos muestras cada una separada con un tiempo aproximado de 10 min, dando como resultado los siguientes valores promedios:

Figura 40. Temperaturas a 100% de carga.



Fuente: Autor

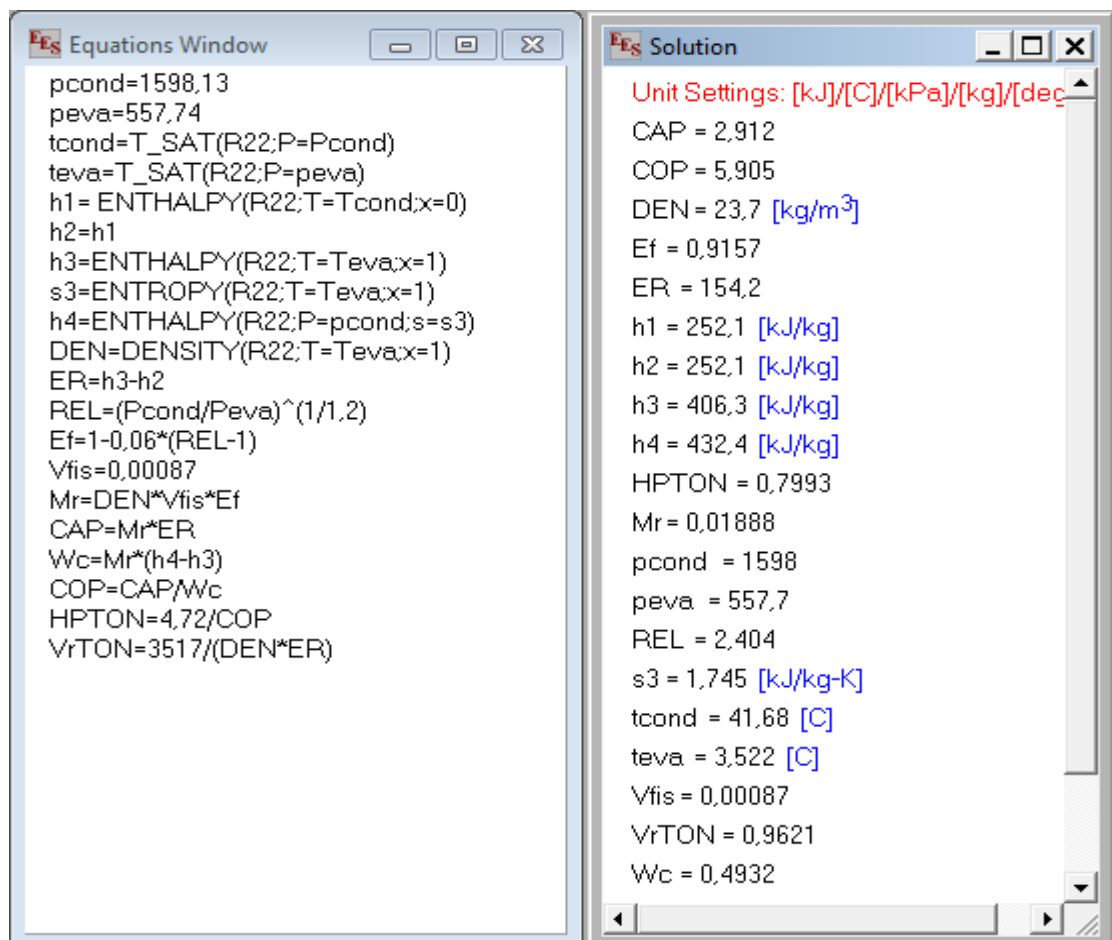
Tabla 17. Temperaturas a 100% de carga.

T1	92°C
T2	12°C
T3	16°C
T4	7°C
T5	22°C
T6	27°C
Palta	217 psi
Pbaja	66 psi

Fuente: Autor

Observando las presiones que nos dan los manómetros, y tomando como referencia esos valores en el programa EES, encontramos los siguientes resultados, hay que recordar que se deben meter los valores de presión absoluta y en unidades internacionales (SI).

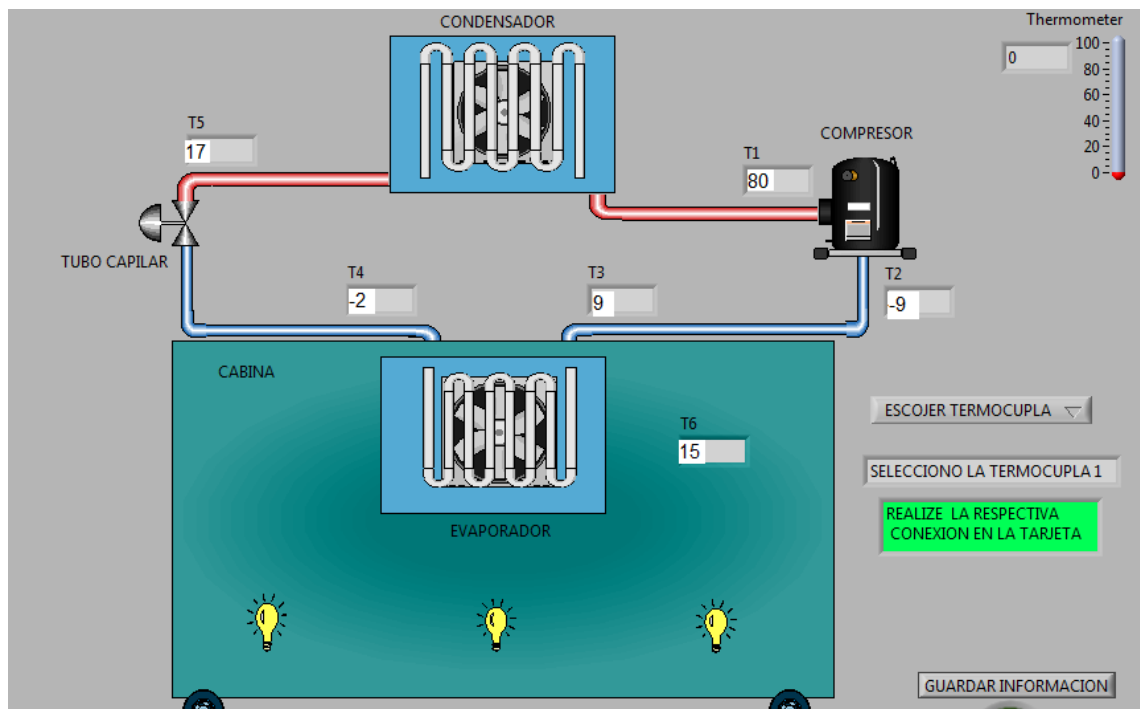
Figura 41. Parámetros de desempeño a 100% de carga.



Fuente: Autor

El segundo análisis se hizo a 1200 W, siguiendo el mismo procedimiento de tomas de muestras, cada 10 min y se obtuvieron los siguientes resultados:

Figura 42. Temperaturas al 42% de carga.



Fuente: autor.

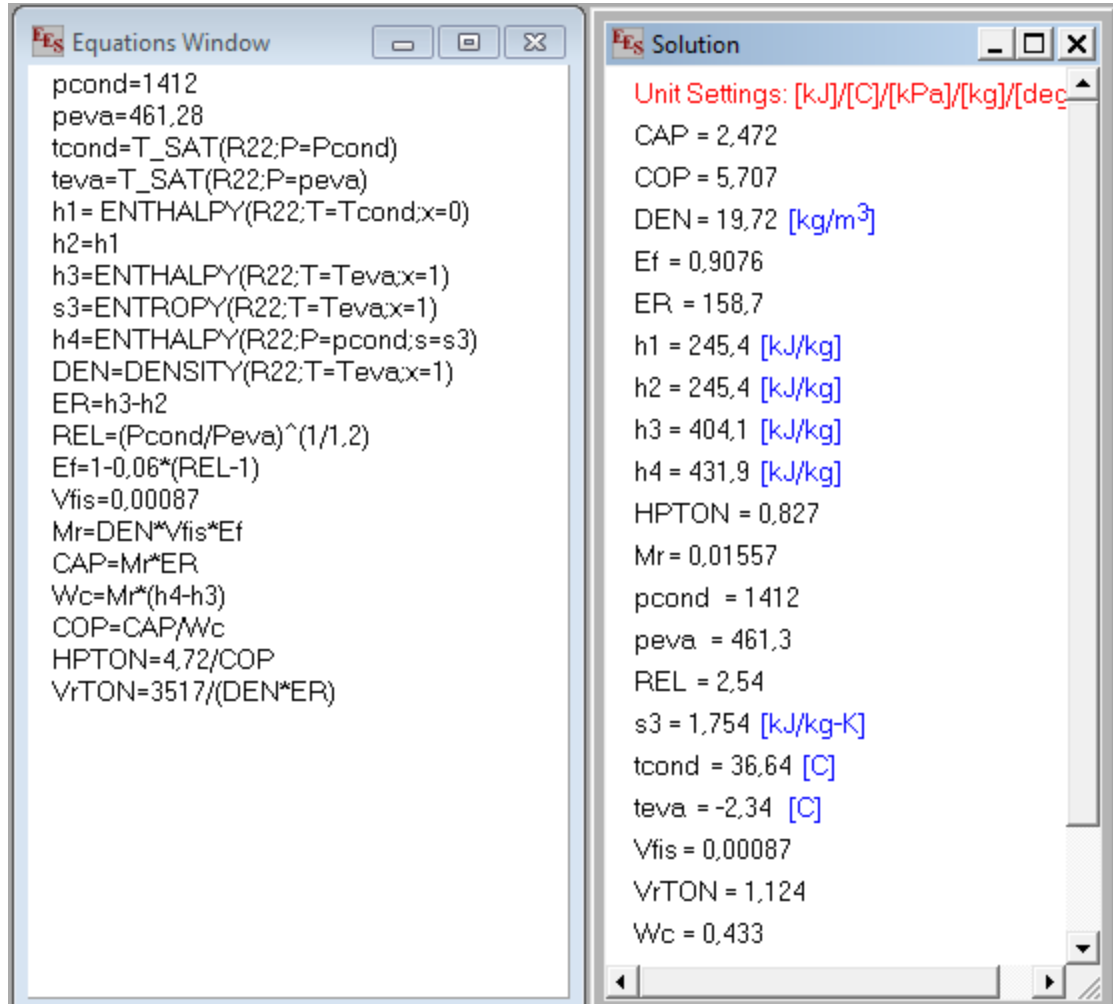
Tabla 18. Temperaturas al 42% de carga

T1	80°C
T2	-9°C
T3	9°C
T4	-2°C
T5	17°C
T6	15°C
Palta	190 psi
Pbaja	52 psi

Fuente: Autor

Resultados en el programa EES:

Figura 43. Parámetros de desempeño al 42% de carga.



Fuente: Autor

A continuación se muestra una tabla comparativa entre las diferentes pruebas que se llevaron a cabo.

Tabla 19. Comparación de los parámetros de desempeño.

Parámetros	Proceso Teórico	Proceso Real	
		100% carga	42% carga
CAP (Kw)	2.834	2.912	2.472
COP	4.508	5.905	5.707
Wc (Kw)	0.626	0.49	0.433
Vr/ton	0.963	0.962	1.124
HP/ton	1.047	0.799	0.827
Tev (°C)	7	3.52	-2.34
Tcond (°C)	54	41.68	36.64
Pev (Kpa)	621.7	557.74	1412
Pcond (Kpa)	2188	1598.13	461

Fuente: Autor

A pesar de que la temperatura de evaporación en el ciclo teórico es mayor que la del ciclo real, la capacidad es menor, lo cual pareciera ir en contra con la teoría estudiada en el anterior proyecto, pero si observamos detalladamente las temperaturas de condensación, nos damos cuenta que la del ciclo real es bastante menor que la del proceso teórico y la disminución de las temperaturas de condensación mejora el rendimiento de los sistemas.

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- Se logro la adecuación de un banco de refrigeración aplicado al acondicionamiento de aire a partir de una unidad comercial tipo Mini Split, en el cual el estudiante tiene la oportunidad de afianzar sus conocimientos adquiridos previamente en el salón de clases, en cuanto a la identificación de los diferentes elementos que conforman un sistema típico de refrigeración y aire acondicionado.
- Se demostró que el aumento de la temperatura de evaporización y la disminución de la temperatura de condensación, contribuyen a una mejora en los todos los parámetros de desempeño de un sistema de compresión de vapor.
- Se evidencio el control ejercido por la tarjeta electrónica de General Electric en el funcionamiento de la unidad comercial Mini Split, en cuanto a la seguridad que ofrece para el manejo de cargas parciales en el sistema de refrigeración del banco de pruebas.
- Se realizaron manuales de laboratorio, los cuales le brindan al estudiante una guía para el desarrollo de diferentes experiencias que le ayuden a entender y analizar los diferentes parámetros de funcionamiento de un sistema de refrigeración, además, de los distintos elementos que componen un sistema.
- Se elaboro un interfaz grafica en Labview para la adquisición y análisis de datos para que el estudiante, tenga la oportunidad de observar la variabilidad de los procesos en tiempo real.
- Se debe hace énfasis en el control de cargas parciales en el equipo de refrigeración, ya que para periodos largos de pruebas el refrigerante no alcanza a evaporarse por completamente dentro del evaporador y puede

haber presencia de liquido en la línea de succión que pueden provocar daños irreversibles al compresor.

- Se debe tener cuidado con la selección de los dispositivos que se usan para la simulación de cargas sensibles en el sistema de refrigeración del banco, ya que se pretende diseñar equipos eficientes y amigables con el medio ambiente y los bombillos no representan ninguna ayuda al momento de ahorrar energía.

BIBLIOGRAFIA

ALARCON CREUS, José. Tratado practico de refrigeración automatica. 12 Edición. Alfaomega Grupo Editor S.A. de C. V. Mexico. 2000.

CENGEL, Yunus. Transferencia de calor. 2 edición. McGrawHill. Mexico. 2004.

DOSSAT, Roy. Principios de refrigeración. Compañía Editorial Continental S. A. México. 1973.

MCQUISTON Faye y PARKER Jerald. Heating, ventilating, and air conditioning analysis and desing. 1977.

MIRANDA, Ángel. Fundamentos de climatización. Primera edición. Alfaomega Grupo Editor S.A. de C. V. México. 2010.

SHAH, Ramesh y SEKULIC, Dusan. Fundamentals of heat exchanger design. Estados Unidos.

ANEXO A

PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DEL BANCO DE REFRIGERACION

Introducción.

El laboratorio de Refrigeración y Aire Acondicionado está diseñado para facilitar la identificación y asociación de equipos y fenómenos apreciados experimentalmente durante el funcionamiento del banco, gracias a sus características de operación y control manual, ubicación estratégica de instrumentos, diversidad en condiciones de operación y una distribución clara de los distintos componentes, el estudiante puede lograr una comprensión rápida y a la vez reforzar, los contenidos básicos de la materia.

Las experiencias que se proponen a continuación buscan de una forma progresiva comprobar, reforzar y ampliar los conocimientos adquiridos en clase logrando que el estudiante domine con propiedad los conceptos básicos en Refrigeración y Aire Acondicionado y motivar en ellos el interés por la especialización en esta extensa y muy desarrollada rama de nuestra Ingeniería Mecánica.

Como todo laboratorio, el beneficio del mismo depende del interés personal con que cada cual realice las actividades propuestas y ante todo analice lo observado dando lugar a discusiones que brinden aportes para su formación y la optimización de la presente guía.

Es importante seguir las recomendaciones y tener presentes las advertencias en el manejo del equipo, permitiendo que otros también tengan la oportunidad de realizar estas experiencias.

Animo y buen provecho de este material.

Experiencia 1.

DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO.

Parte A: Equipo de Refrigeración.

Objetivos:

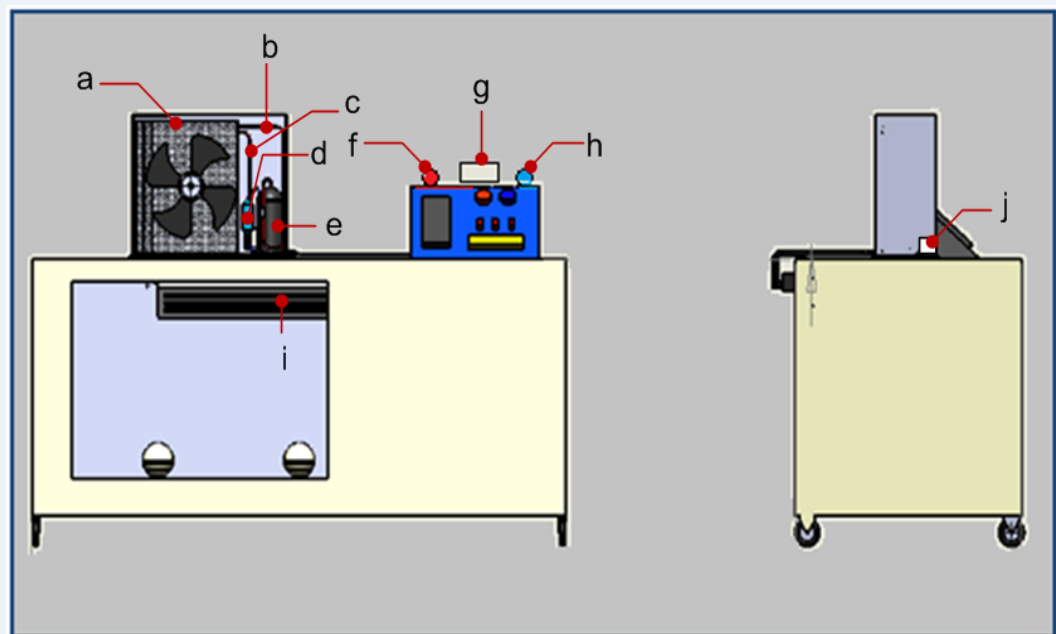
- Reconocer los componentes básicos de un equipo de refrigeración por compresión de vapor, identificando los elementos del banco que corresponden a dichos componentes.
- Identificar el circuito seguido por el refrigerante a su paso por los diferentes componentes del sistema.

Procedimiento.

1. Identifique en el banco la ubicación de los cuatro componentes básicos del sistema de refrigeración por compresión de vapor.
2. Detalle las siguientes características en su estructura.
 - Diferencias en el diámetro de las tuberías.
 - Ubicación de elementos accesorios: acumulador de succión, termocuplas, manómetros y presostatos.
3. Siga el circuito del refrigerante a su paso por los distintos componentes del equipo identificando los tramos donde se presentan los cambios de estado.

Evaluación:

1. Escriba los nombres de los diferentes componentes señalados en el siguiente diagrama:



a.	f.
b.	g.
c.	h.
d.	i.
e.	j.

2. Que sección de tubería corresponde a la denominada línea de baja, mencione los elementos que la componen, y que sección corresponde a la línea de alta, nombre sus elementos? que explica sus diferencias en diámetro?
3. Qué finalidad tienen las trampas de liquido en el circuito de refrigeración?

Experiencia 2.

DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO.

Parte B: Acondicionamiento de Aire.

Objetivos:

- Conocer los elementos y dispositivos en el banco para la simulación de un sistema de Acondicionamiento de Aire.
- Establecer el posible camino para la circulación de aire dentro de la cabina.

Procedimiento.

Elementos del sistema de acondicionamiento de aire.

1. Identifique los elementos que forman parte del sistema de acondicionamiento de aire en el banco de refrigeración: composición de los materiales de la cabina, evaporador y elementos de cargas sensibles.
2. Retirar la protección del evaporador y observar el dámper que redirecciona el flujo de aire y su respectivo motor.
3. Retirar los filtros del evaporador y detallar la tarjeta de control, la termocupla de control y el receptor del mando a distancia.
4. Determinar la potencia disipada por las cargas sensibles e identificar los switches de encendido y apagado de estas.



Evaluación.

1. Consulte las características propias de un sistema de acondicionamiento del tipo solo aire e identifique aquellas que correspondan al sistema montado en el laboratorio.

Experiencia 3.

Descripción del banco.

Parte 3: Control del banco de Aire Acondicionado.

Objetivos:

- Analizar el sistema de control dispuesto en el equipo, identificando las partes y el modo de funcionamiento.

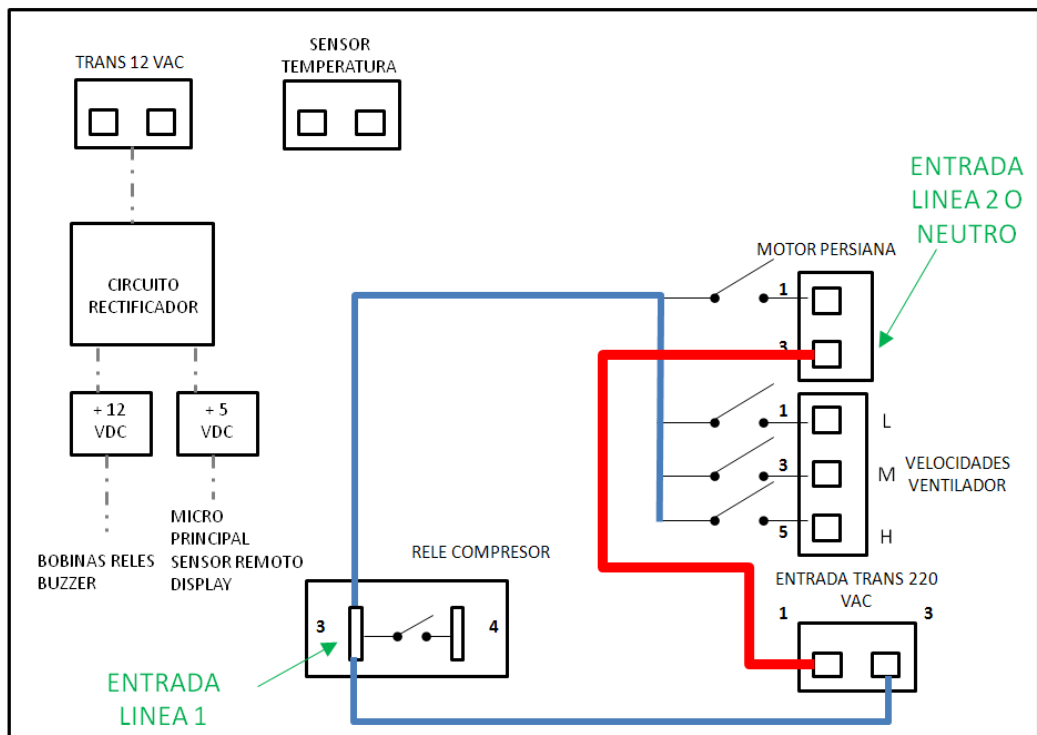
Procedimiento.

Tarjeta electrónica del control

1. Identifique en la siguiente foto las partes importante de la tarjeta, tomando como referencia la grafica que le sigue.
 - Relés de conexión: relé del compresor, relé del motor de persiana, relé del motor del evaporador.
 - Pines de conexión: motor de persiana, motor del evaporador, termocupla.
 - Alimentación: líneas de alimentación.
 - Circuito rectificador.

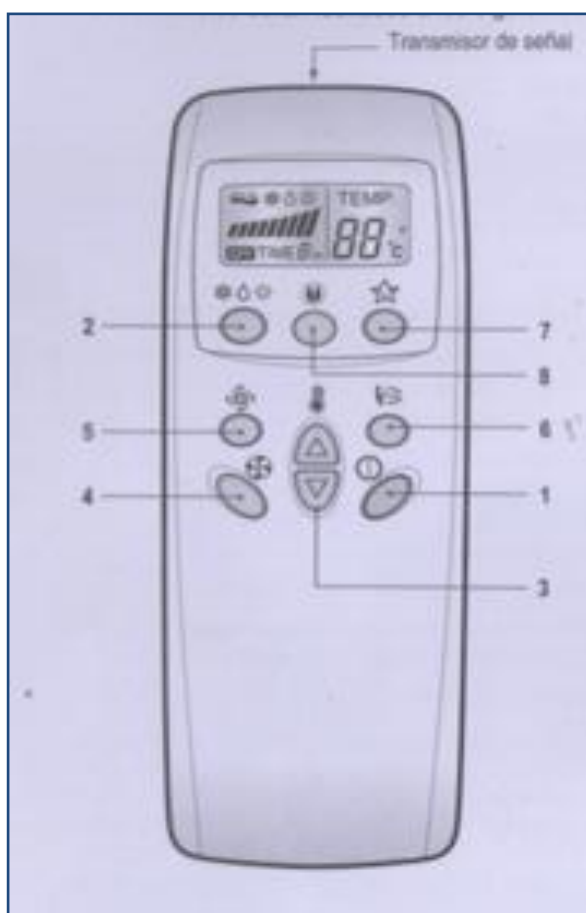
- Circuitos integrados de la tarjeta: circuito integrado para el control de los relés y circuito integrado para el control del display de mando a distancia

VISTA GENERAL





Modo de funcionamiento del equipo.

1. Los controles definidos por el mando a distancia se pueden observar en la siguiente grafica.



<p>1. Botón start /stop</p> <p>Utilizado para encender/apagar el equipo. La unidad responderá con una señal sonora.</p> <p>En caso de que el quipo tenga una avería, como por ejemplo, un daño en el termistor, la unidad lo detectara y hará parpadear un LED ubicado en el mando a distancia.</p> <p>Si experimenta esta condición contacte a su técnico.</p>	<p>4. Botón selector de velocidades del ventilador interior.</p> <p>Utilizado para seleccionar la velocidad del ventilador: bajo, medio, alto y chaos.</p> <p>La velocidad del ventilador se puede observar en el display y se indica de acuerdo al número de barras ilustradas:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Velocidad baja: cuatro rayas. • Velocidad media: siete rayas. • Velocidad alta: nueve rayas. • Modo Chaos.
<p>2. Botón de selección del modo de funcionamiento.</p> <p>Utilizado para seleccionar el modo de funcionamiento.</p> <p>El sistema cuenta con dos modos de funcionamiento:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Enfriamiento. • Deshumidificacion. <p>El modo de enfriamiento de caracteriza por mostrar en el display del mando a distancia la siguiente figura.</p>	<p>5. Botón jet cool (encendido rápido).</p> <p>Utilizado para iniciar o parar la velocidad de enfriamiento.</p> <p>La función de chorro de aire frio puede ser empleada para enfriar rápidamente un cuarto en un día caluroso. Cuando este modo se activa, el aire acondicionado funcionara en modo de operación de enfriamiento, con una velocidad ultrarrápida del ventilador y una temperatura de 18C durante 30 minutos a fin de lograr un enfriamiento rápido y eficaz.</p>

<div style="text-align: center;"></div> <p>En este modo se puede manipular el control de temperaturas y la velocidad del ventilador.</p> <p>El modo de deshumidificación sana de caracteriza por mostrar en el display del mando a distancia la siguiente figura.</p> <div style="text-align: center;"></div> <p>Este establece automáticamente un volumen de flujo de aire a las mejores condiciones para la deshumidificación, tomando como referencia la temperatura ambiente actual detectada por la termocupla del evaporador.</p>	<p>6. Botón de chaos swing. (deflector).</p> <p>Utilizado para iniciar o parar el movimiento de la persiana y configurar la dirección arriba/abajo deseado del flujo de aire.</p> <p>7. Botón de modo reposo.</p> <p>Utilizado para configurar la hora a la que se desea que la unidad se apague automáticamente.</p> <p>El temporizador se programa en incrementos de una hora por cada vez que se oprime el botón de la función, estos incrementos van desde una hora, hasta 7 horas.</p> <p>Es importante recalcar que durante este modo de funcionamiento el ventilador del evaporador operara a bajo velocidad en modo de enfriamiento.</p>
<p>3. Botones de ajuste de la temperatura ambiente.</p> <p>Utilizado para configurar la temperatura ambiente que se desea tomar como referencia en el banco. La temperatura de enfriamiento debe establecerse entre los 18 C y 30 C.</p>	<p>8. Botón modo de enfriamiento en ahorro de energía.</p> <p>Se ilumina durante el funcionamiento en ahorro de energía del modo de enfriamiento.</p>

Evaluación.

1. Compruebe el funcionamiento de cada uno de los botones descritos anteriormente en el mando a distancia.
2. Señale en la fotografía de la tarjeta de control cada uno de las partes descritas en la primera parte de la guía.

Experiencia 4.

Análisis de desempeño del banco de refrigeración.

Objetivo:

- Visualizar el proceso de refrigeración por compresión de vapor en el diagrama P-H, reconociendo la utilidad de este en el cálculo y comprensión de los fenómenos de dicho proceso.
- Reconocer la existencia de procesos con beneficio, consumo y rechazo de energía en el sistema, así como su balance.
- Reconocer al efecto refrigerante, al coeficiente de operación COP y a la relación HP/Ton, como indicadores del rendimiento de un equipo de refrigeración.

Procedimiento.

Identificación de puntos en el diagrama P-H.

1. Medir la presión y la temperatura en cada uno de los puntos de referencia ubicados en el banco de refrigeración con la interfaz grafica de Labview.
2. Calcule el valor de la entalpia del refrigerante a esas temperaturas con el programa EES.
3. Identifique cada uno de los puntos en la grafica P-H.

Determinación del efecto refrigerante.

1. Identifique el valor de la entalpia del refrigerante a la entrada y salida del evaporador.
2. Calcule el valor del efecto refrigerante.

$$ER = h_{out} - h_{in}$$

h_{out} =Entalpia a la salida.

h_{in} =Entalpia a la entrada.

3. Determine el calor transferido en el evaporador así:

$$Q_1 = m_r * ER$$

m_r = Flujo de masa del refrigerante.

ER = Efecto refrigerante.

Calor de compresión y calor de rechazo.

1. Identifique en el diagrama el cambio de entalpia correspondiente al proceso de compresión y determine su valor, el cual representa el Calor de Compresión. Este representa el trabajo por unidad de refrigerante hecho por el compresor.

$$Calor\ de\ Compresion = h_{out} - h_{in}$$

h_{out} =Entalpia a la salida del compresor.

h_{in} =Entalpia a la entrada del compresor.

La potencia ganada por el refrigerante en el compresor se puede calcular con la siguiente expresión:

$$Q_2 = m_r * Calor\ de\ Copresion$$

2. Compare este valor con la potencia real consumida por el compresor.

$$P = \sqrt{3} * V * I * \cos\phi$$

V = Voltaje de la línea.

I = Corriente consumida por el compresor.

$\cos\phi$ = Factor de Potencia= 0.76

3. Determine el cambio de entalpia del refrigerante en el condensador el cual se denomina Calor de Rechazo y calcule el calor transferido en el condensador.

$$Q_3 = m_r * \text{calor de Rechazo}$$

4. Compare el valor del punto 3, con la siguiente relación:

$$Q_{Total} = Q_1 + P$$

5. Halle los respectivos porcentajes de error.

Coefficiente de operación y HP.

1. Determine el coeficiente de operación del equipo como:

$$C.O.P = Q_1/P$$

2. Calcule el valor ideal para el C.O.P:

$$C.O.P = T_{eva} / (T_{cond} - T_{eva})$$

T_{eva} = Temperatura de evaporización.

T_{cond} = Temperatura de condensación.

3. Según lo anterior, Cual es la eficiencia del equipo?

4. Determine los caballos por tonelada del equipo, como:

$$\frac{HP}{Ton} = \frac{4.72}{C.O.P}$$

E indique que representa.

Experiencia 5.

Relación entre capacidad y temperatura de evaporación /condensación.

Objetivos:

- Establecer el efecto que tienen sobre la capacidad del equipo los cambios en la temperatura de evaporación o de condensación.

Procedimiento.

1. Prenda el banco de pruebas.
2. Encienda las resistencias de calor sensible.
3. Ponga en funcionamiento el Mini Split y espere que se establezca el sistema y haga las medidas correspondientes a la tabla 1 de la evaluación.
4. Apague el ventilador del condensador, espere cinco minutos hasta que se establezca el sistema y repita la toma de datos, llene la tabla 2 de la evaluación.
5. Apague la resistencias de calor sensible y después el banco de pruebas.

Evaluación.

Cambio de temperatura en el condensador.

1. Determine los valores de entalpías del refrigerante en cada uno de los puntos del banco en cada uno de los escenarios (dos, encendido y apagado el ventilador del condensador) descritos en el procedimiento.
2. Trace una curva aproximada de cada uno de los valores obtenidos en el punto anterior en un diagrama P-H, diferéncielos haciendo la curva de un color diferente para cada escenario.
3. Para cada curva identifique el Efecto Refrigerante, el Calor de Compresión y Calor de Rechazo.
4. Determine la temperatura de condensación en cada escenario *como le temperatura de saturación correspondiente a la presión en la entrada del condensador.*
5. Llene la siguiente tabla.

Tabla 20. Parámetros de desempeño

Estado del ventilador	Temperatura condensación	Efecto refrigerante	Flujo másico	Capacidad	Potencia compresor	C.O.P	HP/TON
ON							
OFF							

6. Con base en el anterior cuadro haga una grafica del C.O.P, HP/Ton versus estado del ventilador.
7. Es ventajoso aumentar la temperatura de condensación?, porque?

Cambio de temperatura en el evaporador.

1. Repita los pasos descritos en el punto 1, 2 y 3 del punto anterior.
2. En este caso la temperatura de evaporización se determina directamente antes de entrar en el evaporador.
3. Llene la siguiente tabla.

Tabla 21. Parámetros de desempeño

Estado del ventilador	Temperatura vaporización	Efecto refrigerante	Flujo másico	Capacidad	Potencia compresor	C.O.P	HP/TON
ON							
OFF							

4. Con base en el anterior cuadro haga una grafica del C.O.P, HP/Ton versus temperatura de vaporización.
5. Mencione los efectos de aumentar la temperatura de vaporización

ANEXO B

Estimación de cargas por el método CLTD/CLF.

Para la estimación de carga producto de las luces en el banco de refrigeración, se debe primero definir una serie de parámetros que el método exige para la categorización de la carga. Estos son:

- Las luces que contiene el banco son del tipo, no empotradas y totalmente venteadas.
- La circulación del aire en el banco es baja.
- Se determina la carga después de una hora de encendido el banco.
- El banco posee 14 lámparas de 200 W, cada una.
- El material de construcción es de, dos laminas galvanizadas, con una lamina de polipropileno de 5 cm de espesor.

Determinación de la capacidad de lámparas, q_l .

$$q_l = 14 * 200 = 2800 W$$

Determinación del factor de balastra, q_s .

$q_s = 1$, debido a que el metodo sugiere usar este valor
para luces incandescentes

Determinación del factor de uso, F_u :

$F_u = 1$, debido a que se utilizan todas las luces durante todo el analisis

Determinación del factor CLF.

Para este cálculo se deben tener en cuenta dos clasificaciones una "a" y otra "b", de acuerdo al tipo de luces y el material de construcción del local, respectivamente.

Para la clasificación “a”, debemos tomar como referencia la tabla 22, donde nos asigna un número de acuerdo al tipo de luces, que en nuestro caso es de **0.75**, ya que son luces venteadas y colgantes.

Tabla 22. Clasificación de las luces.

Clasificación “a”	Luces del cuarto y disposición de la ventilación
0.45	Luces empotradas no venteadas. Para bajo flujo aire, menos de 0.5 cfm/ft2.
0.55	Luces empotradas no venteadas. Para flujo medio a alto de aire, mas de 0.5 cfm/ft2.
0.65	Luces de grupo venteadas. Para flujo medio a alto de aire, mas de 0.5 cfm/ft2.
0.75	Luces venteadas y colgantes.

Fuente: ASHRAE

Para la clasificación tipo “b”, tomamos como referencia la siguiente tabla 23, y tomamos la clase B, debido a que nuestro banco se asemeja mucho a uno de iguales dimensiones pero hecho con madera.

Tabla 23, Clasificación Para Luces.

	MATERIAL, ANCHO Y PESO DEL PISO.				
	2 in.	3 in.	6 in.	8 in.	12 in.
Circulación de aire del cuarto. Tipo de suministro y retorno	Madera 10Lb/ft²	Concreto 40 Lb/ft²	Concreto 75 Lb/ft²	Concreto 120 Lb/ft²	Concreto 160 Lb/ft²
Flujo bajo-medio requerido para manejar la carga de enfriamiento suministrada a través de pisos, paredes o difusores de techos.	B	B	C	D	D
Flujo medio de ventilación suministrado a través de pisos, paredes o difusores de techos.	A	B	C	D	D
Alto aire de circulación inducido por un aire primario por medio de un ventilador. Retorno a través del techo.	A	B	C	C	D
Gran circulación de aire usada para minimizar los gradientes de temperatura del cuarto. Retorno a través del techo.	A	A	B	C	D

Fuente: ASHRAE.

Para conocer el valor de CLF, con las referencias tomadas anteriormente vamos a otra tabla, teniendo en cuenta la hora del análisis

Tabla 24, Factor de Carga, cuando el cuarto esta encendido 8 horas.

CLASE "a"	CLASE "b"	NUMERO DE HORAS DESPUÉS DE PRENDER LAS LUCES																							
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
0.45	A	0.02	0.46	0.57	0.65	0.72	0.77	0.82	0.85	0.88	0.46	0.37	0.30	0.24	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03	0.02
	B	0.07	0.51	0.56	0.61	0.65	0.68	0.71	0.74	0.77	0.34	0.31	0.28	0.25	0.22	0.20	0.18	0.16	0.15	0.13	0.12	0.11	0.10	0.09	0.08
	C	0.11	0.55	0.58	0.60	0.63	0.65	0.67	0.69	0.71	0.28	0.26	0.15	0.23	0.22	0.20	0.19	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.12
	D	0.14	0.58	0.60	0.61	0.62	0.63	0.64	0.65	0.66	0.22	0.22	0.21	0.20	0.20	0.19	0.19	0.18	0.18	0.17	0.16	0.16	0.16	0.15	0.15
0.55	A	0.01	0.56	0.65	0.72	0.77	0.82	0.85	0.88	0.90	0.37	0.30	0.24	0.19	0.16	0.13	0.10	0.08	0.07	0.05	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02
	B	0.06	0.60	0.64	0.68	0.71	0.74	0.76	0.79	0.81	0.28	0.25	0.23	0.20	0.18	0.16	0.15	0.13	0.12	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06
	C	0.09	0.63	0.66	0.68	0.70	0.71	0.73	0.75	0.76	0.23	0.21	0.20	0.19	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.11	0.10	0.10
	D	0.11	0.66	0.67	0.68	0.69	0.70	0.71	0.72	0.72	0.18	0.18	0.17	0.17	0.16	0.16	0.15	0.15	0.14	0.14	0.13	0.13	0.13	0.12	0.12
0.65	A	0.01	0.66	0.73	0.78	0.82	0.86	0.88	0.91	0.93	0.29	0.23	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.01
	B	0.04	0.69	0.72	0.75	0.77	0.80	0.82	0.84	0.85	0.22	0.19	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12	0.10	0.09	0.08	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05
	C	0.07	0.72	0.73	0.75	0.76	0.78	0.79	0.80	0.82	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.11	0.10	0.10	0.09	0.08	0.08	0.07
	D	0.09	0.73	0.74	0.75	0.76	0.77	0.77	0.78	0.79	0.14	0.14	0.13	0.13	0.13	0.12	0.12	0.11	0.11	0.11	0.10	0.10	0.10	0.10	0.09
0.75	A	0.01	0.76	0.80	0.84	0.87	0.90	0.92	0.93	0.95	0.21	0.17	0.13	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.04	0.03	0.02	0.02	0.02	0.01	0.01
	B	0.03	0.78	0.80	0.82	0.84	0.85	0.87	0.88	0.89	0.15	0.14	0.13	0.11	0.1	0.09	0.08	0.07	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04
	C	0.05	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84	0.85	0.86	0.87	0.13	0.12	0.11	0.10	0.10	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.05
	D	0.06	0.81	0.82	0.82	0.83	0.83	0.84	0.84	0.85	0.10	0.10	0.10	0.09	0.09	0.09	0.08	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07

Fuente: ASHRAE

ANEXO C

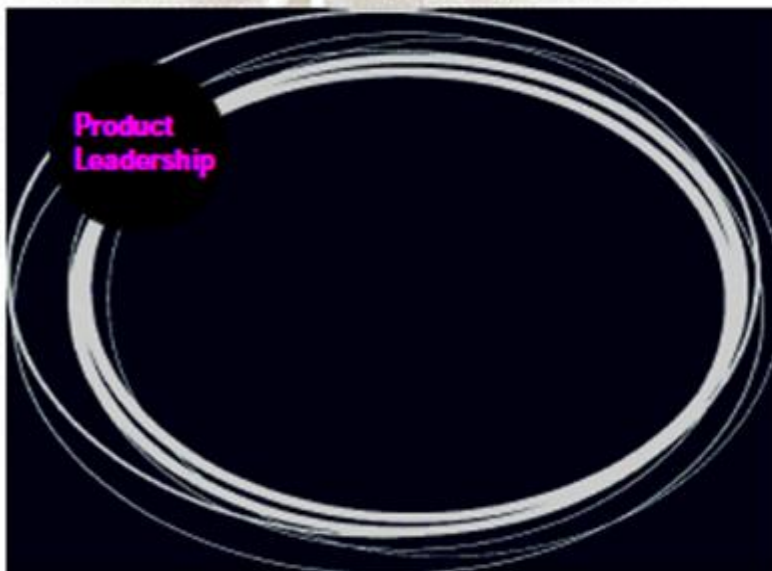
Características del compresor.

Technology Innovation

Providing our customers with the highest in satisfaction through product leadership in the compressor business world



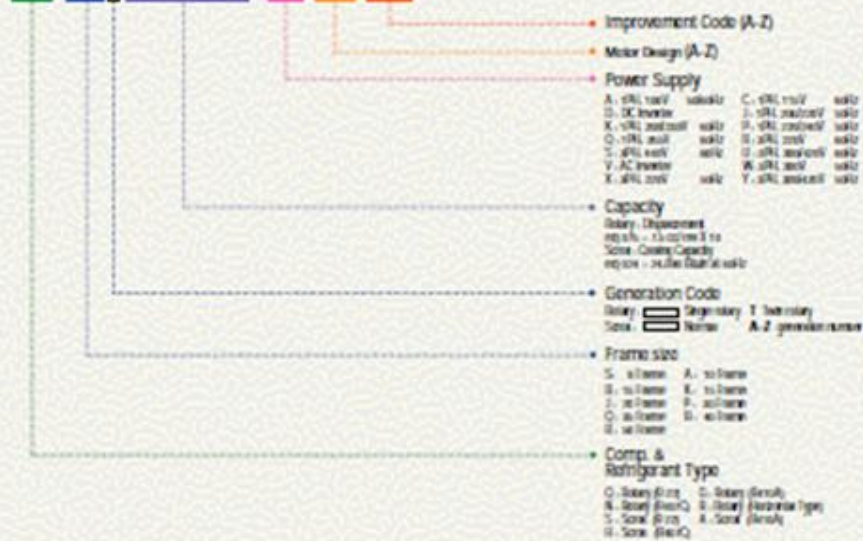
LG compressor's fundamental policy of development is product leadership to provide our customers with the highest satisfaction. With many R&D projects are affiliated with authoritative universities and institutes technology development from each lab comp to life at the plant engineering design department.



Engineering Code

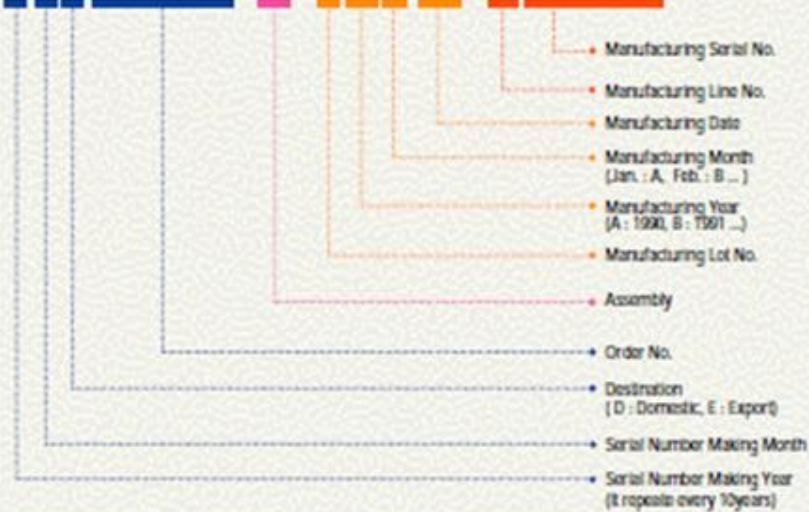
Model Name Code

Q A 0 7 5 C A A

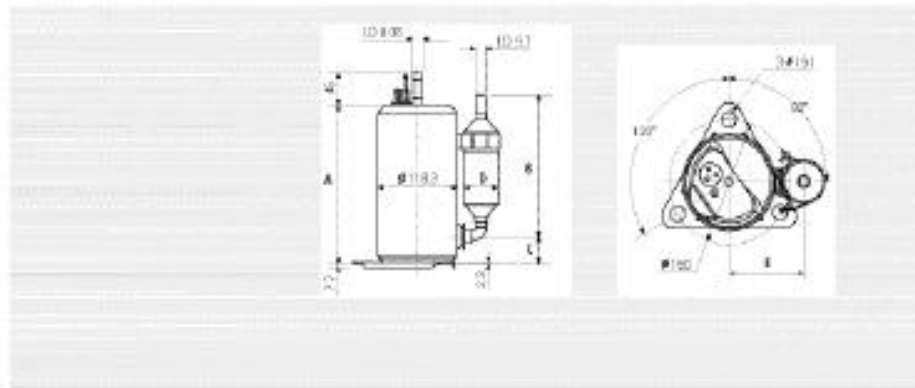


Serial Number Code

29E01234-A-1MJ17-A00001



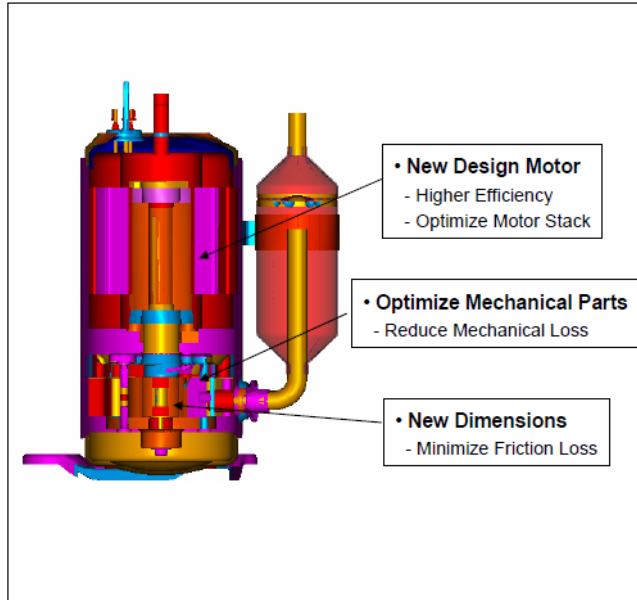
R22 QK Series



Specifications

Model	Power Source	Cooling Capacity		Motor Input (Watt)	EER (kW/kW)	COP (kW/kW)	Displ (cc)	Weight (kg)	Dimensions				
		(Watt)	(kW)						A	B	C	D	E
QK125C	1PH 115V coils	8750	2575	874	10.8	3.75	280	11.5	274.3	200	38.5	50.8	33
QK134C	1PH 115V coils	9400	2756	854	11.0	3.72	280	11.5	272	200	38.5	50.8	33
QK141C	1PH 115V coils	9900	2901	825	10.7	3.74	280	11.5	274	200	38.5	50.8	33
QK145C	1PH 115V coils	10200	2982	827	11.0	3.72	280	12.1	272	200	38.5	50.8	33
QK150C	1PH 115V coils	11000	3273	1048	10.5	3.68	280	11.5	274	200	38.5	50.8	33
QK154C	1PH 115V coils	11500	3370	1065	10.8	3.76	280	12.1	274	200	38.5	50.8	33
QK175C	1PH 115V coils	12300	3684	1153	10.7	3.73	350	12.3	240.3	220	43.6	55	103
QK180C	1PH 115V coils	12500	3663	1151	10.8	3.71	350	12.3	240.3	220	43.6	55	103
QK185C	1PH 115V coils	13100	3839	1224	10.7	3.74	350	12.3	240.3	220	43.6	55	103
QK191C	1PH 115V coils	13600	3985	1250	10.8	3.77	350	12.3	240.3	220	43.6	55	103
QK195C	1PH 115V coils	13900	4073	1281	10.8	3.76	380	13.2	238.3	220	45.3	55	103
QK200C	1PH 115V coils	14000	4096	1415	10.6	3.71	380	13.2	238.3	220	45.3	55	103
QK205C	1PH 200/230V coils	8700	2543	805	10.8	3.77	280	11.5	274	200	38.5	50.8	33
QK214K	1PH 200/230V coils	9350	2740	874	10.7	3.73	280	11.5	274	200	38.5	50.8	33
QK217K	1PH 200/230V coils	9600	2812	901	10.8	3.77	280	11.5	274	200	38.5	50.8	33
QK245K	1PH 200/230V coils	10100	2960	930	10.8	3.77	280	11.5	274	200	38.5	50.8	33
QK258K	1PH 200/230V coils	11100	3253	1026	10.8	3.76	280	11.5	274	200	38.5	50.8	33
QK264K	1PH 200/230V coils	11500	3370	1046	11.0	3.72	280	12.1	274	200	38.5	50.8	33
QK175K	1PH 200/230V coils	12100	3545	1141	10.6	3.71	350	12.3	240.3	220	43.6	55	103
QK180K	1PH 200/230V coils	12500	3663	1175	10.6	3.71	350	12.3	240.3	220	43.6	55	103
QK185K	1PH 200/230V coils	13000	3870	1215	10.7	3.74	350	11.6	240.3	220	43.6	55	103
QK191K	1PH 200/230V coils	13400	3927	1252	10.7	3.74	350	12.3	240.3	220	43.6	55	103
QK195K	1PH 200/230V coils	13900	4073	1281	10.8	3.76	380	13.2	238.3	220	45.3	55	103
QK200K	1PH 200/230V coils	14000	4097	1370	10.8	3.77	380	13.2	238.3	220	45.3	55	103
QK225K	1PH 200/230V coils	15000	4623	1456	10.9	3.70	380	13.2	238.3	220	45.3	55	103
QK230K	1PH 200/230V coils	16300	4777	1509	10.8	3.77	380	13.2	238.3	220	45.3	55	103
QK125D	1PH 230V coils	8620	2535	801	10.8	3.76	280	11.5	271.3	220	38.5	50.8	33
QK141D	1PH 230V coils	9600	2812	901	10.8	3.77	280	11.5	274.3	220	38.5	50.8	33
QK145D	1PH 230V coils	11500	3370	1075	10.7	3.73	280	11.5	274.3	220	38.5	50.8	33
QK175D	1PH 230V coils	12300	3684	1149	10.7	3.74	350	11.6	272.3	220	43.6	50.8	33
QK125P	1PH 200/240V coils	7100/1150	2081/2025	670/687	10.6/10.4	3.71/3.01	280	11.3	271.3	200	38.5	50.8	33
QK134P	1PH 200/240V coils	7560/1650	2273/2242	719/742	10.5/10.3	3.68/3.02	280	11.5	274.3	200	38.5	50.8	33
QK141P	1PH 200/240V coils	8050/1750	2329/2386	770/795	10.5/10.3	3.66/3.02	280	11.5	274.3	200	38.5	50.8	33
QK145P	1PH 200/240V coils	8250/1800	2418/2422	778/798	10.6/10.4	3.70/3.05	280	11.5	274.3	200	38.5	50.8	33
QK154P	1PH 200/240V coils	9300/1900	2725/2755	877/895	10.6/10.5	3.71/3.08	280	11.5	274.3	200	38.5	55	103
QK175P	1PH 200/240V coils	9800/1900	2872/2907	933/952	10.5/10.4	3.68/3.05	350	11.7	272.3	200	43.6	55	103
QK185P	1PH 200/240V coils	10200/1950	3071/3127	1000/1025	10.5/10.3	3.66/3.03	350	11.7	272.3	220	43.6	55	103
QK191P	1PH 200/240V coils	11150/1750	3261/3297	1062/1080	10.5/10.4	3.68/3.05	350	11.7	272.3	220	43.6	55	103
QK200P	1PH 200/240V coils	11800/1800	3460/3515	1120/1143	10.7/10.5	3.74/3.08	380	13.2	238.3	220	45.3	55	103
QK225P	1PH 200/240V coils	12600/12900	3751/3780	1270/1265	10.5/10.2	3.66/2.99	380	13.2	238.3	220	45.3	55	103
QK230P	1PH 200/240V coils	13200/13500	3897/3965	1253/1258	10.6/10.4	3.71/3.05	380	13.2	238.3	220	45.3	55	103

QK , QJ and QP series (8,400~25,800 Btu/hr)



- Target Markets
 - Thailand and AFTA
 - East and Europe
- HI EER
- Single Phase
- Factory : Thailand

QK series (7,000~13,000 Btu/hr)



- Target Markets
 - U.S WRAC, SRAC
 - Middle East (Tropical Type)
 - East and Europe
- Normal
- 10 Displacement / Single Phase
- Product Tropical & Non-Tropical
- Factory : Korea, China, Thailand

Q K 1 4 5 C 1PH, 115V - 60Hz
Application Range

Compressor Cooling	Natural	
Eva. Temp. Range	-10°C - 12°C	14°F - 54°F
Condensing Temp.	68°C max.	149°F max.
Return Gas Temp.	35°C max.	95°F max.
Discharge gas Temp.	115°C max.	239°F max.
Motor Wire Temp.	130°C max.	265°F max.

Rated Performance

Capacity	10,200 Btu/h	2,999 Watts
Motor Input	927 W	
Current	8.4 A	
EER	11.0 Btu/W.h	3.22 W/W

Compressor Data

Design	Rolling Piston Typed Rotary	
Displacement	14.5 cc/rev	0.88 in ³ /rev
Oil / Oil Charge	SUNISO 46SI / 280 cc	
Weight	12.1 Kg	26.7 lb

Motor Data

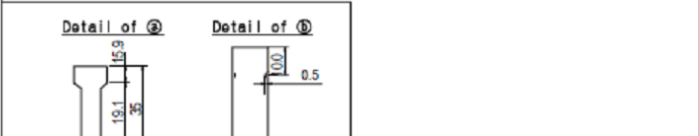
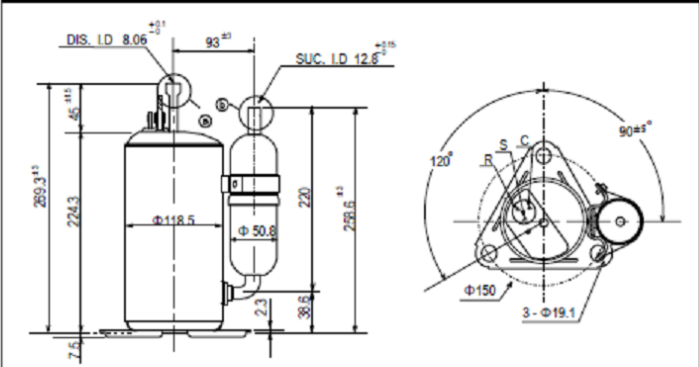
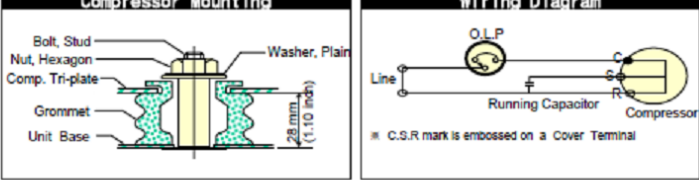
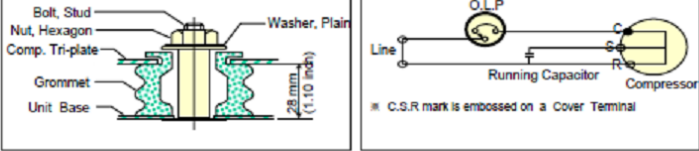
Motor Type	2 Pole Induction (PSC)	
Rated Output	790 W	
Winding Resistance (at 25°C)	Main	0.74 ± 7% Ω
	Sub	1.67 ± 7% Ω
Voltage Range	97 V to 132 V	
Locked Rotor Amps.	44 Amps	

Electrical Components

Running Capacitor	60 μF 370 VAC
Overload Protector	MRA 12061-12026 (Texas Instruments)

Capacity Test Conditions

Evaporating Temp.	7.2°C	46°F
Condensing Temp.	54.4°C	130°F
Return Gas Temp.	35.0°C	95°F
Liquid Temp.	46.1°C	115°F
Ambient Temp.	35.0°C	95°F

Standard Dimensions

Compressor Mounting

Wiring Diagram


Specifications are subject to change without notice. Normal Performance value ±8%. Air Conditioning Compressor Division

ANEXO D

Características de control del banco de refrigeración.

La puesta en marcha del banco de refrigeración del laboratorio es controlado por una tarjeta electrónica distribuida por General Electric, la cual tiene como objetivo mantener la temperatura del recinto en un valor constante, dependiendo de la solicitud del usuario.

El funcionamiento de esta tarjeta viene comandado por una señal producida por una termocupla ubicada en la salida del serpentín del evaporador, la cual compara la temperatura de salida del aire con la temperatura programada por el usuario (set point). Si la temperatura del aire es mayor a la temperatura de referencia, la tarjeta mantendrá el relé del compresor encendido, pero si la temperatura del aire es menor, lo apagará.

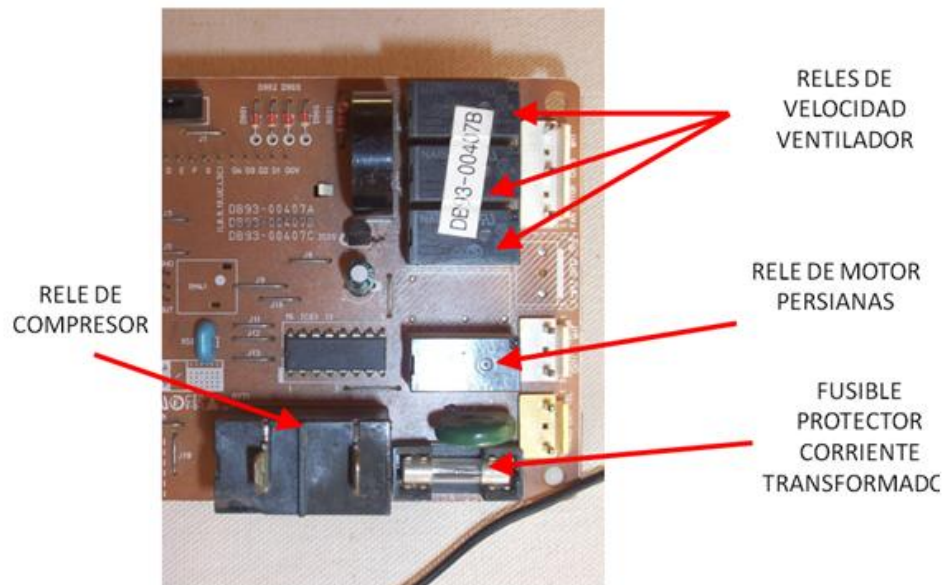
En caso de que esta termocupla falle, estas unidades comerciales tipo Mini Split, poseen una segunda termocupla que actúa como elemento de seguridad la cual sensa la temperatura del refrigerante a la salida del evaporador y desconecta el motor del compresor si esta temperatura se eleva demasiado. A continuación se muestran una serie de figuras que clasifican cada una de las partes de la tarjeta electrónica.

Figura 44. Vista general de la tarjeta electrónica



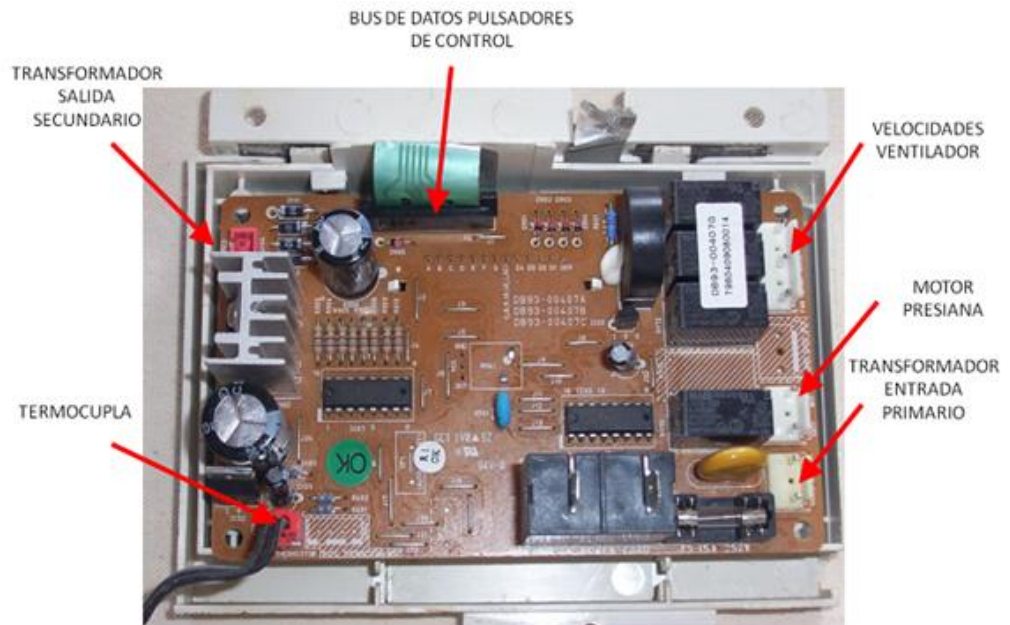
Fuente: Autor.

Figura 45. Relés de la tarjeta electrónica



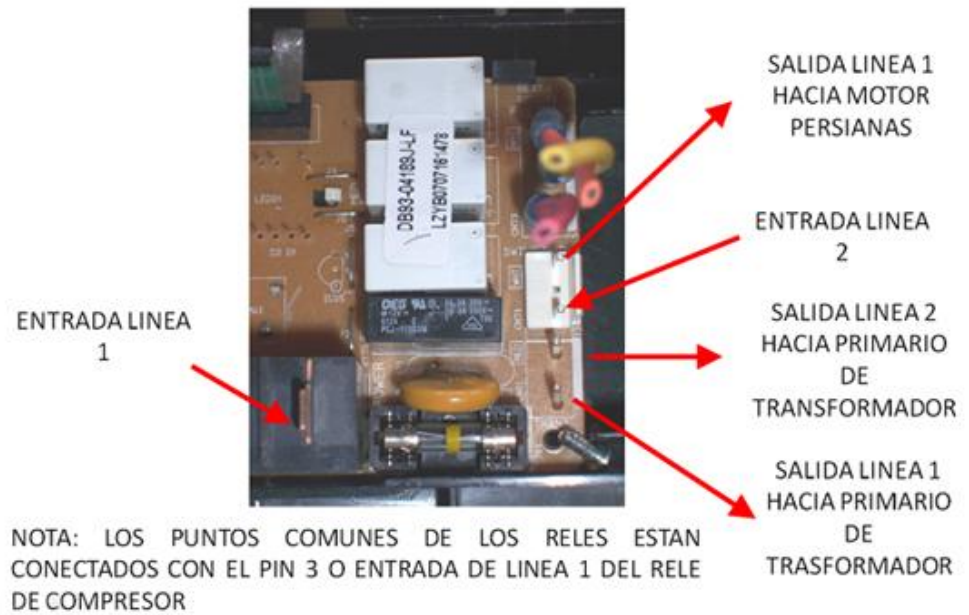
Fuente: Autor.

Figura 46. Pines de conexión de la tarjeta



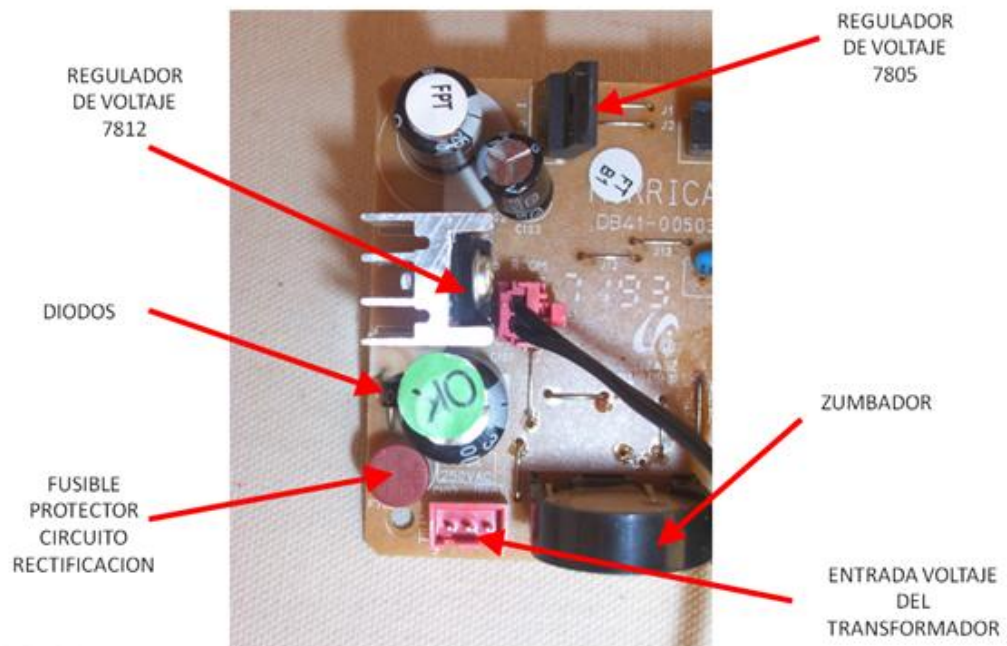
Fuente: Autor.

Figura 47. Alimentación eléctrica de la tarjeta electrónica



Fuente: Autor.

Figura 48 .Circuito rectificador de la tarjeta electrónica



Fuente: Autor.