



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

**CENTRO INTERDISCIPLINARIO DE INVESTIGACIÓN
PARA EL DESARROLLO INTEGRAL REGIONAL
UNIDAD-OAXACA**

**MAESTRÍA EN CIENCIAS EN CONSERVACIÓN Y
APROVECHAMIENTO DE RECURSOS NATURALES
(INGENIERÍA DE PROCESOS)**

**DISEÑO DE UN SECADOR CON BOMBA DE CALOR CON
DOBLE CÁMARA**

**TESIS QUE PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRO EN CIENCIAS**

PRESENTA:

ROMÁN FIDEL SÁNCHEZ OLIVERA

SANTA CRUZ XOXOCOTLÁN, OAX., FEBRERO 2006



INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL

COORDINACION GENERAL DE POSGRADO E INVESTIGACION

ACTA DE REGISTRO DE TEMA DE TESIS Y DESIGNACION DE DIRECTOR DE TESIS

México, D.F. a 24 de Mayo del 2005

El Colegio de Profesores de Estudios de Posgrado e Investigación de **CIIDIR-OAXACA** en su sesión Ordinaria No. 5ª celebrada el día 09 del mes de Mayo conoció la solicitud presentada por el(la) alumno(a):

Sánchez Olivera Román Fidel
Apellido paterno materno nombre

Con registro:

B	0	3	0	9	4	8
---	---	---	---	---	---	---

Aspirante al grado de: **MAESTRO EN CIENCIAS**

1.- Se designa al aspirante el tema de tesis titulado:

Diseño de un secador con bomba de calor con doble camara

De manera general el tema abarcará los siguientes aspectos:

- 1.- Marco teórico, 2.- Datos experimentales; 3.- Diseño Básico del secador
- 4.- Resultados y discusión

2.- Se designa como Director de Tesis al C. Profesor: **Dr. Juan Rodríguez Ramírez**

3.- El trabajo de investigación base para el desarrollo de la tesis será elaborado por el alumno en: **CIIDIR-OAXACA**

que cuenta con los recursos e infraestructura necesarios.

4.- El interesado deberá asistir a los seminarios desarrollados en el área de adscripción del trabajo desde la fecha en que se suscribe la presente hasta la aceptación de la tesis por la Comisión Revisora correspondiente:

El Director de Tesis

Dr. Juan Rodríguez Ramírez

El Aspirante

Sánchez Olivera Román Fidel



INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL
CIIDIR-UNIDAD OAXACA

El Presidente del Colegio

Dra. María del Rosario Arnaud Viñas



INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL

SECRETARIA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

ACTA DE REVISIÓN DE TESIS

En la Ciudad de Oaxaca, Oax siendo las 14:00 horas del día 03 del mes de marzo de 2006 se reunieron los miembros de la Comisión Revisora de Tesis designada por el Colegio de Profesores de Estudios de Posgrado e Investigación del **Centro Interdisciplinario de Investigación para el Desarrollo Integral Regional (CIIDIR), Unidad Oaxaca**, para examinar la tesis de grado titulada:

“Diseño de un secador con bomba de calor con doble camara”

Presentada por el alumno:

Sánchez
Apellido paterno

Olivera
materno

Román
nombre(s)

Fidel

Con registro:

B	0	3	0	9	4	8
---	---	---	---	---	---	---

aspirante al grado de:

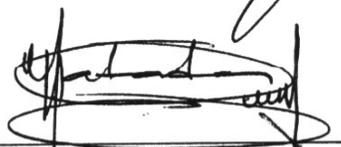
**MAESTRO EN CIENCIAS EN CONSERVACIÓN Y APROVECHAMIENTO
DE RECURSOS NATURALES**

Después de intercambiar opiniones los miembros de la Comisión manifestaron **SU APROBACION DE LA TESIS**, en virtud de que satisface los requisitos señalados por las disposiciones reglamentarias vigentes.

LA COMISIÓN REVISORA

Director de tesis


Dr. Juan Rodríguez Ramírez

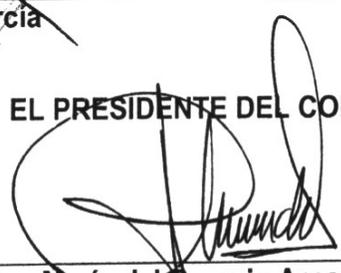

Dr. Pastor Teodoro Matadamas Ortiz


Dr. Prisciliano Felipe de Jesús Cano Barriá


Dr. Pedro Montes García


Dr. Andrés Pech Pérez

EL PRESIDENTE DEL COLEGIO


Dra. María del Rosario Arnaud Viñas



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

CARTA DE CESIÓN DE DERECHOS

En la Ciudad de Oaxaca Oax. el día 20 de Febrero del año 2006, el que suscribe **ROMÁN FIDEL SÁNCHEZ OLIVERA** alumno del Programa de **MAESTRIA EN CONSERVACION y APROVECHAMIENTO DE RECURSOS NATURALES**, con número de registro 8030948, adscrito al Centro Interdisciplinario de Investigación para el desarrollo Integral Regional, manifiesta que es autor intelectual del presente trabajo de Tesis bajo la dirección del Dr. Juan Rodríguez Ramírez y cede los derechos del trabajo intitulado "**DISEÑO DE UN SECADOR CON BOMBA DE CALOR CON DOBLE CÁMARA**", al Instituto Politécnico Nacional para su difusión, con fines académicos y de Investigación.

Los usuarios de la información no deben de reproducir el contenido textual, gráficas o datos del trabajo sin permiso expreso del autor y/o director del trabajo. Este puede ser obtenido escribiendo a la siguiente dirección: Calle Hornos N° 1003, Santa Cruz Xoxocotlan, Oaxaca o al e-mail ciidirox@ipn.mx ó romanolivera@hotmail.com. Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.



Román Fidel Sánchez Olivera

Dedicatoria

A mi Madre:

*Maria del Carmen Olivera García.
Por todo el amor que me ha dado y
de quien aprendí a seguir a adelante.*

A mi esposa:

*Martha Rocío Ávila Méndez
por el amor y confianza
depositada en mí. día con día.*

A mis hijos:

*Omar y Carlos por tomarles el tiempo
que no hemos pasado juntos
y que espero retribuirles, por que son
el más grande tesoro que dios me ha dado*

Agradecimientos

Al CIIDIR – IPN - OAXACA, por abrirme las puertas y permitirme la superación en mi vida profesional.

A LOS SERVICIOS DE SALUD DEL ESTADO DE OAXACA por el apoyo otorgado durante el tiempo de los estudios de Maestría, que sin el muchas cosas no hubieran sido posibles.

Al CONACYT por el apoyo económico otorgado para la terminación de la Maestría.

A mis asesores de Tesis por el tiempo y conocimiento que me otorgaron.

Con sincero agradecimiento al DR. Juan Rodríguez Ramírez por el apoyo brindado durante el desarrollo de esta tesis.

Al Dr. Carlos Martínez Álvarez por su paciencia y amistad.

A la M.C. Laura Victoria por su ayuda incondicional y apoyo en la realización de esta Tesis.

A todos los compañeros del área de secado por su ayuda y compañía en los momentos buenos y malos que juntos pasamos.

A las personas que confiaron en mí, dándome la fortaleza para alcanzar esta meta.

Sinceramente Gracias.

Diseño de un secador con bomba de calor con doble cámara

Por:

Román Fidel Sánchez Olivera

Resumen

El deshidratado de productos agrícolas en un secador con bomba de calor (HPD) es un método económicamente viable en la reducción del consumo de energía y en la obtención de productos de buena calidad.

El estudio del diseño y comportamiento de los elementos que componen un HPD, es esencial para obtener un diseño mejorado de un HPD.

En el presente trabajo se analizó el comportamiento del fluido refrigerante Difluoroclorometano (Freón 22) en la salida de los elementos de una bomba de calor para aire acondicionado, así como, una bomba de calor con sistema reversible adaptada a un túnel de secado con la finalidad de observar el comportamiento de ésta cuando se somete a diferentes temperaturas de aire de secado, el cual circula por el interior del túnel.

Se utilizaron 2 perfiles de temperatura de aire de secado: uno de forma escalonada iniciando en 20 °C y finalizando a 60 °C con un incremento de 5 °C cada 30 minutos; el otro perfil fue cíclico iniciando a 20° C y finalizando a 50 ° mC con un incremento de 20 °C cada 30 minutos. Para seleccionar el perfil de temperatura adecuado se considero el tiempo de secado y el aspecto del producto. La duración de las pruebas fue de aproximadamente 7 horas.

De las mediciones de temperatura y presión del fluido refrigerante en cada elemento de la bomba de calor con sistema reversible se obtuvieron parámetros importantes para el diseño conceptual del secador con bomba de calor con doble cámara (SBCDC). Concluyendo que el diseño del SBCDC es factible y está condicionado a la instalación de un intercambiador externo y de resistencias eléctricas con baja potencia, cuando las cámaras estén en modo de calentamiento.

Dirigida por: Dr. Juan Rodríguez Ramírez.

Design of a dryer with heat pump of double camera

By:

Roman Fidel Sanchez Olivera

Abstract

The dehydrated agricultural product in a dryer with heat pump (HPD) is an economically viable method in the reduction of the consumption of energy and in the obtaining of good quality product. The study of the design and behavior of the elements that compose a HPD is essential to obtain an improved design of this. In the present work the behavior of the cooling fluid Difluorochloromethane(Freon 22) in the exit of the elements of a heat pump was analyzed for conditioned air, as well as, a heat pump with adapted reversible system to a tunnel of drying with the purpose of observing the behavior of this one when it is put under different temperatures from drying air, which circulates around the interior of the tunnel.

Two profiles of temperature of drying air were used: one of stepped form initiating in 20 °C and finalizing to 60 °C with a 5 increase of °C every 30 minutes; the other profile was cyclical initiating to 20 °C and finalizing to 50 °C with an increase of 20 °C every 30 minutes. In order to select the suitable profile of temperature I consider the masking time and the aspect of the product. The duration of the tests was of approximately 7 hours.

From the measurements of temperature and pressure of the cooling fluid in each element of the heat pump with reversible system important parameters for the conceptual design of the dryer with heat pump were obtained with double camera (SBCDC). Concluding which the design of the SBCDC is feasible and is conditional to the installation of an external interchanger and electrical resistance with low power, when the cameras are in heating way.

Directed by: Dr. Juan Rodríguez Ramírez.

ÍNDICE

Índice.	Página
Lista de figuras, tablas y anexos.	iii
Capítulo I. Introducción.	
1.1. Introducción	1
1.2. Antecedentes	2
1.3. Planteamiento del problema	4
1.4. Justificación	5
1.5. Objetivos	6
1.6. Hipótesis	7
Capítulo II. Marco Teórico.	
2.1. Procesos reversibles	8
2.1.1. Ciclos termodinámicos	8
2.1.2. Eficiencia energética.	9
2.1.3. Ciclos reversibles	11
2.2. Bomba de calor	14
2.2.1. Compresor	18
2.2.2. Intercambiadores de calor	21
2.2.3. Válvula de expansión termostática (VET)	23
2.2.3.1. Operación básica de la VET	24
2.2.3.2. Cargas termostáticas	27
2.2.4. Fluido Refrigerante	30
2.2.5. Tuberías de conexión entre elementos	35
2.3. Correlaciones usadas para el cálculo del coeficiente de calor	36
2.4. Planteamiento del sistema global de ecuaciones	38
2.5. Bombas de calor acopladas a secadores	39
2.6. Propiedades del aire húmedo	41
2.7. Balance de masa de un secador de doble cámara	45

Capítulo III.	Metodología.	
3.1.	Materiales y métodos	52
3.1.1.	Métodos	52
3.1.2.	Descripción del equipo	54
3.1.2.1.	Túnel de secado	55
3.1.2.2.	Bomba de calor	55
3.1.2.3.	Bomba de calor con sistema reversible	57
3.2.	Descripción de medición de datos	58
3.2.1.	Sistema de medición y registro de datos	58
3.2.2.	Control de temperatura y flujo de aire.	59
3.3.	Procedimiento para el diseño de SBCDC	59
Capítulo IV.	Resultados.	
4.1.	Evaluación Experimental del equipo como deshumidificador.	62
4.2.	Evaluación Experimental del equipo como enfriador - deshumidificador.	72
4.3.	Funcionamiento del equipo con sistema reversible	77
4.4.	Diseño conceptual para un secador con bomba de calor con doble cámara.	84
4.5.	Calculo de capacidades de los elementos de la bomba de calor.	84
4.5.1.	Configuración del sistema de aire	89
4.5.2.	Configuración conceptual del gabinete	93
Capítulo V.	Conclusiones y recomendaciones.	
5.1.	Conclusiones	95
5.2.	Recomendaciones	97
Bibliografía.		99

Anexos	102
A. Configuración del SBCDC	102
B. Balances de materia y energía.	110
C. Calculo de la potencia de la bomba de calor	115
D. Datos de Experimentación.	118
E. Carta Psicométrica.	122

	Página
Lista de Figuras	
1. Proceso del refrigerante en un ciclo de Carnot.	13
2. Producción de frío y calor.	15
3. Válvula reversible de 4 vías.	17
4. Ciclo de la bomba de calor con sistema reversible	18
5. Ciclo de trabajo Teórico de un Compresor Ideal.	19
6. Válvula de Expansión Termostática. (VET)	23
7. Presiones que actúan sobre una VET	25
8. Curvas características de calentamiento de cargas Termostáticas	28
9. a) Curvas T,h,V b) Ciclo de refrigeración	32
10. Celda de aire donde se produce la deshumidificación	34
11. a) sistema del secador b) sistema de la bomba de calor	40
12. Diagrama de fases del agua	41
13. Principio de entradas y salidas de una operación unitaria	46
14. Diagrama esquemático del flujo de aire propuesto.	49
15. Transporte de masa o energía entre interfases	50
16. Reubicación de la posición del Intercambiador de calor interno en el túnel de secado	54
17. Túnel de secado durante el Experimento N° 1	55
18. Intercambiador de calor	56
19. Válvula de Expansión Termostática Mod. AVT-50	56
20. Válvula reversible de cuatro vías	57
21. Circuito de dirección de refrigerante.	58

22.	Comportamiento del refrigerante Freón 22 a la salida de la VET, con una carga de 0.340 Kg.	63
23.	Comportamiento del refrigerante Freón 22 a la salida de la VET con una carga de 0.485 Kg.	64
24.	Comportamiento del refrigerante Freón 22 a la salida del evaporador, con una carga de 0.340 Kg.	65
25.	Comportamiento del refrigerante Freón 22 a la salida del evaporador, con una carga de 0.485 Kg.	65
26.	Comportamiento del refrigerante Freón 22 a la salida del compresor, con una carga de 0.340 Kg.	66
27.	Comportamiento del refrigerante Freón 22 a la salida del compresor, con una carga de 0.485 Kg.	67
28.	Comportamiento del refrigerante Freón 22 a la salida del condensador, con una carga de 0.340 Kg.	68
29.	Comportamiento del refrigerante Freón 22 a la salida del condensador, con una carga de 0.485 Kg.	68
30.	Ciclo del Refrigerante Freón 22 con diferentes temperaturas del aire de secado, con una carga de 0.340 kg.	69 Y 70
31.	Ciclo del Refrigerante Freón 22 con diferentes temperaturas del aire de secado, con una carga de 0.485 kg.	71
32.	Comportamiento del refrigerante Freón 22 a la salida de la válvula de expansión termostática en el experimento 2	73
33.	Comportamiento del refrigerante Freón 22 a la salida del evaporador en el experimento 2	74
34.	Comportamiento del refrigerante Freón 22 a la salida del compresor en el experimento 2	75
35.	Comportamiento del refrigerante Freón 22 a la salida del condensador en el experimento 2	76
36.	Datos a la salida del Compresor del experimento 3	78
37.	Datos a la salida del Intercambiador de calor Externo del Experimento 3	79
38.	Datos a la salida de la Válvula de Expansión Termostática Nº 2 del experimento 3	80
39.	Datos a la salida de la Válvula de Expansión Termostática Nº 1 del experimento 3	81
40.	Datos a la salida del Intercambiador de calor Interno del Experimento 3	82
41.	Ciclo del Refrigerante freón 22 en el Experimento 3	85
42.	Configuración SBCDC	89
43.	Circuito de paso del refrigerante.	90
44.	Diagrama del SBCDC	92
45.	Configuración conceptual del gabinete del SBCDC	93
46.	Árbol de objetivos	102

47.	Rama de desempeño	103
48.	Rama de seguridad	104
49.	Rama de Apariencia	105
50.	Rama Económica	105
51.	Caja Negra	106
52.	Árbol de funciones	106
53.	Diagrama de la estructura funcional.	107
54.	Carta Morfológica.	108
55.	Carta Psicométrica	122

Lista de Tablas

I.	Temperaturas y Presiones de Evaporización y Condensación del Freón 22	31
II.	Tabla de Balances.	45
III.	Datos del producto a secar	49
IV.	Tabla de Entalpías.	84
V.	Datos obtenidos del ciclo del Refrigerante Freón 22	84
VI.	Datos calculados del ciclo del Refrigerante Freón 22	85
VII.	Tabla de correlaciones para determinar el coeficiente de transferencia convectiva.	85
VIII.	Comparación de porcentajes de operación de la bomba de calor a temperatura cíclica. 20 °C – 50 °C – 20 °C	87
IX.	Comparación de porcentajes de operación de la bomba de calor a temperatura escalonada de 20 °C a 60 °C	87
X.	Requerimientos de aire en el SBCDC	92
XI.	Casa de calidad	108
XII.	Datos de refrigerantes	114
XIII.	Datos del Experimento 1	117
XIV.	Datos del Experimento 2	118
XV.	Datos del Experimento 3	119

Nomenclatura

A	Área de paso del fluido.	m ²
a	Agua extraída del producto	kg
C	Calor específico	kJ/kg °C
COP	Coeficiente de desempeño	adim.
C _p	Capacidad calorífica	kJ/kg °C
C _s	Calor húmedo del aire húmedo	kJ/kg de a.
D _h	Diámetro hidráulico.	m
E _{BC}	Energía utilizada por la bomba de calor	W
E _p	Energía perdida por las paredes del túnel	W
E _{RE}	Energía Utilizada por la resistencia Eléctrica	W
E _{Rec}	Energía por recirculación del aire de secado	W
E _{TOT}	Energía necesaria para el proceso de secado	W
\dot{E}	Potencia consumida por el compresor.	W
e	Eficiencia térmica	adim.
e _{Carnot}	Eficiencia teórica	adim.
f	Factor de fricción.	adim.
f	Factor de conversión 860	adim.
f,wat	Condiciones del agua líquida saturada a la temperatura w	
G	Flujo por unidad de área	kg/m ² s
g	Aceleración de la gravedad.	m/s ²
g,T	Condiciones del vapor de agua a la temperatura T.	
H	Humedad absoluta	kg _{H2O} /kg _{ss}
H _R	Porcentaje de humedad relativa	%
H _s	Humedad de saturación	kg _{H2O} /kg _{ss}
h	Entalpía	kJ/kg
\dot{h}_D	Coeficiente de transferencia de masa	m/s
h	Entalpia	kJ/kg
h _i	Entalpía a la entrada del compresor.	kJ/kg
h _{is}	Entalpía isentrópica a la salida del compresor.	kJ/kg
h _o	Entalpía de salida del compresor.	kJ/kg

\dot{h}_w	Coeficiente de transferencia convectivo de calor.	W/m ² K
HP	Bomba de calor	
\dot{m}	Flujo másico del refrigerante en el compresor	m ³ /s ó kg/h
N_{ir}	Potencia de compresión del compresor	kW
η_c	Rendimiento volumétrico del compresor.	adm.
P	Presión	kPa
P	Perímetro de transmisión	m
PMO	Presión máxima de operación	kPa
p_s	Presión del vapor de agua a la temperatura t_s	kPa
pd	Producto a secar	
Q	Calor total transmitido	kW
$\dot{Q}_{Cond.}$ ó \dot{Q}_h	Potencia calorífica del condensador	kCal/h
\dot{Q}_{Evap}	Potencia frigorífica del evaporador	kCal/h
q	Flujo de calor por unidad de área	W/m ²
S,wat	Condiciones de aire saturado a la temperatura de pared	
T	Temperatura	°C
T_s	Temperatura de saturación	°C
T_θ	Temperatura inicial en cada vuelta del volumen del aire en la cámara	°C
t	Tiempo	s
U		
\dot{V}_s	Volumen desplazado por unidad de tiempo	M ³ /s ó kg/s
v	Velocidad	m/s
VET	Válvula de expansión termostática	
W	Trabajo	W
wat	Condiciones de la película de agua	
X	Titulo de vapor	

Letras griegas

α	Fracción de huecos	adim.
λ	Calor latente de evaporación a t_s	kJ/kg
θ	Ángulo que forma la dirección longitudinal del flujo con la horizontal.	Grados
Φ	Diámetro hidráulico	m
Φ	Temperatura a la entrada de las charolas del producto	°C
ρ	Densidad del fluido circulante	kg/m ³
ρ_i	Densidad del refrigerante a la entrada del compresor.	Kg/m ³
ξ	Porcentaje de pérdidas de calor al ambiente sobre la potencia consumida.	adim.
ε	Rugosidad absoluta	m
ε	Coefficiente de efecto frigorífico	adim.
ε_U	Coefficiente de utilización o efecto útil	adim.
η_V	Rendimiento volumétrico del compresor	adim.
η_c	Eficiencia del compresor	adim
μ	Viscosidad dinámica	Pa.s
τ_w	Esfuerzo cortante en la pared	N/m ²
ω	Cantidad de humedad	kg H ₂ O/kg a s.

Subíndices y superíndices

a	aire
cond	Condensador
comp	Compresor
c	Fuente fría
d	Secado
evp	Evaporador
G	Gas (subíndice).
f	Líquido (subíndice).
fg	Calor latente de la humedad de evaporación.
h	Fuente caliente

inc	Inicial.
j	Numero de sección.
p	Pérdidas
pd	Producto a secar.
s	Salida.
v	Vapor.
w	Pared de contacto con el fluido (subíndice).

Símbolos matemáticos

ΔT	Diferencia de Temperatura
dT_{sc}	Grado de subenfriamiento
$\frac{\partial}{\partial z}$	Derivada Diferencial Parcial en la dirección z

Capítulo I. Introducción

1.1. Introducción.

Los equipos para el secado de productos agrícolas, son aquellos que realizan la separación del agua del sólido por un medio térmico. Este proceso es uno de los métodos que tienen más uso intensivo de energía. No existen en México datos reportados del consumo de energía eléctrica utilizada en estas actividades para los productos agrícolas, los datos obtenidos de la Comisión Federal de Electricidad (CFE) en el informe anual 2003, reportan que el 10 % de la producción de energía eléctrica del país, es utilizada en actividades agrícolas en donde se clasifican las empresas dedicadas al deshidratado. En otros países la cantidad de energía eléctrica utilizada en operaciones de secado es alrededor de 6 % del total de su producción (Hodgett, 1976).

El diseño de mejores equipos de secado para productos agrícolas, nos lleva al uso eficiente de la energía. En la república mexicana, los productos agrícolas se deshidratan por secado solar o usando los secadores que utilizan leña, diesel y gas.

Existe un secador que incorpora una bomba de calor para la deshumidificación del aire de secado, el cual presenta una mayor eficiencia, un mejor control en la atmósfera de secado y en consecuencia, una mejor calidad de los productos (Rossi, Neves, Kicokbusch 1992., Birchall 1993., Prasertsan y Saen-Saby 1998). Aun con esta ventaja, se considera un equipo con alto consumo de energía para su operación, esto se debe a que parte de la energía generada es disipada al medio ambiente.

En el presente trabajo se pretende reutilizar parte de esta energía, por medio de una bomba de calor modificada con un condensador interno y uno externo, una válvula reversible que realiza los cambios de calentamiento y enfriamiento en los intercambiadores de calor internos (evaporador y condensador), y se propone un gabinete con doble cámara que se utiliza para la recuperación de calor del producto y del cambio de fases del refrigerante.

El estudio, el análisis y el diseño de un secador con bomba de calor de doble cámara (SBCDC), requiere el entendimiento claro de las características de funcionamiento, las variables de secado, los mecanismos de transferencia de calor y masa, las características del producto a secar y el manejo de las condiciones ambientales alrededor del sistema, por lo que el presente trabajo consistirá en:

- La configuración del sistema de secado, por medio de un diseño y pruebas experimentales en las cuales se evalúe la recuperación de calor y la deshumidificación del aire de secado.
- La realización de prueba y experimentación con un sistema reversible en un túnel de secado.

Finalmente, se pretende proponer el diseño de un secador con bomba de calor, donde la bomba de calor no sea ocupada solamente como medio para retirar la humedad extraída del producto por el aire de secado, si no que además, pueda utilizar parte de la energía que se disipa al medio ambiente en forma de calor, para aumentar la temperatura del aire de secado en una cámara y parte de la energía disipada al medio ambiente en forma de frío en la otra cámara, para disminuir la temperatura y retirar la humedad del aire de secado a través, de ciclos reversibles entre las dos cámaras.

1.2. Antecedentes

La mayoría de estudios e investigaciones de aplicación de la bomba de calor están realizados para sistemas de refrigeración (Braun, Bansal y Groll 2002, Montes, Blasco, Gaitán, Garca, González y Coverán; 2004, Rajapaksha y Suen 2004). En el proceso de secado, las bombas de calor solo son utilizadas con la finalidad de retirar la humedad extraída por el aire de secado. Cuando la bomba de calor se utiliza para generar calor para el secado, esta se encuentra junto con una resistencia eléctrica, teniendo un elevado consumo de energía. Los secadores con bomba de calor se encuentran en etapa experimental con la finalidad de reducir el consumo de energía y

lograr una mayor eficiencia sin sacrificar las condiciones de calidad de los productos. (Hodgett, 1976)

Las bombas de calor son equipos que se conocen desde hace tiempo, en 1777 fue reportado un experimento realizado con ácido sulfúrico y agua para la producción de hielo, logrando en 1810 un diseño de un aparato utilizando este principio (Moser y Schinitzer 1985). Cuarenta años después se construyó una maquina con un tipo de absorbedor, que funcionaba con ácido sulfúrico y agua, operado con una bomba manual. En 1862 se registraron varias patentes sobre la adsorción por medio de una bomba de calor que funcionaba con amoníaco y agua, así también se describieron varias aplicaciones futuras como la fabricación de hielo, el acondicionamiento del aire, el control en los procesos de fermentación, la concentración y separación de líquidos, la extracción de parafinas del petróleo crudo y la separación de sales en soluciones salinas.

Moser y Schnitzer (1985), señalaron que los ciclos de absorción de una bomba de calor ofrece la posibilidad de aprovechar los procesos reversibles y minimizar la pérdida de grandes cantidades de energía, por lo que se han realizado muchas propuestas para mejoras en las bombas de calor, pero estas propuestas son más teóricas que prácticas. Se han realizado estudios en el diseño de mejores bombas de calor integradas a secadores, utilizando diferentes tipos de refrigerantes basados en la teoría termodinámica de las bombas de calor, considerando estudios de diagramas de entalpía, entropía, evaluaciones de los ciclos de absorción, diseño de intercambiadores de calor, análisis de eficiencia y propiedades térmicas de los productos.

Rossi y et al. (1992), presentaron un estudio donde realiza una evaluación energética y termodinámica de una bomba de calor, aplicada al secado de vegetales mostrando una configuración de un Secador con Bomba de calor (HPD) utilizada en el experimento. Los resultados obtenidos revelan un ahorro alrededor del 40 % de ahorro de energía en comparación de los secadores tradicionales que ocupan resistencias eléctricas.

Prasertsan y et al. (1996), Exponen en un documento técnico la realización de una comparación de tres configuraciones de HPD para determinar el mejor desempeño en la extracción de humedad, concluyendo que cada uno presenta particularidades específicas para la función requerida, como la deshumidificación o la recuperación de calor. Estos estudios muestran la importancia de los secadores con bomba de calor y el ahorro de energía en el proceso de secado.

1.3. Planteamiento del problema

El secado de productos agrícolas se realiza de manera tradicional al aire libre, motivo por el cual no es posible controlar las condiciones de secado y la calidad del producto, siendo necesario un clima soleado, pues en caso contrario se producen pérdidas por la contaminación y las condiciones atmosféricas que deterioran el producto, no hay evidencia confiable acerca del nivel de estas pérdidas, pero se asume que los beneficios de las técnicas mejoradas superan los costos (Boateng y Axtell 1998).

En la actualidad el procedimiento de secado de productos agrícolas realizadas por pequeños agricultores o huertos familiares, se realiza con equipos que manejan condiciones de temperatura constante, como son los secadores por gas, de resistencias eléctricas y solares, los cuales realizan una deshidratación bastante agresiva afectando las características físicas del producto, como es el color y la forma, además se incrementan los costos de operación. (Axtell y Bush 1991)

El uso de secadores de pequeña escala destinadas a productos de autoconsumo y venta local, no ha tenido una buena aceptación entre los productores debido al nivel de las pérdidas, calidad y destino final de productos secados al sol, el costo de inversión, tamaño y operación de equipos de secado.

Las consideraciones mencionadas afectan la disposición y la habilidad de la población para adquirir una tecnología adecuada de secado a pequeña escala.

En el pasado, la atención se centraba en la calidad del producto, dejando de lado las circunstancias cotidianas que llevan a la gente a establecer sus prioridades para la adquisición de tecnología, por lo que es necesario contar con un equipo de bajo costo en el consumo de energía, de tamaño doméstico, que no contamine con gases de combustión y que sea de fácil operación.

Con secadores de bomba de calor, se puede variar y controlar la temperatura y la humedad, éstos tienen un mejor desempeño, un mejor ahorro de energía de operación y mejor calidad de los productos que con los secadores eléctricos o de gas (Rossi y et al.1997). El ahorro energético, se refleja en la disminución de los costos de producción.

Aun con las ventajas que ofrecen los secadores con bomba de calor para la deshumidificación del aire de secado, no existe un equipo que utilice la energía que se transmite al medio ambiente, lo que proporcionaría una mayor eficiencia y un menor costo energético. La disminución del uso de energía eléctrica utilizada en la bomba de calor y en los ventiladores del secador, harían mas rentable el secado de productos.

1.4. Justificación:

Basándose en comparaciones con secadores de resistencias eléctricas, de gas y el de bomba de calor este último proporciona una mayor eficiencia en su desempeño y consumo de energía (Rossi y et al. 1992).

Un HPD convencional, proporciona un control adecuado de las condiciones de secado debido a la condensación de humedad a bajas temperaturas, puede trabajar como medio de enfriamiento y calentamiento.

Cuando se realiza el proceso de enfriamiento-deshumidificación, parte de energía se disipa al medio ambiente en forma de calor, cuando el proceso se invierte a calentamiento, la temperatura del aire de secado se incrementa y la energía se disipa al medio ambiente en forma de frío.

El HPD convencional, tiene el inconveniente de disipar gran cantidad de energía al medio ambiente, por lo tanto, se pretende realizar el diseño de un secador con bomba de calor de doble cámara, que reutilice parte de la energía que se transfiere al medio ambiente, con el objeto de lograr un ahorro sustancial de energía en el proceso de secado.

1.5. Objetivo general:

Estudiar el comportamiento de una bomba de calor con sistema reversible acoplada a un secador, con la finalidad de proponer el diseño conceptual de un secador con bomba de calor de doble cámara de tamaño doméstico (SBCDC) para productos agrícolas.

1.5.1. Objetivos específicos

- Analizar el comportamiento de una bomba de calor, integrada a un túnel de secado cuando varía la temperatura del aire de secado.

- Analizar el funcionamiento reversible de calentamiento enfriamiento de una bomba de calor incorporada a un túnel de secado.
- Caracterizar la interacción de los sistemas de bomba de calor y del sistema del aire de secado que intervienen en el diseño del SBCDC, mediante el método de procesos de diseño.
- Calcular los elementos de la bomba de calor con ciclo reversible y del sistema del aire de secado.
- Realizar el diseño conceptual del CBCDC.

1.6. Hipótesis:

El estudio del comportamiento de los elementos que componen una bomba de calor cuando se incorpora a un secador, permitirá proponer el diseño de un secador con bomba de calor de doble cámara que aproveche en forma más efectiva la energía disipada al medio ambiente, utilizando parte de ella en el proceso de secado de productos agrícolas.

Capítulo II. Marco Teórico.

2.1. Procesos Reversibles

La termodinámica, como ciencia fenomenológica, es una ciencia macroscópica, basada en leyes generales inferidas de experimentos, independiente de cualquier modelo microscópico de la materia. Su objetivo es, obtener relaciones entre propiedades macroscópicas de la materia cuando ésta se somete a algún proceso. La termodinámica se desarrolló como una tecnología mucho antes de convertirse en ciencia. Una de las preguntas más motivadoras de este desarrollo surgió de cuestiones prácticas, como la de poder calcular la cantidad de trabajo que se puede obtener de una cantidad conocida de carbón o de otro combustible. Las aplicaciones de la termodinámica dependen de los conceptos del sistema termodinámico, de los alrededores, del equilibrio entre éstos (Balzhiser y Samuels 1979).

Un sistema termodinámico es un espacio determinado por fronteras reales o imaginarias, tomado para el estudio de la energía y sus transformaciones. Al hablar de una región en el espacio, surge el término de frontera, esto es, la región que separa al sistema del resto del universo físico. En la mayoría de los casos, la frontera está constituida por las paredes del recipiente que contienen al sistema (fluidos, radiación electromagnética) o su superficie exterior (superficie de los metales, gota de agua, membrana superficial), puede darse el caso en que la frontera del sistema sea una superficie abstracta, representada por alguna condición matemática como en el caso de una porción de masa de un fluido en reposo o en movimiento.

2.1.1. Ciclos termodinámicos.

Un ciclo termodinámico se define como un sistema, en donde una serie de procesos termodinámicos durante los cuales, el fluido de operación se somete a transformaciones que comprenden transiciones de energía, y a continuación retorna a sus condiciones iniciales después de haber realizado un trabajo sobre otros sistemas.

Generalmente, el estudio de los ciclos termodinámicos se lleva a cabo suponiendo que el sistema es un fluido perfecto, que funciona en una máquina igualmente perfecta, es decir, suponiendo que el ciclo es ideal que se constituye por una serie de transformaciones termodinámicas ideales, como las adiabáticas (sin flujo de calor hacia o desde el sistema), isobáricas (a presión constante), isocóras (a volumen constante) e isotérmicas (a temperatura constante). Son llamados ciclos ideales por ser prototipos de ciclos prácticos, su estudio representa una gran parte de la termodinámica aplicada. En la práctica, los ciclos reales difieren de los ideales debido a las irreversibilidades inevitables y a otras razones de índole práctica. El estudio del ciclo ideal, da resultados útiles que se aplican a los ciclos reales y el análisis de dispositivos reales muestran dónde difieren los ciclos reales de los ideales para aproximar la operación de estos (Wark 1991).

Un proceso reversible es aquél que se lleva a cabo de manera tal que el sistema y todos sus alrededores pueden regresar a sus estados iniciales efectuando el proceso inverso

Un ciclo termodinámico inverso busca lo contrario al ciclo termodinámico de obtención de trabajo. Se aporta trabajo externo al ciclo para conseguir que la transferencia de calor se produzca de la fuente más fría a la más caliente, al revés de como tendería a suceder naturalmente. Esta disposición se emplea en las máquinas de aire acondicionado y en refrigeración.

2.1.2 Eficiencia energética.

La eficiencia de una máquina térmica se define como el trabajo desarrollado dividido por el calor que es extraído de la fuente caliente, como se muestra en la ecuación,

$$e = \frac{W}{Q_h}, \quad (1)$$

Si la eficiencia de una máquina fuera del 100%, no se requeriría de una reserva fría, y la energía no se derrocharía.

Carnot demostró con la ecuación siguiente, que la reserva fría es siempre requerida y que la máxima eficiencia teórica de una máquina a calor depende solo de la temperatura de las dos reservas, las máquinas térmicas pueden operar entre 2 temperaturas las cuales limitan la eficiencia de la máquina (Abbott y Vanness 1991).

$$e_{\text{Carnot}} = \frac{(T_c - T_h)}{T_h}. \quad (2)$$

Existen otras limitaciones para la eficiencia de una máquina. En una máquina de calor real es siempre inevitable la pérdida de energía, por fricción, conducción del calor, radiación, que reducen la eficiencia. Estas son consideraciones que dependen del mecanismo interno con el cual operan las máquinas.

El concepto de C.O.P. (Coefficient of Performance) en refrigeración, es sinónimo de Eficiencia Energética en el evaporador. El C.O.P. se define “oficialmente” como “La cantidad de refrigeración obtenida de una máquina dividida entre la cantidad de energía que se requiere aportar para conseguir esta refrigeración (ASHRAE 1993)”.

$$\text{COP} = \frac{\text{Calor cedido por el condensador}}{\text{Calor suministrado por el compresor}} = \frac{(h_4 - h_1)}{(h_4 - h_3)}. \quad (3)$$

En este coeficiente no se incluyen los consumos auxiliares de energía eléctrica necesarios para el funcionamiento de bombas y ventiladores.

El calor cedido por el condensador es igual al calor extraído por el evaporador más el calor suministrado por el compresor se tiene en la siguiente formula,

$$\text{COP} = \frac{(h_3 - h_1) + (h_4 - h_3)}{(h_4 - h_3)}, \quad (4)$$

que el calor cedido por el medio ambiente y el suministrado por el compresor son variables y dependen de la temperatura del aire que circula por el evaporador, por lo que el COP de una bomba de calor es variable, generalmente suele ser de 3 para una temperatura del aire en el evaporador de 8 °C, siendo que del 100 % de la potencia calorífica obtenida en el condensador, el 33 % corresponde a la potencia suministrada por el compresor y el resto, el 67 % corresponde a la potencia absorbida por el evaporador del medio ambiente. El COP aumenta con la temperatura del aire del evaporador; en el orden de 2.7 para temperaturas bajo cero y del orden de 3.5 para temperaturas superiores a los 12 °C (bdd. Univ. de Zaragoza Esp. 2003).

El rendimiento global de la bomba de calor será ligeramente inferior al COP descrito, ya que a la potencia suministrada por el compresor hay que sumarle el rendimiento del grupo de elementos del motor-compresor y los consumos de los ventiladores que forzan el paso del aire por el condensador y por el evaporador.

Con la bomba de calor funcionando como refrigeración en el evaporador se obtiene una disminución de la temperatura del aire, mientras que en el condensador se obtiene una elevación de la temperatura del aire (calefacción). Mediante una válvula reversible es posible invertir la dirección del refrigerante, cambiando entonces el ciclo calor-frío en frío-calor, con lo cual el evaporador funcionaría como condensador y este como evaporador.

2.1.3. Ciclos reversibles

Los procesos termodinámicos reversibles o transformaciones (reversibles) que llevan al sistema de un estado de equilibrio a otro estado también de equilibrio, desde un estado inicial (i) a un estado final (f) tal que, tanto el sistema como el medio externo pueden reintegrarse desde el estado final (f) a su estado inicial (i), de forma que no se

origine ningún cambio exterior al sistema ni a su medio ambiente. El estudio de un ciclo reversible nos permite conocer:

- a) Las magnitudes termodinámicas (presión volumen o temperatura) desconocidas a partir de los datos suministrados, aplicando ecuaciones que describen cada una de las transformaciones.
- b) El calor, el trabajo, la variación de energía interna y de entropía en cada proceso.
- c) El calor absorbido, el calor cedido al medio y el trabajo realizado, comprobando el principio de conservación de la energía, así como el rendimiento del ciclo.

El ciclo de Carnot inverso es considerado como el estándar de comparación dentro de los ciclos de refrigeración dado de que por ser ideal da el rendimiento máximo posible para un proceso cíclico (Shavit y Gutfinger 1995).

El ciclo de Carnot inverso en el cual el calor se transfiere desde un nivel de baja temperatura a uno de alta temperatura, considerando la segunda ley de la termodinámica no es posible a menos que se emplee energía externa. La máquina térmica ideal que opera de acuerdo al ciclo de Carnot consiste en dos procesos isotérmicos, en los que el calor $Q_{\text{evap.}}$ se absorbe a la temperatura inferior (T_2) y el calor $Q_{\text{cond.}}$ se rechaza a una temperatura alta (T_4) complementando el ciclo con dos procesos adiabáticos. El ciclo requiere de adición de trabajo neto W al sistema. Como la diferencia de energía interna ($\Delta u = 0$) para el refrigerante, la primera ley de la termodinámica se escribe $W = Q_{\text{Cond.}} - Q_{\text{Evap.}}$. El ciclo de Carnot esta compuesto por cuatro procesos totalmente reversibles, como se muestra en la figura 1.

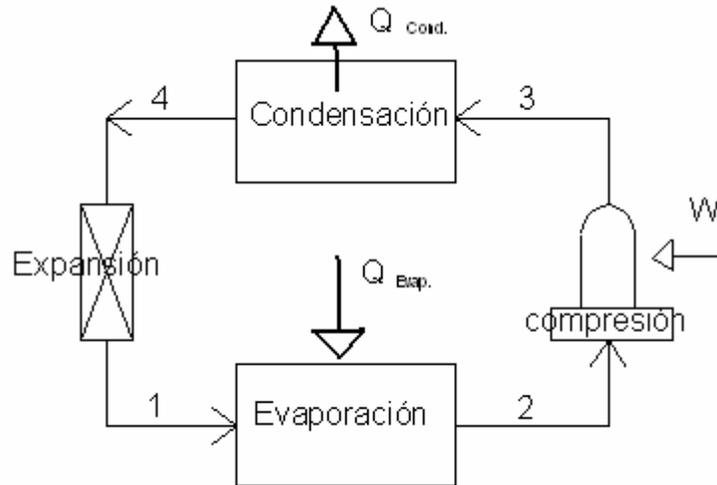


Figura 1. Procesos del refrigerante en un ciclo de Carnot

De 1 a 2 se realiza una evaporación isobárica e isotérmica a una temperatura T_2 donde se suministra al refrigerante una cantidad de calor Q , por medio del contacto indirecto con una sustancia mas caliente que cede calor al refrigerante haciéndolo hervir, pasando al estado de vapor.

De 2 a 3 se realiza una compresión isoentrópica o adiabática, donde el refrigerante pasa de una temperatura T_2 a una T_3 (donde $T_3 > T_2$) al realizarse un trabajo sobre el refrigerante. En esta etapa el refrigerante ha salido del evaporador en forma de vapor a baja presión y entra al compresor en donde aumenta la presión y la temperatura del refrigerante.

De 3 a 4 se lleva a cabo una condensación isobárica e isotérmica a una temperatura T_4 al ceder una cantidad de calor Q al medio receptor. El refrigerante en forma de vapor comprimido a alta presión se introduce a un intercambiador de calor, que al contacto en forma indirecta con un fluido de menor temperatura, el refrigerante cede calor pasando del estado de vapor a líquido logrando su condensación

El ciclo de Carnot se completa con la expansión isoentrópica o adiabática donde el refrigerante pasa de una temperatura T_4 a la temperatura inicial T_1 donde ($T_4 > T_1$), debido al cambio de alta presión a baja presión realizada por la válvula de control.

2.2. Bomba de calor.

La bomba de calor consiste esencialmente de los siguientes elementos necesarios para realizar el ciclo de Carnot. Un compresor, un condensador, una válvula de expansión y un evaporador conectados en serie, formando un circuito cerrado por donde circula un fluido refrigerante como se muestra en la figura 1.

La bomba de calor es muy conocida por su aplicación en los equipos de aire acondicionado para edificios y para la producción, transportación y preservación de alimentos y bebidas. En la industria es utilizada para la producción de hielo y la deshumidificación de gases. Con lo que respecta a la conservación de alimentos es utilizada en el secado de éstos a bajas temperaturas y para la deshumidificación del aire de secado.

El funcionamiento de la bomba de calor se basa en el sistema del ciclo inverso de Carnot dando un efecto frigorífico o un efecto térmico. La energía utilizada para el funcionamiento de la bomba de calor es la electricidad, utilizada por el motor eléctrico siendo el elemento que aporta el trabajo externo, (segunda ley de la termodinámica) pero tiene la particularidad sobre los sistemas convencionales de generación de secado o enfriamiento de que por cada kW; consumido por el motor de la bomba de calor se obtiene el equivalente a 2,580.0 kCal., aproximadamente, tres veces mas que por efecto joule, $3 \times 860 = 2,580.0$ kCal; La razón de este elevado rendimiento es precisamente el aprovechamiento de la energía del medio ambiente (Ramírez 1994).

Si se intenta obtener simultáneamente calor y frío, se pueden reunir el ciclo de Carnot con el ciclo de la bomba de calor en un ciclo común (A,B,C,D) como se muestra en la figura.2., donde el ciclo frigorífico de Carnot está representado por el contorno (1,2,3,4), mientras que el ciclo de la bomba de calor por el (a,b,c,d). Así se tiene la ventaja de poder trabajar con un solo fluido (refrigerante), un solo compresor, y un solo elemento de expansión. El inconveniente del ciclo combinado radica en la relación constante entre el calor y el frío producidos, ya que no se intercambia calor con el medio ambiente.

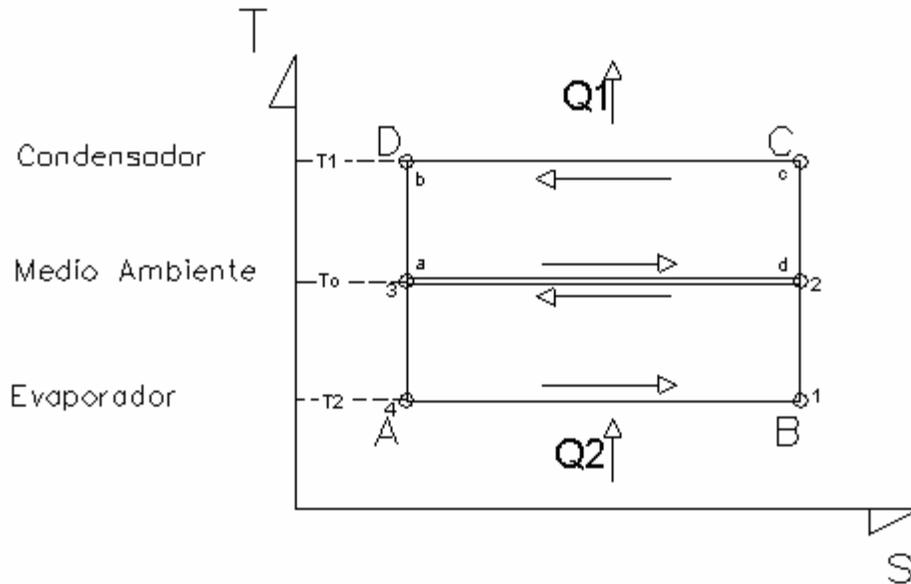


Figura 2. Producción de frío y calor

La cantidad de calor tomada del área a refrigerar viene dada por Q_2 y viene relacionada con el calor cedido al calentamiento Q_1 , por:

$$Q_1 = Q_2 + T, \quad (5)$$

El coeficiente de efecto frigorífico del ciclo es:

$$\varepsilon = \frac{Q_2}{T}, \quad (6)$$

El coeficiente de utilización, o efecto útil ε_u , está caracterizado por la suma de las cantidades de calor utilizados, con respecto al trabajo aplicado, en la forma:

$$\varepsilon_u = \frac{Q_1 + Q_2}{T} = |Q_1 = Q_2 + T| = \frac{Q_2 + T + Q_2}{T} = \frac{2Q_2}{T} + 1 = 2\varepsilon + 1, \quad (7)$$

Por lo que el calor cedido al foco de la temperatura superior es mayor al trabajo suministrado.

Las irreversibilidades reducen el valor del coeficiente de utilización ϵ_u ; en la práctica, el ciclo común “máquina frigorífica-bomba de calor”, se puede realizar en instalaciones con fluidos condensables, o con aire. La bomba de calor moderna combina, en la misma máquina, el calentamiento y la refrigeración de un cierto espacio, mostrándose el desempeño del COP en cada función.

a) Cuando se necesita enfriamiento, el sistema de bomba de calor funciona como un acondicionador de aire, extrayendo un calor Q_2 de un espacio y eliminando al medio ambiente o a un fluido secundario (aire o agua) un calor Q_1 .

En esta operación, el COP viene dado por la expresión:

$$\text{COP}_{\text{enfriamiento}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}, \quad (8)$$

b) Cuando la bomba de calor funciona en el ciclo de calentamiento, extrae calor del medio ambiente y la disipa en el espacio requerido, siendo:

$$\text{COP}_{\text{calentamiento}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}. \quad (9)$$

La eficiencia de la bomba de calor COP, es la relación entre la energía útil obtenida de la bomba de calor (calentamiento y refrigeración) y la empleada en el compresor, de la forma:

$$\text{COP}_{\text{Bomba de calor}} = \frac{(h_2 - h_3) + (h_1 - h_4)}{h_2 - h_1}. \quad (10)$$

El rendimiento de una bomba de calor cuando opera para calentamiento aumenta si la diferencia de temperatura ($T_2 - T_1$) disminuye, al igual que ocurre en un refrigerador ó en un acondicionador de aire. La bomba de calor puede aportar el 30%

de las necesidades máximas de calentamiento extrayendo calor de un espacio con temperatura de 3 °C.

Normalmente, con temperaturas de 20-30 °C, aporta el 70% de las necesidades totales de calentamiento del espacio requerido. Si se usa una bomba de calor para el enfriamiento de aire de una área, el evaporador se encuentra dentro del área y el condensador en el exterior; en la operación para calentamiento, el evaporador se encuentra, en el exterior del área a calentar y el condensador en el interior. No es rentable tener dos juegos del equipo o tener que darle la vuelta, por lo que cada uno de los intercambiadores de calor (uno dentro y el otro fuera del área) deben funcionar como condensador y como evaporador, según el tipo de operación; esto se consigue mediante una válvula de inversión del ciclo, Fig. 3.

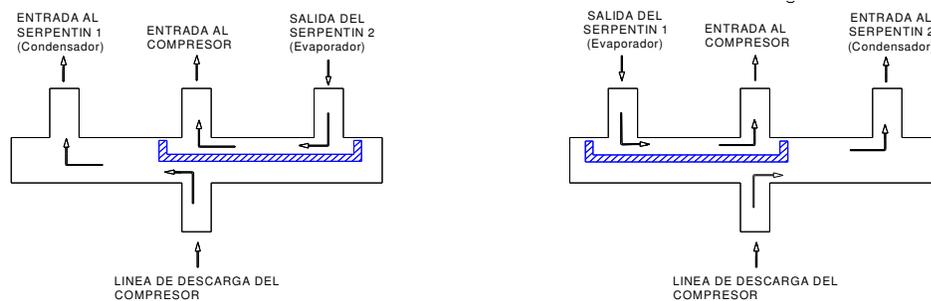


Figura 3. Válvula reversible de 4 vías,
(a) modo selenoide energizado (b) modo desenergizado.

Con este elemento, la dirección del refrigerante cambia de acuerdo a la condición requerida, como se muestra en la figura 4; la línea llena indica la dirección del flujo para el funcionamiento en modo de calentamiento y la línea a trazos es para el modo de enfriamiento. Se observa que la dirección del flujo por el compresor es siempre la misma, sin importar el modo de operación.

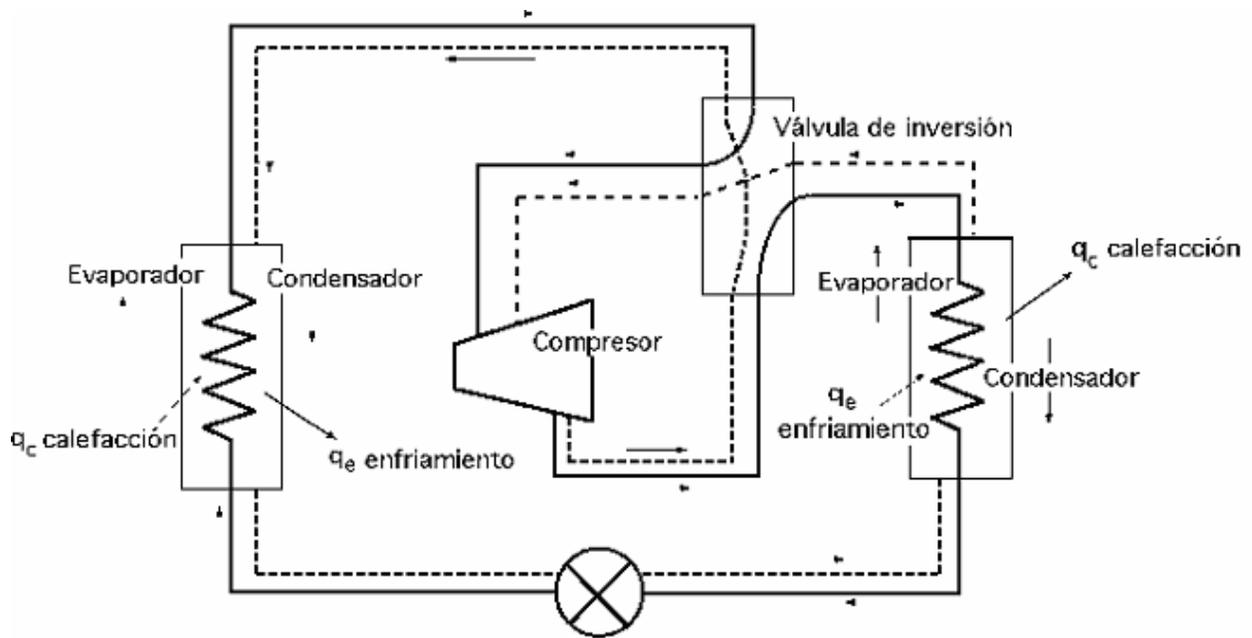


Figura 4. Ciclo de la bomba de calor con sistema reversible

Para el cálculo de la bomba de calor los elementos que se tienen en cuenta son el compresor, el evaporador, el condensador, la válvula de expansión, los conductos de conexión y los accesorios. Los datos de los elementos se encuentran en catálogos comerciales (Catálogo Carrier 2003, Tabla de datos Tecumseh 2002).

Se debe encontrar el punto de equilibrio del sistema para las temperaturas de foco caliente y frío, que son definidas por los datos requeridos de operación y se proporcionan como datos de salida el estado termodinámico del refrigerante en cada punto del sistema así como parámetros de funcionamiento del sistema (COP, capacidad frigorífica, etc.), carga necesaria de refrigerante, evolución de temperaturas y presiones en los intercambiadores, potencia necesaria para accionar las bombas y/o ventiladores del sistema.

2.2.1. Compresor

El compresor es una máquina térmica que tiene por finalidad aportar energía a los fluidos compresibles (gases y/o vapores) sobre los que operan, para hacerlos fluir,

aumentando al mismo tiempo su presión, admite gas o vapor a una presión p_1 dada, descargándolo a una presión p_2 superior. (Fig. 5.)

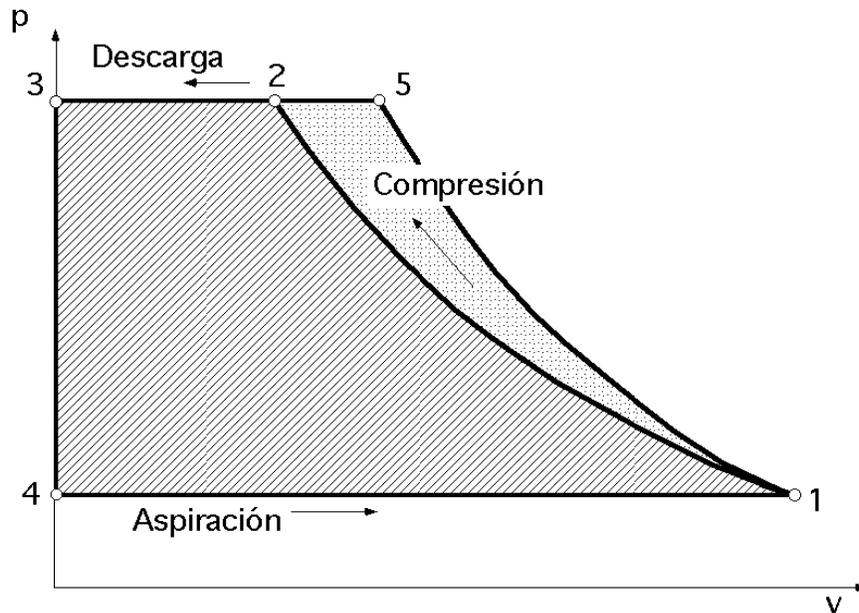


Figura 5. Ciclo de trabajo teórico de un compresor ideal, sin pérdidas, con espacio muerto nulo y con un gas perfecto.

La energía necesaria para efectuar este trabajo la proporciona un motor eléctrico.

Las funciones que realiza el compresor son:

- Remover el refrigerante en forma de vapor desde el evaporador, de tal manera que la presión y la temperatura deseada se puedan mantener.
- Incrementar la presión del refrigerante en forma de vapor a través del proceso de compresión y simultáneamente incrementar la temperatura del refrigerante de tal manera que pueda ceder su calor al medio refrigerante del condensador.

Idealmente, el compresor comprime isentrópicamente el refrigerante en forma de vapor que proviene de la línea de succión a baja presión, descargándolo a la línea a una alta presión como se muestra en la figura 5 (proceso 2-3), el trabajo mecánico del

compresor es agregado al refrigerante, incrementando su entalpía. La compresión es normalmente un proceso politrópico que uno isentrópico debido a que la condición adiabática reversible no es prácticamente alcanzable (Prasertsan S y col 1998). El refrigerante en forma de vapor sobrecalentado expulsa el calor por medio del condensador, convirtiéndose en líquido subenfriado (proceso 3-4) antes de expandirse isentalpicamente a través de la válvula de expansión (proceso 4-5). El refrigerante a baja presión es vaporizado por el evaporador y en efecto extrae el calor de los alrededores del sistema.

En el compresor, cuando más alta es la presión de succión, más alta la temperatura de evaporación y cuanto más baja la presión de descarga, más baja la temperatura de condensación, estos son los factores que afectan la eficiencia térmica del compresor, es conveniente obtener un pequeño rango de presión descarga/succión. Si este rango es alto, la operación del compresor será forzada y por consiguiente no podrá operar en forma segura. El rango máximo de presión descarga/succión, para el amoníaco es de 10 veces la presión de succión con relación a la presión de descarga y para el freón es de 11 veces.

La presión de succión es determinada por el balanceo de la carga y capacidades del evaporador y compresor. La capacidad del evaporador es determinada por la abertura de la válvula de expansión y por el área de transferencia de calor o altura del líquido en el evaporador.

La mayoría de los compresores se diseñan para trabajar en unas condiciones operativas fijas y determinadas, de acuerdo con el proceso al que van destinados. No obstante, siempre se pueden presentar emergencias que obliguen a variaciones en las condiciones de operación. La capacidad de un compresor es el gasto másico de fluido que circula por el compresor, que debe ser controlado en forma manual o automática, para contrarrestar los aspectos negativos que puedan aparecer. En refrigeración es utilizado válvulas de expansión termostáticas o de presión además de termostatos que paran el funcionamiento del motocompresor.

Tres ecuaciones caracterizan el comportamiento de un compresor para la bomba de calor: una ecuación para el flujo másico trasegado, otra para la potencia consumida y otra para la entalpía de salida.

El flujo másico trasegado por un compresor para la bomba de calor, puede ser calculado de la siguiente manera:

$$\dot{m} = \rho_i \dot{V}_s \eta_v ; \quad (11)$$

La potencia absorbida por el compresor puede ser calculada de la siguiente forma:

$$\dot{E} = \frac{\dot{m} (h_{is} - h_i)}{\eta_c} . \quad (12)$$

El cálculo de las condiciones termodinámicas del refrigerante a la salida del compresor se realiza introduciendo el calor transferido al ambiente como se muestra en la siguiente expresión.

$$h_o = h_i + \frac{h_{is} - h_i}{\eta_c} (1 - \xi) . \quad (13)$$

2.2.2. Intercambiadores de calor (condensador y evaporador).

El condensador es un intercambiador de calor en el cual el calor extraído por el refrigerante en el evaporador más el calor añadido por el proceso de compresión es disipado a un medio condensante se expresa como.

$$\dot{Q}_{\text{Cond.}} = \dot{Q}_{\text{Evap.}} + (f)(N_{ir}) . \quad (14)$$

El refrigerante en forma de vapor a alta temperatura y alta presión que sale del compresor está supercalentado y este supercalentamiento se retira en la línea de gas caliente del compresor y en la primera porción del condensador donde la temperatura del refrigerante es disminuida a su punto de saturación, y el vapor se condensa en líquido.

El cálculo de la potencia calorífica evacuada en el condensador se puede realizar por medio del ciclo real con la fórmula.

$$\dot{Q}_{\text{Cond.}} = \dot{m}(h_2 - h_3) . \quad (15)$$

El evaporador es un aparato destinado a la producción de frío en el interior de un recinto mediante la absorción de calor del mismo, utilizando para ello la vaporización de un líquido, es el segundo intercambiador de calor del sistema, para su cálculo se debe de tener en cuenta la capacidad frigorífica, entendiéndose como la cantidad total de calor que puede pasar a través de la superficie de intercambio, absorbida del ambiente o del aire de secado que se utiliza para la vaporización del refrigerante.

La operación de este elemento se encuentra muy dependiente del funcionamiento de la válvula de expansión termostática (VET) los cuales se encuentran interrelacionados. Cualquier cambio en el evaporador provoca un ajuste de la VET y viceversa. (Ansal 2001)

Los intercambiadores de calor pueden ser tratados con diferentes niveles de modelado dependiendo del grado de precisión requerido por el usuario. El modelo más simple consiste en tratarlos como intercambiadores de los cuales se conoce el área y el coeficiente global de intercambio térmico, como se muestra en la siguiente expresión.

$$q = UA \Delta T_{1m} . \quad (16)$$

El cálculo del calor intercambiado entre refrigerante y fluido secundario se realiza usando **el método eficiencia-NTU**. Este modelo simple permite calcular la influencia de

un intercambiador de área conocida en el funcionamiento del ciclo de refrigeración sin necesidad de mayor detalle.

Se considera que un intercambiador está formado básicamente por dos fluidos que intercambian calor a través de una serie de contornos sólidos ó paredes, formados en este caso por una combinación de tubos y aletas.

2.2.3. Válvula de expansión termostática (VET)

La **Válvula de Expansión Termostática (VET)** provee una excelente solución al problema del control del flujo de refrigerante hacia dentro de un evaporador del tipo de expansión directa, regula el flujo de refrigerante manteniendo constante el recalentamiento en la salida del evaporador. A medida que el recalentamiento en la salida se incrementa por el aumento de la carga de calor en el evaporador, la VET incrementa el flujo de refrigerante, hasta que el recalentamiento regresa al valor preestablecido. A la inversa, la VET disminuye el flujo de refrigerante como resultado de una reducción de la carga de calor en el evaporador. El efecto de este tipo de control es el que permite optimizar la utilización de la superficie efectiva del evaporador en todas las condiciones de operación.

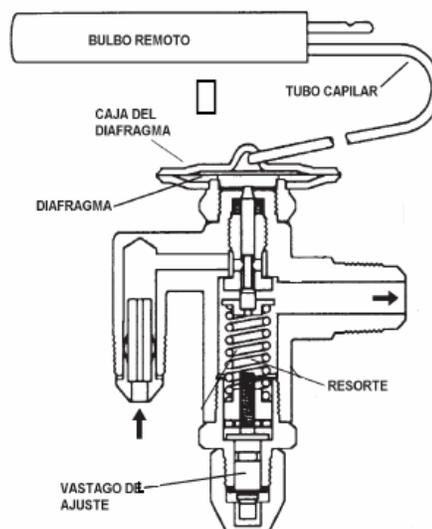


Figura 6. Válvula de Expansión Termostática (VET) (ANSAL 2001)

La válvula de expansión termostática ofrece una ventaja adicional cuando se carga el sistema con refrigerante. Cuando se usa una VET, la carga de refrigerante del sistema usualmente no es tan crítica como lo es con otros dispositivos de expansión. La operación apropiada de una válvula de restricción fija y, en menor medida, de una válvula de expansión automática, depende de si se tiene la cantidad correcta de refrigerante en el sistema.

2.2.2.1. Operación básica de la VET

La válvula de expansión tiene un bulbo sensor conectado a la VET a través de un tubo capilar, que transmite la presión del bulbo hasta la parte superior del diafragma de la válvula. El conjunto bulbo sensor, tubo capilar y diafragma es conocido como elemento termostático. El diafragma es el componente actuante de la válvula y su movimiento es transmitido al conjunto eje y portaeje por medio de una ó dos varillas de empuje, permitiendo que el eje se mueva, entrando y saliendo del orificio de la válvula. El resorte de recalentamiento está ubicado debajo del portaeje y una guía de resorte lo mantiene en su lugar. En las válvulas ajustables externamente, se tiene un vástago de ajuste que permite alterar la presión del resorte.

Hay tres presiones fundamentales que actúan sobre el diafragma de la válvula y afectan su operación: Presión de bulbo sensor (P1), presión del equilibrador (P2), y presión equivalente de resorte (P3) (figura 7).

La presión de bulbo sensor es una función de la temperatura de la **carga termostática**, de la sustancia dentro del bulbo. Esta presión actúa sobre la parte superior del diafragma de la válvula, causando que la válvula se mueva hacia una posición más abierta. Las presiones del equilibrador y del resorte actúan juntas debajo del diafragma, haciendo que la válvula se mueva hacia una posición más cerrada. Durante la operación normal de la válvula, la presión del bulbo sensor debe ser igual a la suma de las presiones del resorte y del equilibrador, $P1 = P2 + P3$

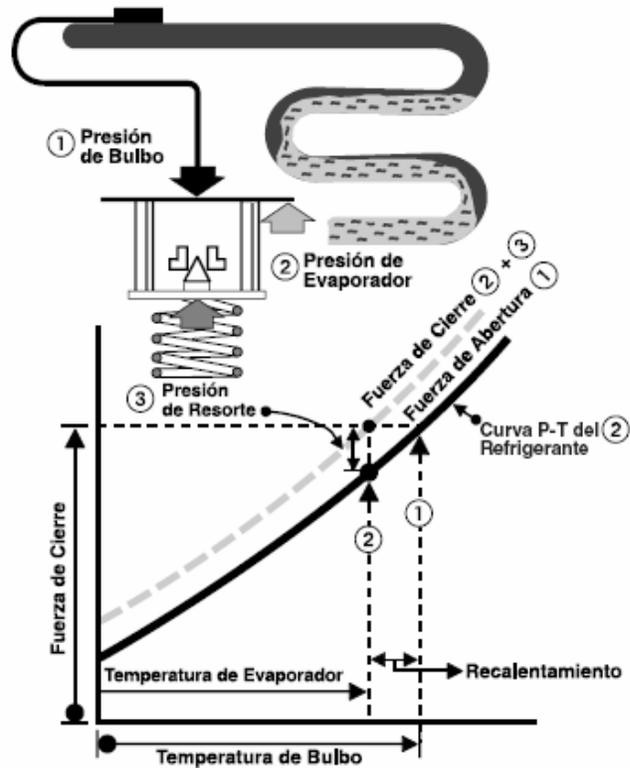


Figura 7. Presiones que actúan sobre una VET (ANSAL 2001)

La presión equivalente de resorte se define como la fuerza del resorte dividida entre el área efectiva del diafragma. El área efectiva del diafragma es la parte del área total del diafragma que es usada efectivamente por las presiones de bulbo y del equilibrador para suministrar sus respectivas fuerzas de abertura y cierre. La presión equivalente de resorte es, en lo esencial, constante una vez que la válvula ha sido ajustada al recalentamiento deseado. Como resultado, La VET funciona controlando la diferencia entre las presiones de bulbo y del equilibrador, por medio de la presión de resorte. La función del bulbo sensor es “sentir” la temperatura del vapor de refrigerante al salir del evaporador. Idealmente, la temperatura de bulbo es exactamente igual a la temperatura del vapor de refrigerante. A medida que la temperatura de bulbo aumenta, la presión de bulbo también aumenta, haciendo que el eje se mueva alejándose del orificio de la válvula, permitiendo un mayor flujo de refrigerante hacia dentro del evaporador. La válvula continúa abriéndose hasta que la presión del equilibrador incrementa lo suficiente, de tal manera que la suma de presiones del equilibrador y del resorte se equilibra con la presión de bulbo. A la inversa, a medida que la temperatura de bulbo disminuye, la presión de bulbo disminuye haciendo que el eje se mueva hacia

el orificio, permitiendo un menor flujo de refrigerante hacia dentro del evaporador. La válvula continúa cerrándose hasta que la presión del equilibrador disminuye lo suficiente de tal manera que la suma de presiones del equilibrador y resorte se equilibra con la presión de bulbo.

Un cambio en la temperatura del vapor de refrigerante en la salida del evaporador es causado por uno de dos eventos:

- 1) La presión del resorte es cambiada por medio del ajuste de la válvula, y
- 2) Un cambio en la carga térmica del evaporador.

Cuando la presión del resorte es aumentada girando el ajuste de válvula en dirección de las manecillas del reloj, se disminuye el flujo de refrigerante hacia dentro del evaporador. La temperatura del vapor en la salida del evaporador aumenta, dado que el punto donde el refrigerante se vaporiza completamente, se mueve más atrás dentro del evaporador, dejando una mayor superficie de evaporador para calentar el refrigerante a su forma gaseosa. Las temperaturas reales del vapor de refrigerante y bulbo serán controladas en el punto donde la presión de bulbo se equilibra con la suma de las presiones del equilibrador y del resorte. A la inversa, cuando la presión del resorte es disminuida girando el ajuste de la válvula en dirección contraria a las manecillas del reloj, incrementa el flujo de refrigerante hacia dentro del evaporador y disminuyen las temperaturas del vapor de refrigerante y del bulbo. La presión de resorte determina el recalentamiento de control de la válvula. Aumentar la presión de resorte aumenta el recalentamiento, disminuir la presión de resorte disminuye el recalentamiento.

Un aumento en la carga térmica del evaporador hace que el refrigerante se evapore a mayor velocidad. Como resultado, el punto de completa vaporización del flujo de refrigerante se mueve más atrás dentro del evaporador. Las temperaturas de vapor de refrigerante y bulbo aumentan, causando un incremento en la presión de bulbo y que la válvula se mueva en dirección de abrir, hasta que las tres presiones se equilibran. A

la inversa, si se reduce la carga térmica en el evaporador, causa una disminución en las temperaturas de vapor y bulbo y provoca que la válvula se mueva en la dirección de cerrar hasta que las tres presiones se equilibran. A diferencia de un cambio en la presión de resorte debido a un ajuste de válvula, un cambio en la carga en el evaporador no afecta apreciablemente el recalentamiento de control de una válvula de expansión termostática, esto se debe al hecho de que las VETs son diseñadas para mantener en lo esencial constante la diferencia entre las presiones de bulbo y del equilibrador, y por ende, controlan el recalentamiento sin importar la carga térmica, cuando opera en condiciones normales de un sistema de aire acondicionado.

2.2.3.2. Cargas Termostáticas

El bulbo sensor de la VET transmite presión a la parte superior del diafragma por medio del tubo capilar. La **carga termostática** es la sustancia dentro del bulbo sensor que responde a la temperatura de la línea de succión para crear presión de bulbo. Está diseñada para permitir que la VET opere a un nivel satisfactorio de recalentamiento dentro de un rango específico de temperaturas de evaporación.

El tema de cargas termostáticas puede explicarse describiendo las categorías de clasificación de cargas. Estas categorías son las siguientes:

1. Carga Líquida
2. Carga Gaseosa
3. Carga Líquida-Cruzada
4. Carga Gaseosa-Cruzada
5. Carga de Absorción

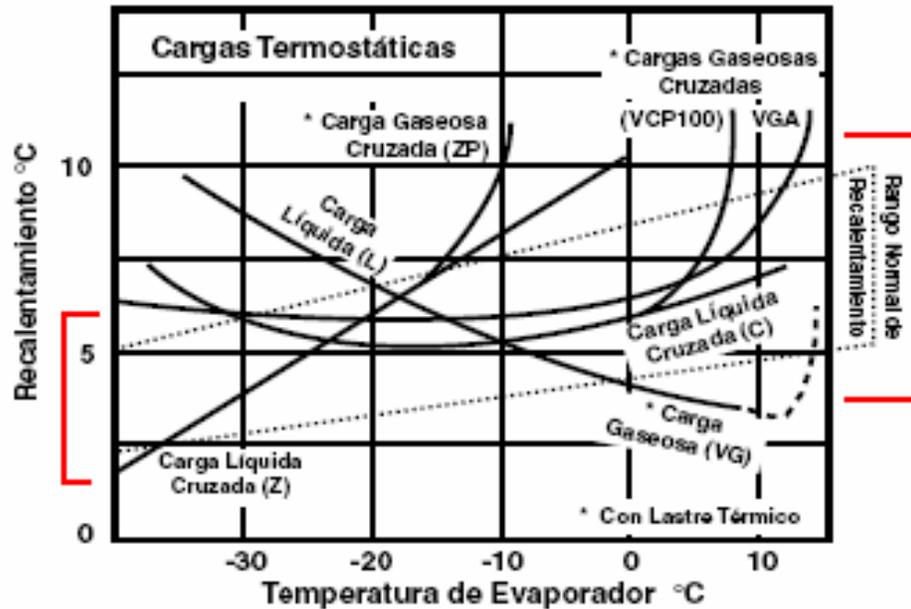


Figura 8. Curvas características de calentamiento de cargas termostáticas (ANSAL 2001)

La carga líquida convencional consiste en el mismo refrigerante en el elemento termostático que el usado en el sistema de refrigeración, mientras que la carga líquida-cruzada consiste en una mezcla de refrigerantes. El término **carga cruzada** surge del hecho que la característica presión-temperatura de la mezcla de refrigerantes cruzará en algún punto la curva de saturación del refrigerante del sistema.

Tanto la carga líquida como la líquida-cruzada tienen suficiente líquido, de manera que el bulbo, tubo capilar y la cámara del diafragma siempre tendrán algún líquido en todas las condiciones de temperatura. Esta característica previene la **migración de carga** de la carga termostática que se alejará del bulbo sensor si la temperatura del mismo se vuelve mayor que las otras partes del elemento termostático. La migración de carga provoca la pérdida del control de la válvula. Una característica adicional de estas cargas es la ausencia de una característica de **Presión Máxima de Operación (PMO)**. Una carga termostática con una característica de PMO, causa que la VET disminuya su respuesta de apertura cuando la presión del evaporador excede un valor predeterminado, restringiendo así el flujo hacia el evaporador y limitando la presión de evaporador a la cual el sistema puede operar.

Similarmente, la carga gaseosa consiste en que se usa el mismo refrigerante en el elemento termostático y en el sistema de refrigeración, mientras que la gaseosa-cruzada consiste en una mezcla de refrigerantes. A diferencia de las cargas de tipo líquido, ambas cargas gaseosas se distinguen por tener una carga gaseosa en el elemento termostático que condensa una cantidad diminuta de líquido cuando la VET opera dentro de su rango normal de operación. Esta característica provee a la válvula con una PMO a la temperatura de bulbo a la cual la parte líquida de la carga se convierte en gas. Por encima de esta temperatura de bulbo, un incremento de la temperatura no incrementa significativamente la presión de la carga termostática, limitando la presión máxima del evaporador al nivel al cual el sistema puede operar. Una desventaja de este tipo de carga termostática es la posibilidad de migración de carga. La carga de adsorción consiste de un gas no-condensable y un material adsorbente localizado en el bulbo sensor. A medida que la temperatura del bulbo aumenta, el gas es expulsado (desorbido) fuera del material adsorbente incrementando la presión del bulbo. A la inversa, a medida que la temperatura del bulbo disminuye, el gas es adsorbido y por tanto la presión del bulbo disminuye. De igual manera que las cargas líquidas y líquida cruzada, la carga de adsorción no provee una PMO, y no migrará.

Estas aplicaciones usualmente requieren una carga termostática limitante de la presión (tipo PMO) para limitar la carga del compresor durante un rápido incremento de la carga térmica del sistema. La carga limitante de la presión hace que la VET cerrada permanezca hasta que la presión de evaporador del sistema se reduce por debajo de la PMO de la carga, permitiendo bajar rápidamente la temperatura hasta las condiciones deseadas. Las cargas limitantes de presión de algunas válvulas también pueden ayudar a reducir el problema de alternativamente sobrealimentar y subalimentar el evaporador, problema que es usualmente llamado **oscilación** o **ciclaje**. La cantidad de oscilación depende del diseño del serpentín del evaporador, de la tubería de la línea de succión en el lugar del bulbo sensor y de la variabilidad de la carga térmica del evaporador. La oscilación puede causar una reducción en la capacidad del sistema y una variación perceptible en la presión de evaporador en sistemas de un solo evaporador. Si la oscilación es severa puede resultar en retorno de líquido ocasional. (Ansal, 2001)

Para ayudar a reducir o a eliminar la oscilación de la válvula muchas cargas termostáticas limitantes de la presión tienen la característica de diseño **FLOWMASTER** introducida por la empresa Sporlan en 1948. Este diseño incorpora un **lastre térmico** en la carga para ayudar a estabilizar el control de la válvula. Originalmente, se creía que una VET altamente sensitiva estaría mejor capacitada para reducir la oscilación. Se demostró que este concepto era incorrecto para la mayoría de las aplicaciones de aire acondicionado y bombas de calor y, en realidad, se encontró que frecuentemente agravaba los problemas de oscilación. Una VET menos sensitiva a la temperatura que usa una carga termostática limitante de la presión diseñada específicamente para resolver este problema, ha probado ser la mejor solución para estas aplicaciones.

El modelo de la válvula termostática consiste de dos ecuaciones de comportamiento, la primera supone flujo isoentálpico del flujo a su paso por la válvula y la segunda es la ecuación que fija el recalentamiento deseado a la salida del evaporador. Para mayor facilidad de su comprensión se ha modelado considerando que tiene un comportamiento isoentálpico. El efecto que tiene sobre el sistema es el de fijar un sobrecalentamiento útil a la salida del evaporador, de modo que regula la caída de presión hasta conseguir el nivel de sobrecalentamiento deseado. En forma de ecuación puede ser escrita del siguiente modo (Montes et al.,2004).

$$h_{vO} = f(h_{vi}) \quad (17)$$

2.2.4. Fluido Refrigerante

Los fluidos refrigerantes deben tener ciertas propiedades termodinámicas de tal manera que condensen y evaporen a las temperaturas adecuadas, para lograr su objetivo. Un fluido puede evaporar a mayor temperatura cuando se eleva su presión, pero los compresores no pueden alcanzar cualquier presión y los evaporadores y condensadores no deben trabajar a sobrepresiones ni depresiones elevadas

respectivamente. Por otra parte, los fluidos refrigerantes no deben ser tóxicos, ni inflamables, ni reaccionar con los materiales que constituyen la máquina.

Los fluidos halogenados presentan las mejores propiedades ya que trabajan en las temperaturas y presiones adecuadas para esta aplicación y no son tóxicos ni inflamables. No obstante, pueden contribuir a la destrucción de la capa de ozono. Si al final de su vida útil se liberan en el ambiente, la incidencia de rayos ultravioleta sobre estas sustancias hace que se fotodisocien quedando libres radicales de cloro, que acaban siendo transportados a la estratosfera donde reaccionan con el ozono destruyéndolo. Por estas razones, la utilización de estos refrigerantes está restringida por ley.

El desarrollo de la tecnología frigorífica y de la Bomba de Calor ha estado siempre ligada a la investigación en el campo de los refrigerantes. Actualmente el fluido con el que funcionan prácticamente la totalidad de las Bombas de Calor en el mundo es el R-22, (HCFC-22) cuya fórmula química es CHClF₂. El R-22 únicamente tiene un átomo de cloro y por tanto resulta menos perjudicial para la capa de ozono que los CFC's.

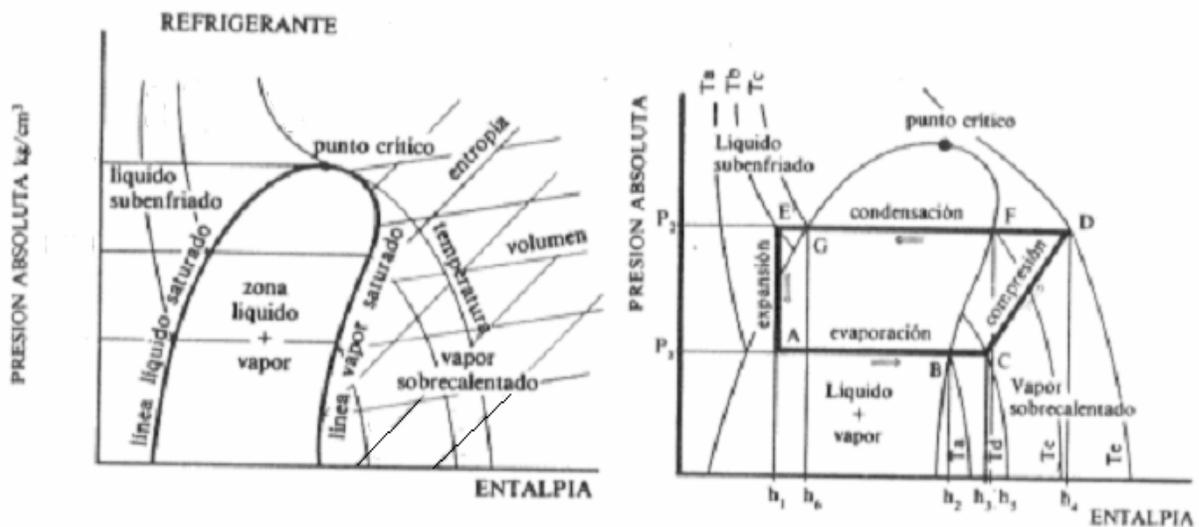
No obstante, y en virtud del reglamento de la Unión Europea 3093/94, se ha establecido un programa de reducción progresiva de utilización de los HCFC's, de forma que la producción de R-22 finalizará en el año 2014.

En cuanto a las temperaturas y presiones de funcionamiento en la aplicación de Bomba de Calor del R-22 estas suelen ser:

Tabla I de Temperaturas y Presiones de Evaporización y condensación del Freón 22			
Temperaturas		Presiones (Kg. /cm² abs.)	
Evaporador	Condensador	Evaporador	Condensador
+25°C	+70°C	10,5	30,5

El R-22 es el refrigerante más utilizado para la aplicación de la bomba de calor. Su denominación es Difluordiclorometano y es un gas incombustible, no inflamable, ni tóxico, carente de efectos perjudiciales sobre los productos alimenticios y con un punto de ebullición de $-40.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ a la presión atmosférica.

Para entender los cambios termodinámicos que sufre el refrigerante dentro de la bomba de calor se utiliza el diagrama presión-entalpía (P-h), representando en él las familias de curvas de temperatura, entropía y volumen constante. (Figura 9)



La línea que engloba la campana representa la zona de líquido-vapor, es donde se produce el cambio de estado del refrigerante. La zona de la derecha de la línea de vapor saturado, representa el sector del vapor sobrecalentado. La zona de la izquierda de la línea de líquido saturado, representa el sector del líquido subenfriado.

Las ecuaciones que se plantean para cada fluido circulante son las siguientes.

Para el fluido interno (Refrigerante Freón 22)

En el caso de un evaporador o condensador se establece un flujo bifásico con cambio de fase. Se asume que el flujo por el interior de los tubos es anular y

estacionario con lo que un modelo de flujos separados se puede considerar adecuado en este caso. Las ecuaciones de comportamiento de este tipo de flujo son:

$$G = \rho v = \text{Constante}, \quad (18)$$

$$\frac{dp}{dz} = \frac{2f \cdot G^2 (1-x)^2}{D_h \rho_f} \Phi_f^2 + G^2 \frac{d}{dz} \frac{x^2}{\rho_g} + \frac{(1-x^2)}{\rho_f (1-\alpha)} + (\alpha \rho_g + (1-\alpha) \rho_f) g \sin \theta, \quad (19)$$

$$AG \frac{\partial}{\partial z} \left(x \left(i_g + \frac{G^2 x^2}{2\rho_g^2 \alpha^2} \right) + (1-x) \left(i_f + \frac{G^2 (1-x)^2}{2\rho_f^2 (1-\alpha)^2} \right) \right) + AG \frac{\partial}{\partial z} (z g \sin \theta) = Ph(T_w - T). \quad (20)$$

La ecuación de continuidad establece la conservación del flujo másico y de la velocidad de masa a lo largo de un circuito de refrigerante (condensador o evaporador). Este valor es conocido de las condiciones de entrada al intercambiador por lo que G es una variable conocida en el análisis.

Para el caso del aire de secado, las ecuaciones de comportamiento son las de la conservación de masa, la de la cantidad de movimiento y la de la conservación de la energía. En el caso de una celda elemental de cálculo como la mostrada en la figura 1, se plantean las siguientes ecuaciones (Threlkeld 1970):

$$(-\dot{m}_a) di = dQ - \dot{m}_a \cdot dW \cdot i_{f, \text{wat}}, \quad (21)$$

$$dQ = \left[\dot{h}_c (T - T_{\text{wat}}) + \dot{h}_D (W - W_{s, \text{wat}}) (h_{g, T} - h_{f, \text{wat}}) P dz \right], \quad (22)$$

$$-\dot{m}_a dW = \dot{h}_D P dz (W - W_{s, \text{wat}}), \quad (23)$$

$$\frac{dp}{dz} = - \frac{d(\rho v^2)}{dz} - f \frac{1}{2D_h} \rho v^2. \quad (24)$$

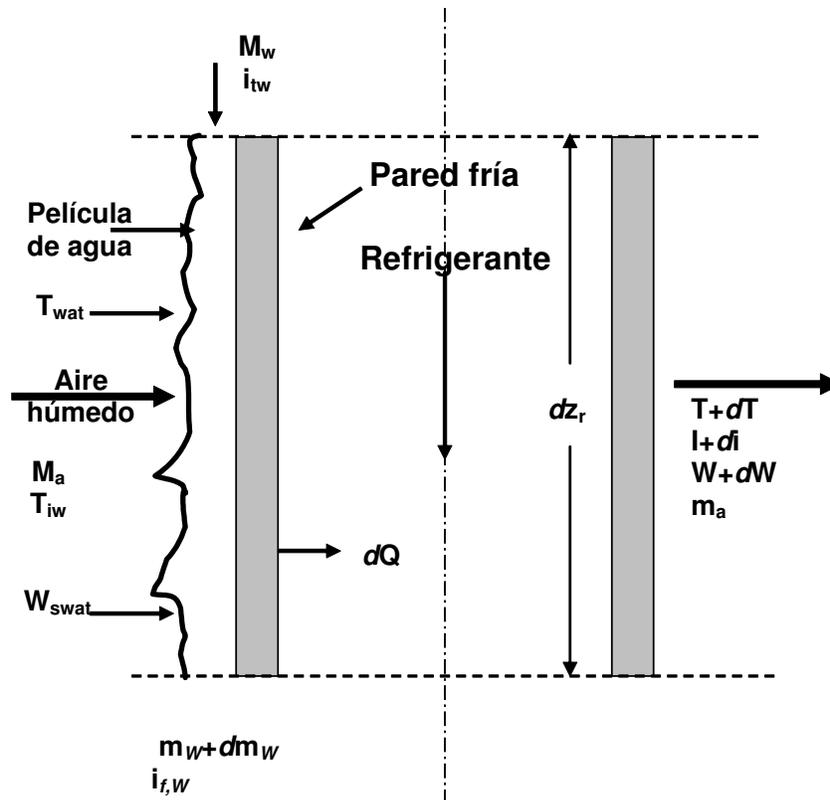


Figura 10. Celda de aire donde se produce la deshumidificación

La aproximación seguida para calcular el proceso de deshumidificación es el recomendado por Threlkeld (1970).

La figura 10; muestra el caso general de una celda de aire donde la deshumidificación del aire se produce al entrar en contacto con una superficie fría y una película de agua se produce en la superficie del tubo y de las aletas. Existe una capa límite del aire cerca de la superficie del agua. La hipótesis principal es que el aire en contacto con la película de agua está saturado a la temperatura de la película, T_{wat} . De esta forma, la transferencia de calor se puede expresar como función de la diferencia de entalpías de la siguiente forma:

$$dQ = \frac{\dot{h}_w}{b_w} (h - h_{s, wat}) P dz ; \quad (25)$$

Donde el coeficiente \bar{h}_w se toma de correlaciones empíricas (Wang 1996,1997).

El efecto convectivo del fluido que está en contacto con la superficie del sólido puede estar en movimiento laminar, o en movimiento turbulento, y éste movimiento puede ser causado por fuerzas externas, es decir, ser convección forzada; o por gradientes de densidad inducidos por las diferencias de temperatura, y será convección natural. Además puede estar cambiando de fase (ebullición o condensación). En cualquiera de los casos anteriores el mecanismo de transferencia es complejo. Independientemente de la naturaleza particular del proceso de transferencia, el flujo de calor en la superficie se expresa como

$$Q = \bar{h}A_s(T_s - T_\infty) = \frac{(T_s - T_\infty)}{1/\bar{h}A_s}, \quad (26)$$

Proporcional a la diferencia de temperaturas de la superficie y del fluido respectivamente, y \bar{h} es el coeficiente convectivo de transferencia de calor o coeficiente pelicular. Esta ecuación se conoce como la ley de Newton del enfriamiento, y más que una ley fenomenológica, define el coeficiente de transferencia de calor h . Cualquier estudio sobre convección se reduce en últimas al estudio de los medios por los cuales puede determinarse h , el cual depende de las características de la capa límite, que a su vez está influenciada por la geometría de la superficie, por la naturaleza del movimiento del fluido y de una variedad de propiedades termodinámicas y de transporte del fluido.

2.2.5. Tuberías de conexión entre elementos

Es necesario considerar 3 tramos de la tubería: la línea de succión entre el evaporador y el compresor, la línea de descarga entre el compresor y el condensador y la línea de líquido entre el condensador y la válvula de expansión. Debido a la caída de presión y la transferencia de calor del fluido que circula por estas líneas. El cálculo de la transferencia de calor con el ambiente se puede realizar, usando un modelo de

eficiencia-NTU. El coeficiente de transferencia de calor externo se calcula dependiendo del tipo de condición elegida, convección forzada ó natural.

La caída de presión se calcula incluyendo los términos de fricción, aceleración del flujo y gravedad. También se pueden incluir las caídas de presión provocadas por elementos accesorios como filtros, visores, codos y de más conectores (Coberan et al. 1998).

2.3. Correlaciones usadas para el cálculo del Coeficiente de transferencia de calor, factor de fricción y fracción de huecos.

Para el análisis y determinación entre los fluidos (aire de secado y refrigerante) en cambio de fase y los contornos sólidos limitantes en la condensación y evaporización es prácticamente inabordable su integración analítica (Eckert 1972, Jacob 1949) así como la dificultad en el estudio del caso del fenómeno que se presenta en el flujo bifásico (condensación y vaporización) del sistema de la bomba de calor hace incluso difícil la formulación de las ecuaciones de conservación en forma diferencial (Hsu 1976, Collier 1981), por lo que se utilizan las correlaciones empíricas y semiempíricas presentadas en trabajos científicos como son

- Correlación para el cálculo del factor de fricción en una sola fase obtenida por Churchill (1977).

$$f_f = 8 \left(\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{3/2}} \right)^{1/12}, \quad (27)$$

donde: $A = (2.457 \ln (1.0 / ((\frac{7}{Re})^{0.9} + 0.27 \frac{\epsilon}{D})))^{16};$ $B = (\frac{37530}{Re})^{16};$

$$T_w = \frac{f}{4} \cdot \frac{G^2}{2\rho}; \quad Re = \frac{GD}{\mu};$$

- Correlación para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el Evaporador para una sola fase propuesta por Gnielinski (1976)

$$\text{Re} \geq 2000 \quad \text{Nu} = \frac{(f/8)(\text{Re} - 1000) \text{Pr}}{1 + 12.7 \sqrt{(f/8)(\text{Pr}^{2/3} - 1)}}, \quad (28)$$

donde $f = (1.82 \log_{10} \text{Re} - 1.64)^{-2}$ y $\text{Pr} = \frac{C_p \cdot \mu}{\lambda},$

$$\text{Re} \leq 2000, \quad \text{Nu} = 3.66;$$

- Correlación propuesta por Dobson (1998) para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el condensador, la cual se basa en la división del fenómeno de condensación en dos regiones una de flujo anular y otra de flujo ondulado, la correlación para flujo anular.

$$\text{Nu}_{\text{anular}} = 0.023 \text{Re}_l^{0.8} \text{Pr}_l^{0.4} \left(1.0 + \frac{2.22}{X_{tt}^{0.889}}\right); \quad (29)$$

Para el caso del flujo ondulado.

$$\text{Nu}_{\text{Wavy}} = \frac{0.023 \text{Re}_{vo}^{0.12}}{1 + 1.11 X_{tt}^{0.58}} \left(\frac{\text{Ga} \cdot \text{Pr}_l}{\text{Ja}_l}\right)^{0.25} + (1 - \theta_1 / \pi) \text{Nu}_{\text{forced}}; \quad (30)$$

donde $\text{Re}_{vo} = \text{GD}/\mu_g$ de Jaster y Kosky (1976) se obtiene:

$$(1 - \theta_1 / \pi) = \frac{\arccos(2\varepsilon_g - 1.0)}{\pi}.$$

La fracción másica se recomienda su cálculo con la correlación de Zivi. Los demás parámetros se calculan de la siguiente manera.

$$Nu_{\text{forced}} = 0.0195 Re_1^{0.8} Pr_1^{0.4} \Phi_1(X_n), \quad \Phi_1(X_n) = \sqrt{1.376 + \frac{c_1}{X_{tt}^{c_2}}};$$

$$\text{si } 0 < Fr_1 < 0.7, \quad c_1 = 4.172 + 5.48 Fr_1 - 1.56 Fr_1^2 \quad \text{y} \quad c_2 = 1.773 - 0.169 Fr_1$$

$$\text{y si } Fr_1 \geq 0.7, \quad c_1 = 7.242 \quad \text{y} \quad c_2 = 1.655$$

- Correlación para el cálculo del esfuerzo cortante en la pared del área de transferencia y obtener la pérdida de carga en un fluido de dos fases obtenida por Friedel (1979)

$$\Phi_{lo}^2 = \frac{T_w}{(T_w)_{lo}} = E + \frac{3.23FH}{Fr^{0.045} We^{0.035}}; \quad (31)$$

$$\text{Donde} \quad E = (1 - x_g)^2 + x_g^2 \frac{\rho_l f_{go}}{\rho_g f_{lo}}, \quad F = x_g^{0.78} (1 - x_g)^{0.224}, \quad H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0.91} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0.7}$$

$$Fr = G^2 / (gD\rho_H^2), \quad We_e = G^2 D / (\rho_H \sigma), \quad \rho_H = \rho_l \rho_g / (x_g \rho_l + (1 - x_g) \rho_g).$$

- Correlación desarrollada por Premoli (1987) es de interés por minimizar los errores de predicción en la densidad del líquido. Debido a que las diferencias de densidad están directamente relacionadas con las predicciones de la masa del refrigerante, la cual es conveniente para destinarse a aplicaciones en el cálculo de la fracción volumétrica de Vapor.

$$\epsilon_g = \frac{1}{1 + \left(\frac{1 - x_g}{x_g}\right)(\rho_g / \rho_l)s}; \quad (32)$$

$$\text{Donde} \quad s = 1 + F1 \sqrt{(y/1 + yF2) - yF2};$$

$$F1 = 1.578 Re_1^{-0.19} (\rho_l / \rho_g)^{0.22}, \quad F2 = 0.0273 We_1 Re_1^{0.51} (\rho_l / \rho_g)^{-0.08} \quad \text{y} \quad y = \frac{\epsilon_{g \text{ homolog}}}{1 + \epsilon_{g \text{ homolog}}}$$

$$\epsilon_{g \text{ homolog}} = \frac{1}{1 + \left(\frac{1 - x_g}{x_g}\right)\left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)}$$

2.8. Planteamiento del sistema global de ecuaciones

Las ecuaciones disponibles para cada elemento y las variables a resolver (dos variables termodinámicas en cada punto del sistema y el flujo másico circulante) se muestra que falta una ecuación de cierre para resolver el problema. La ecuación de conservación de la masa total del refrigerante en el sistema es la que cierra el sistema (Coberán et al. 1998). Los valores de entrada a cada uno de los submodelos usados son la presión, entalpía, y flujo másico a la entrada y salida. De esta manera, usando las funciones termodinámicas adecuadas es posible conocer cualquier otra propiedad termodinámica. Así, el problema se reduce a la resolución de un sistema de ecuaciones no lineales donde las incógnitas a resolver son la presión y entalpía en cada punto y el flujo másico circulante.

El sistema de ecuaciones se puede resolver usando un algoritmo modificado de Powell. Este algoritmo es una variación del método de Newton y usa una aproximación en diferencias finitas en el cálculo del Jacobiano. (User Guide for MINPACK-1, 1980).

2.4. Bombas de calor acopladas a secadores para productos agrícolas

La aplicación de bombas de calor en el proceso de secado es una tecnología que involucra un uso eficiente de la energía, una deshumidificación correcta del aire de secado, además de disminuir el tiempo de secado, por lo que constantemente es tomada en cuenta para la investigación y desarrollo en el proceso de secado,

La bomba de calor acoplada con un secador es un sistema complejo debido a la interdependencia de todos sus elementos, un solo cambio en uno de sus componentes influye inevitablemente en los otros. El cambio se produce en forma dinámica, aumentando así el problema del comportamiento transitorio del sistema, (Prasertsan S. y cols 1996.) por lo que parte del proceso de secado no está muy comprendido ya que una considerable porción de energía consumida en HPD está asociada con el sobre diseño de equipo, la pobre capacidad de características de retorno del aire y de operación del estado no estable (Strumillo C. et al. 1987).

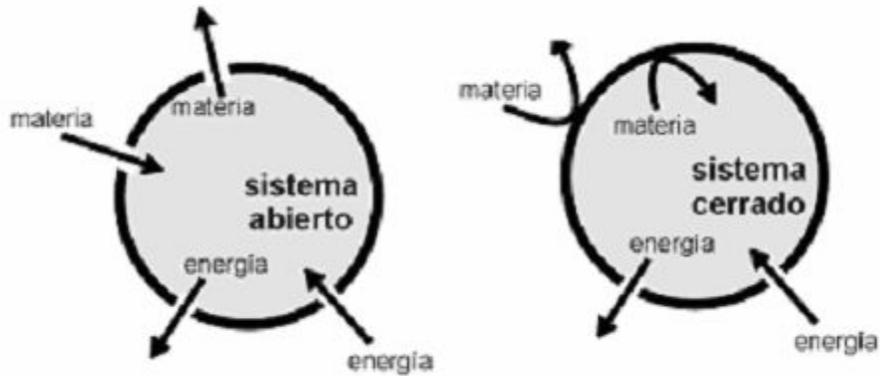


Figura 11. a) Sistema del secador b) sistema de la bomba de calor

Para el análisis de secador con bomba de calor se debe de tomar en consideración la interacción de dos subsistemas, el primero que corresponde al secador, siendo este el conjunto de elementos que intervienen en el movimiento del aire (ductos, cámaras, ventiladores), considerado como un subsistema abierto como se muestra en la figura 11. a). debido al intercambio de energía y masa con sus alrededores y con la bomba de calor. El segundo subsistema (bomba de calor) siendo un subsistema cerrado donde solo existe el intercambio de energía en forma de calor a través de sus fronteras figura 11. b).

Las consideraciones que se deben tomar en el sistema del SCBCDC deben ser las siguientes:

- La operación del secador debe ser en estado continuo
- Las paredes de los elementos, tubos, cámaras son adiabáticos.
- La presión del aire en el sistema es constante a 1 atmósfera.
- Las condiciones del ambiente son constantes
- La temperatura y la velocidad del aire es uniformemente distribuida.
- El proceso de secado está en un período de valor constante y un proceso constante de bulbo húmedo.
- La compresión del vapor refrigerante es un proceso politrópico.
- El calor específico del aire sobre el rango de la temperatura de operación es constante.
- La mezcla del aire es un proceso adiabático.

2.6. Propiedades del aire húmedo

En la operación de secado es necesario realizar cálculos que se basan en las propiedades de la mezclas de vapor de agua y aire. Para estos cálculos se requiere conocer la concentración del vapor de agua en el aire en diversas condiciones de temperatura y presión, las propiedades térmicas de estas mezclas y los cambios que se verifican cuando la mezcla se pone en contacto con agua o con sólidos húmedos para secarla.

La humidificación implica la transferencia de agua de una fase líquida a una mezcla gaseosa de vapor de agua y aire, que se realiza al evaporarse la humedad del producto a secar por medio del calor del aire que se encuentra en la cámara de secado.

La deshumidificación o condensación implica una transferencia inversa, esto es, el vapor de agua se transfiere del estado gaseoso al estado líquido que se lleva al cabo cuando el aire caliente y húmedo pasa por el evaporador. Para el mejor concepto de humedad es necesario estudiar primero la presión del vapor de agua.

La figura 12; ilustra los diferentes estados físicos del agua y las relaciones presión-temperatura en equilibrio. Se muestran las regiones de los estados sólido, líquido y vapor.

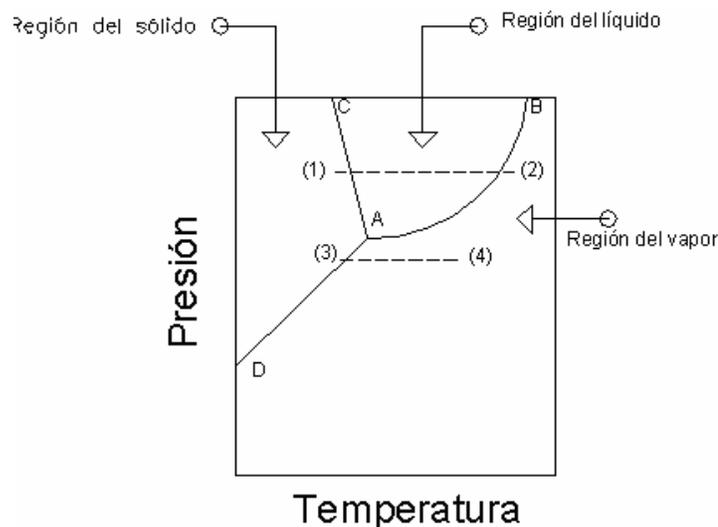


Figura 12. Diagrama de fases del agua

A lo largo de la línea AB, coexisten la fase líquida y el vapor. En la línea AC, las fases del hielo y la líquida, y en la línea AD, el hielo y el vapor. El líquido y el vapor coexiste en equilibrio a lo largo de la línea AB, que es la línea de presión del vapor de agua. La ebullición se presenta cuando la presión de vapor de agua es igual a la presión total por encima de su superficie, lo que señala una propiedad importante de la presión de vapor de agua, en cuanto a que no le afecta la presencia de un gas inerte como el aire, esto es, la presión de vapor de agua es esencialmente independiente de la presión total del sistema.

En cualquier proceso de secado, suponiendo un suministro adecuado de calor, la temperatura y la velocidad a las cuales se produce el retiro de la humedad del sólido, depende de la concentración del vapor en la atmósfera circundante.

Por otro lado cuando el vapor desprendido se purga del medio del secado utilizando un segundo gas (inerte), la temperatura a la que se produce la vaporización dependerá de la concentración de vapor en el gas que lo rodea (aire). En efecto, el líquido se debe de calentar a una temperatura a la que su presión de vapor sea igual o exceda a la presión parcial de vapor en el gas de purga. En la situación opuesta se producirá una condensación.

En todas las operaciones de secado, el agua es el líquido evaporado y el aire es el gas de purga que se emplea comúnmente. El aire húmedo que se encuentra dentro del sistema termodinámico del secador se puede determinar de acuerdo a la Carta Psicométrica del vapor de agua, dependiendo de la concentración de vapor que se encuentre en la atmósfera de la cámara de secado, ya que este tiene un porcentaje de humedad retirada del material sometido al secado, de acuerdo a la cantidad de calor que ceda el condensador y de la capacidad que tenga el evaporador que se utilice para la deshumidificación del aire que sale del proceso de secado.

La carta Psicométrica utilizada para este fin se encuentra en el anexo E la cual consta de las siguientes curvas.

Línea de temperatura del bulbo húmedo o de saturación, proporciona el peso máximo de vapor de agua que puede llevar un kilogramo de aire seco en la intersección con la temperatura de bulbo seco mostrada en la abscisa a la humedad de saturación.

La humedad de saturación se define por medio de la ecuación.

$$H_s = \frac{p_s}{(P - p_s)} \frac{18}{28.9} , \quad (33)$$

Donde $\frac{18}{28.9}$ = Peso molecular del agua .

La humedad en cualquier condición menor que el nivel de saturación se expresa como sigue:

$$H = \frac{p}{(P - p)} \frac{18}{28.9} , \quad (34)$$

El porcentaje de humedad relativa se define por la ecuación.

$$H_R = 100 \frac{p}{p_s} . \quad (35)$$

Los volúmenes húmedos se identifican por medio de las curvas que tienen el nombre de "Volumen m³/kg de aire seco." Las cuales se representan como funciones de humedad y temperatura absolutas. La diferencia entre el volumen específico de aire seco y el volumen de aire húmedo a una temperatura determinada, es el volumen de vapor de agua.

Los datos de entalpía se estipulan sobre la base de kJ/kg de aire seco. Los datos de entalpía de saturación resultan precisos únicamente cuando se encuentran dentro de la humedad y temperatura de saturación. Las Entalpías se corrigen con una carta de corrección.

Para conocer los calores húmedos éstos se calculan con la siguiente expresión

$$C_s = 1.0 + 1.87H, \quad (36)$$

Donde,

1.0 = Calor específico del aire seco, kJ/(kg.K)

1.87 = Calor específico del vapor de agua, kJ/(kg.K)

H = Humedad absoluta kg / kg de aire seco.

Las líneas de temperatura de bulbo húmedo representan también las líneas de saturación adiabática para el aire y el vapor de agua. Las cuales se basan en la siguiente relación.

$$H_s - H = \frac{C_s}{\lambda} (t - t_s). \quad (37)$$

Estas líneas denotan la relación entre la temperatura y humedad del aire que pasa por un secador continuo que funciona en forma adiabática.

La temperatura del bulbo húmedo se establece gracias al equilibrio dinámico entre la transmisión de calor y la transferencia de masa, cuando el líquido se evapora de una masa pequeña.

Una gráfica de humedad en particular es precisa sólo si la presión para la cual se evaluó. La mayor parte de las gráficas de aire-vapor de agua se basan en una presión de 1 atm. Las humedades tomadas de las gráficas para ciertos valores de temperaturas de bulbo húmedo y seco en los secadores se aplican sólo a una presión atmosférica de 760 mm de Hg.

2.7. Balance de masa de un secador con doble cámara

En el diseño de cualquier proceso o sistema es necesario realizar el análisis de la situación física que permita el estudio control y predicción de su comportamiento. (Aranda 2002). A partir del fenómeno físico es necesario identificar las diferentes magnitudes involucradas en la situación física bajo estudio, las relaciones entre estas variables se expresan en valores cuantitativos teniendo su origen principal en el principio de conservación. Los principios de conservación son postulados universalmente aceptados que expresan la invariabilidad de las cantidades totales de materia y energía consideradas en una cierta situación física. Los principios de conservación se traducen en ecuaciones de balance aplicables en el análisis de las situaciones físicas que se presentan en el diseño de un sistema.

Todos los insumos que entran a un proceso u operación, salen como productos, residuos y pérdidas. En este sentido, un balance de masa se define como la verificación de la igualdad cuantitativa de masas que debe existir entre los insumos de entrada los productos y residuos de salida. El balance de masa es aplicable tanto a un proceso como a cada una de las operaciones unitarias. A menudo no es posible identificar todas las salidas, por lo que se incluye una diferencia de masas “no identificada”. Por lo tanto, en un balance de masa, la suma de todas las masas que entran en un proceso u operación, debe ser igual a la suma de todas las masas que salen de dicho proceso u operación (es decir, la suma de masas de los productos, residuos y de todos los materiales de salida no identificados).

II Tabla de Balances			
Si	$M_E = M_{i1} + M_{i2} + \dots + M_{in}$ $M_S = M_P + M_R + M_N$ $M_E = M_S$		
Donde	M = Masa E = Entrada S = Salida	i1 = Insumo 1 i2 = Insumo 2 in = Insumo 3	R = Residuo P = Producto N = No identificado

Los materiales de salida no identificados, generalmente se atribuyen a pérdidas de insumos y productos por derrames, fugas y otras causas similares, cuyo origen no pudo ser detectado y, por ende, sus masas no pudieron ser cuantificadas. Si bien el balance de masa incluye agua, a menudo es conveniente realizar un balance sólo para agua, a fin de mostrar detalles que normalmente no se incluyen en un balance global. El balance de energía normalmente no se incluye en el balance de masa, y se realiza por separado.

Para hacer el balance de masa, se requiere de toda la información asociada al manejo de los datos de entradas y salidas, incluyendo parámetros de operación, así como de información existente a nivel del estudio o investigación. La Figura 13 ilustra el concepto de entradas y salidas de una operación unitaria; y la tabla II, ilustra en detalle las posibles masas que deben cuantificarse para hacer un balance de masa.

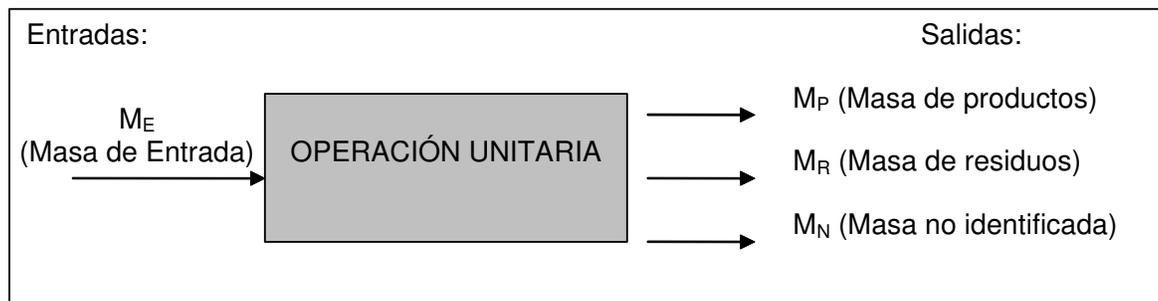


Figura 13. Principio de entradas y salidas de una operación unitaria

De acuerdo al tamaño del proceso, se puede elaborar un balance de masa para cada operación unitaria o puede ser suficiente un solo balance para todo el proceso. Para el efecto, se debe contar con información elaborada para cada operación unitaria y para el proceso global. Entonces, se decide si deben incluirse todas las entradas y salidas en el balance de masa, y/o si se hacen balances específicos por separado. Para fines de seguimiento y evaluación de la planta, se deben estandarizar las unidades de medición (litros, kilogramos o toneladas); la unidad de tiempo (por hora, día, mes o año); y la referencia para calcular los consumos específicos (por unidad de producción

o por unidad de materia prima). Asimismo, se deben usar valores medidos en unidades estándar con referencia al o los diagramas de flujo. Con la información obtenida para las entradas y salidas de masa en cada operación unitaria.

El balance de masa se elabora normalmente usando unidades de peso, ya que la magnitud de los volúmenes cambian con la temperatura. Para convertir unidades de volumen a unidades de peso, es útil contar con una tabla de densidades, para líquidos y gases, en función de la temperatura. Una vez concluido el balance de masa global y/o de cada operación unitaria, vale la pena repetir el procedimiento con respecto a cada residuo de interés. Es también importante efectuar un balance de agua para todas las entradas y salidas de agua hacia y desde las operaciones unitarias, porque las diferencias entre las entradas y salidas, son un indicio importante de que ocurren pérdidas, tales como fugas e incluso goteras.

Los totales globales e individuales (por operaciones unitarias) deben ser revisados para detectar faltas de información o inexactitudes. La suma de las entradas debe ser igual a la suma de las salidas. Si se tiene una diferencia significativa de masa, se debe investigar con mayor profundidad cada operación. En el caso de que las salidas sean menores que las entradas, se deben buscar pérdidas potenciales o descargas de residuos (tales como evaporación). Las salidas podrían aparentar ser mayores que las entradas si se cometen errores grandes de medición o estimación o si se pasan por alto algunas entradas.

Un buen balance de masa no solo refleja la adecuada recolección de datos, sino que asegura entender el proceso y sus operaciones. En la práctica, rara vez ocurrirá que las entradas igualen a las salidas, por lo que se requiere criterio para determinar qué nivel de exactitud es aceptable.

La Ley de la Conservación de la Masa, expresada en forma simple, enuncia que la masa no puede crearse ni destruirse (excluyendo las reacciones atómicas). Por consiguiente, la masa total de todos los materiales que intervienen en el proceso de

secado debe de ser igual a la de todos los materiales que salen del mismo, más la masa de los materiales que se acumulan o que permanecen en el proceso.

$$\text{Entradas} = \text{Salidas} + \text{Acumulación} \quad (38)$$

En la mayoría de los casos no se presenta acumulación de materiales en el proceso por lo que las entradas son iguales a las salidas.

$$\text{Entradas} = \text{Salidas (estado estacionario)} \quad (39)$$

En Los procesos de secado se presentan casos donde hay una recirculación o retroalimentación de aire para controlar la humedad y temperatura de la atmósfera de secado, en este caso se realiza un balance general de la totalidad del proceso para obtener directamente un valor de salida, posteriormente se realiza un balance en el elemento que tenga menos incógnitas, para obtener una ecuación que podamos utilizar en el balance de otro elemento, sustituyendo hasta encontrar todas las incógnitas.

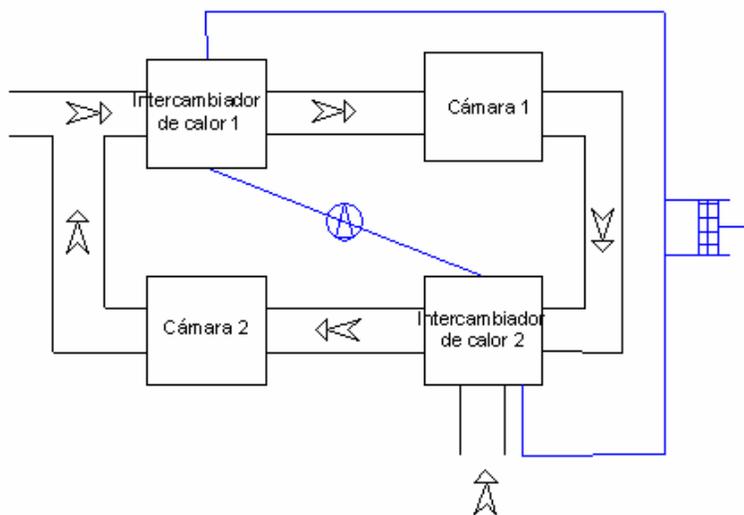


Figura 14. Diagrama esquemático del flujo de aire

Para realizar el balance de masa y de energía del secador de doble cámara es importante conocer la configuración del equipo como se muestra en la figura 14; para conocer las dimensiones, de las cámaras de secado-enfriamiento, número de recirculaciones, potencia de la bomba de calor y características del producto a secar. Tabla III.

Tabla III de datos del producto a secar.	
Condiciones de secado de tomate	Valores
Cantidad en cada cámara	10 Kg.
Tamaño del producto	0.05 x 0.07 m.
Temperatura de secado	55 °C
Humedad relativa (% de HR)	0.94 %
Humedad a la primera hora de secado (%)	92.2 %
Tiempo de secado	10 h
Humedad final	10 %
Velocidad de secado	2 m/s
Cantidad de humedad máxima que se puede retirar del producto	4 Kg. Agua/H

Las características cantidad, forma, consistencia, calor específico, porcentaje de humedad en su condición inicial del producto a secar que se muestran en la tabla, son datos experimentales obtenidos por Reyes (2004) que nos proveen de datos iniciales para determinar las cantidades de energía requerida en cada lugar y a la transferencia de masa de un lugar a otro.

Las ecuaciones generales de balance expresan el principio de la conservación de la masa, energía o la cantidad de movimiento de un sistema que interactúa con sus alrededores. La masa, la energía o la cantidad de movimiento, pueden ser incorporadas al sistema o sustraídas de él, bajo tres diferentes formas:

- Por transporte convectivo (macroscópico o microscópico) desde el exterior hacia el sistema o viceversa, cuando las fronteras del sistema no son interfases.

$$\text{Transporte convectivo} \leftrightarrow v_x \frac{d}{dx}(\text{entidad}) \quad (40)$$

En la ecuación (40), el término v_x representa a la velocidad del fluido en movimiento y el término diferencial es el cambio de la entidad transportadora E_T (masa o energía) respecto a la posición x en el sistema, la cual se extiende en tres dimensiones.

$$\text{Transporte convectivo} \leftrightarrow v \cdot \left(\hat{i} \frac{\partial}{\partial x} + \hat{j} \frac{\partial}{\partial y} + \hat{k} \frac{\partial}{\partial z} \right) E_T = v \cdot \nabla E_T \quad (41)$$

Por transporte molecular desde el exterior hacia el sistema o viceversa, cuando las fronteras del sistema no están constituidas por interfases. El transporte molecular se aplica únicamente cuando se realizan análisis de sistemas a escala microscópica.

- y por transporte interfacial, si los límites del sistema coinciden con alguna interfase.

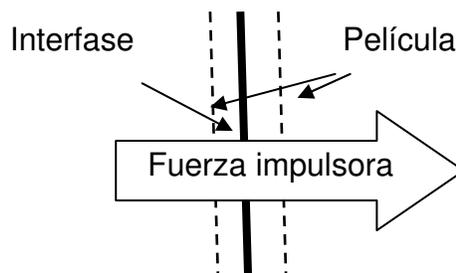


Figura 15. Transporte de materia o energía entre interfases

En el análisis microscópico de sistemas, la masa o la energía pueden entrar o salir de un sistema al atravesar una interfase (superficie divisoria de dos fases). Se considera que el transporte interfacial tiene lugar debido a la existencia de una fuerza impulsora que origina el desplazamiento de materia o energía de un lado a otro de la interfase. Esta fuerza impulsora es básicamente una diferencia de concentración, temperatura o presión entre ambas fases.

Capítulo III Metodología

3.1. Materiales y métodos

Para la experimentación, evaluación y desempeño de la bomba de calor acoplada a un túnel de secado con condiciones variables en el aire de secado, la metodología a seguir, parte de las condiciones establecidas por el laboratorio de Agroalimentos del CIIDIR que utilizan como procesos de secado para productos agrícolas, empleando dos perfiles de temperatura, siendo el primero el incremento de la temperatura del aire de secado en forma escalonada de 20 a 50 °C y del proceso cíclico de enfriamiento-calentamiento del aire de secado de 20 a 60 °C.

Se estableció la realización de tres experimentos con la finalidad de observar el desempeño del equipo experimental cuando funciona la bomba de calor acoplada al túnel como deshumidificador, cuando se utiliza la bomba de calor como enfriador-deshumidificador y por último el funcionamiento de la bomba de calor con sistema reversible como enfriador-deshumidificador -calentador, del aire de secado.

3.1.1. Métodos:

Se realizaron tres experimentos donde se tomaron datos de la presión y la temperatura que tiene el refrigerante a la salida de cada elemento de la bomba de calor, con los diferentes perfiles de temperatura de acuerdo a los procesos de secado y diferentes cargas de refrigerante en el interior de la bomba de calor.

En el experimento con el equipo de la bomba de calor funcionando como deshumidificador.

Se estudió la variación de la temperatura del aire de secado, de 20 °C a 50 °C registrando los datos del comportamiento del refrigerante durante el funcionamiento de la bomba de calor.

Este experimento tuvo la finalidad de conocer la respuesta del ciclo termodinámico del Freón 22 utilizado como refrigerante en la bomba de calor integrada al túnel de secado, cuando se somete a variaciones de temperatura del aire de secado con diferentes cargas de refrigerante al sistema cuando funciona como deshumidificador.

En el experimento con el equipo de la bomba de calor funcionando como enfriador-deshumidificador

Se realizó la variación de la temperatura del aire de secado en forma cíclica, en un rango de temperatura de 30 °C a 50 °C registrando los datos del comportamiento del refrigerante durante el funcionamiento de la bomba de calor, cuando la bomba de calor funciona como enfriador y deshumidificador.

Experimentación del equipo con la bomba de calor con sistema reversible funcionando como calentador-deshumidificador-enfriador.

El equipo experimental utilizado, está constituido por un túnel de secado, un ventilador, una resistencia eléctrica un control PID y una bomba de calor con sistema reversible, primeramente se pone en funcionamiento el ventilador que se encuentra en el interior del túnel, el cual provoca que el aire empiece a circular por su interior a una velocidad de 2 m/s, posteriormente se pone a funcionar el sistema de sensores y el software HOB0, iniciando el funcionamiento de la bomba de calor, con la válvula de cuatro vías energizada, provocando que el intercambiador de calor que se encuentra en el interior del túnel de secado, funcione como condensador, incrementando la temperatura del aire que circula por su interior. Al iniciar el funcionamiento de la bomba de calor en el modo de calentamiento en el interior del túnel, se deja que se estabilice el sistema, dejando pasar de 45 min., a 1 h como se observa en la figura 36. La importancia de la interacción de estos dos sistemas (Túnel de secado y bomba de calor) consiste en que la bomba de calor proporcione el calor necesario para elevar la temperatura del aire que circula en el interior del túnel a 50 °C y con el sistema

reversible le retire el calor y la humedad al aire de secado, por lo que se deja en operación 30 min., más, con las condiciones del velocidad del aire a 2 m/s.

Se reubicó la posición de intercambiador de calor que se encuentra en el interior del túnel de secado, como se muestra en la fotografía 16.

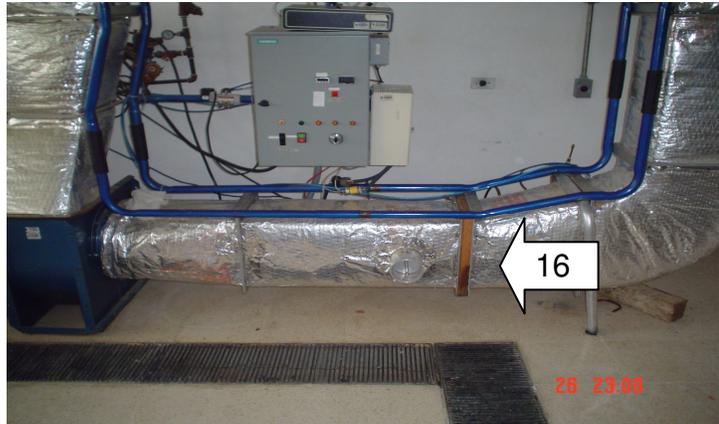


Figura. 16. Reubicación de la posición del Intercambiador de calor interno en el túnel de secado

Se realizó la variación de temperatura del aire de secado en forma cíclica en un rango de temperatura de 10 °C a 60 °C del aire de secado, cuando el intercambiador de calor que se encuentra en el interior del túnel, funciona como evaporador. La temperatura del aire de secado descendió a 10 °C, al invertir el ciclo de la bomba de calor y el intercambiador de calor en el interior de túnel funcionó como condensador incrementando la temperatura del aire de secado a 60 °C con lo cual se determinaron las condiciones en que opera un SBCDC.

3.1.2. Descripción del equipo:

El equipo experimental utilizado para el desarrollo de este trabajo esta constituido por dos subsistemas termodinámicos (túnel y bomba de calor), el primero corresponde a un sistema abierto y el segundo a un sistema cerrado, que se detallan a continuación.

3.1.2.1 Túnel de secado. La forma del túnel es rectangular de circulación cerrada, formado por 10 ductos de aluminio de 0.30 m por 0.30m y con una longitud de 9 m. aislados con fibra de vidrio, una resistencia eléctrica, un ventilador con motor eléctrico para el movimiento del aire, una báscula, sensores de temperatura y humedad para monitorear las características del aire de secado. Al túnel de secado se le adaptó una bomba de calor.



Figura. 17. Túnel de secado con bomba de calor durante el experimento 1

3.1.2.2 Bomba de calor. Los elementos que se encuentran ubicados en la parte exterior del túnel, y que forman parte de la bomba de calor son:

- Un compresor, marca Tecumseh; Modelo RK-136 AT; del tipo rotativo, hermético de 1 HP de capacidad.
- Un condensador (Intercambiador de calor Externo), de tubo de cobre de 8 mm, (5/16 plg.) de diámetro, con aletas de aluminio, con un área de transferencia de 0.35 m de largo, por 0.25 m de ancho por 0.1m de profundidad.

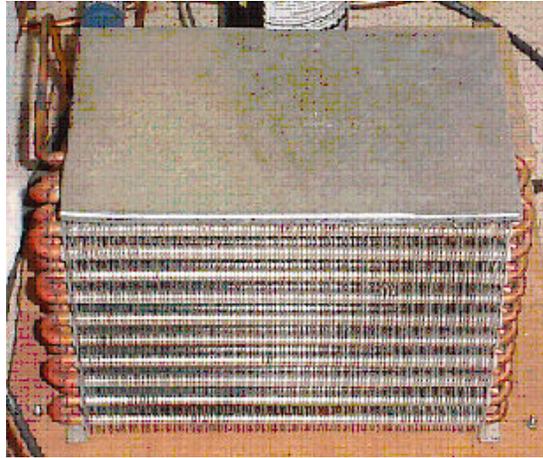


Figura. 18. Intercambiador de calor

La válvula de expansión termostática; Marca ALCO; Modelo: AVT-50; Capacidad: 0.8 T.R. (toneladas de refrigeración).



Figura. 19. Válvula de Expansión Termostática Mod. AVT-50

en el interior del túnel, se encuentra el evaporador (Intercambiador de Calor Interno), es de tubo de cobre con aletas de aluminio con las siguientes medida, 0.30m largo x 0.30m de ancho y 0.12 m de espesor, colocado a 0.1 m después de la resistencia eléctrica.

- El refrigerante utilizado en la bomba de calor es el Difluoroclorometano (Freón 22). con un peso de 0.380 Kg, para la primera prueba y 0.480 Kg. Para la segunda.

- Se colocaron cuatro termo-coples y cuatro manómetros aneroides a la salida de cada elemento que conforma la bomba de calor.

En el experimento “Comportamiento del Freón 22 como refrigerante en una bomba de calor, cuando se somete el evaporador a temperaturas de 20 a 50 °C en forma cíclica dentro de un túnel de secado” (Experimento 2) se utilizaron los mismos elementos que en el primer experimento, pero con la variante del cambio de posición del intercambiador interno (Evaporador), como se muestra en la figura 16.

3.1.2.3 Bomba de calor con sistema Reversible

En el experimento “Comportamiento de una bomba de calor con sistema reversible de un equipo de aire acondicionado, adaptado a un túnel de secado en condiciones variables de operación” (Experimento 3). Se colocaron los siguientes elementos.

- Una válvula reversible de cuatro vías.
- El refrigerante utilizado en la bomba de calor es el Difluoroclorometano (Freón 22) con un peso de 0.500 Kg.



Figura. 20. Válvula reversible de cuatro vías

Un circuito de dirección de flujo del refrigerante cuando se invierte el ciclo del refrigerante.

- Dos válvulas de expansión termostáticas; Marca ALCO; Modelo: AVT-50; Capacidad: 0.8 T.R. (toneladas de refrigeración).



Figura. 21. Circuito de dirección del Refrigerante

- Dos termo-coples y dos manómetros aneroides en el circuito de dirección de flujo de refrigerante después de cada válvula termostática de expansión.
- Un depósito de succión de 250 gr.

3.2. Descripción de medición de datos.

3.2.1 Sistema de medición y registro de datos.

La medición de datos de temperatura del sistema de la bomba de calor acoplada al túnel de secado, se mide por medio de un Termómetro TRI-SENSE marca Cole Parmer, las mediciones se leen en un grado de resolución de 10^{-2} en grados Celsius y Fahrenheit, La presión es leída directamente de los manómetros de refrigeración en la

línea de baja con una escala de 0 a 1722 kPa (250 lb/plg²) y en la línea de alta presión de los manómetros con escala de 0 a 3445 kPa (500 lb/plg²), en el experimento 1 y 2 el registro de datos se realizó de forma manual en una hoja de datos cada 15 minutos a excepción del experimento 3 en donde se utilizó un software conocido como HOBOWare que tiene la capacidad de leer, adquirir y almacenar datos de temperatura.

3.2.2. Control de la temperatura y flujo de aire en el túnel de secado.

Para el control de la temperatura se usó un controlador PDI (proporcional diferencial integral) marca Crouzet, conectado a la resistencia eléctrica controlando la variable de temperatura para el termómetro de bulbo seco. La variación de la velocidad del aire de secado se realiza a través de un convertidor de frecuencia marca SAMI o 18 MD2 044MD2, con voltaje de 220 a 240 Volts. Que varía la velocidad del motor del ventilador a una determinada frecuencia para que la velocidad del aire sea de 2 m/s. Las mediciones de la velocidad fueron realizadas con un anemómetro de punta caliente de tipo TRI-SENSE marca Cole Parmer cambiando la frecuencia del motor del ventilador hasta establecer la velocidad señalada.

3.3. Procedimiento para el Diseño de un secador con bomba de calor de doble cámara (SBCDC)

Para llevar a cabo el diseño básico de un SBCDC se utilizó el método de diseño en ingeniería descrito por Yousef Haik (2002), que describe los siguientes pasos a seguir.

Identificación de necesidades.

Se planteó la necesidad de un equipo de secado de baja escala (tamaño doméstico), donde la fuente de calor para incrementar la temperatura del aire de secado esté libre de contaminantes y que garantice una eficiencia energética máxima (bomba de calor).

Definición del Objetivo.

El objetivo general para este estudio fue, el diseño de un secador con bomba de calor con doble cámara para el secado de productos agrícolas producidos a baja escala. Para llegar al diseño de un SBCDC es importante plantear y analizar las posibles soluciones a los problemas que se presentaron durante todo el estudio, de ahí surgió la necesidad de definir claramente y de forma precisa los objetivos a alcanzar.

Análisis del mercado.

Permite obtener información de reportes de investigación, libros técnicos, catálogos de equipos, revistas y del Internet, con la finalidad de conocer la existencia, aplicación y avance de los secadores con bomba de calor.

Establecimiento de funciones.

En este punto se realizó un árbol de objetivos (anexo 1). Se desarrolló la idea de manera sistemática, mediante la generación de una estructura funcional del proceso de secado, para conocer las funciones y subfunciones que realizará el equipo. Por medio de una caja negra que muestra las entradas y salidas del sistema, incluyendo todas las variables como son el flujo de aire, de energía, de masa, de materiales e información proveniente de todo alrededor del sistema (anexo 2).

Consideración de las especificaciones.

Se realizaron balances de masa y energía correspondientes para determinar la potencia de la bomba de calor; se estudiaron conjuntamente las características del producto a secar.

Los cálculos realizados para determinar la potencia del compresor, el condensador, y del evaporador, fueron considerados en un ciclo ideal de Carnot para el freón 22 a una temperatura de evaporación de 10 °C y una temperatura de

condensación de 60 °C; sin embargo para las condiciones variables del sistema de la bomba de calor se utilizó el programa Mathcad para estudiar las interacciones entre los valores variables de temperatura con respecto al tiempo.

En la conceptualización del equipo se realizaron los diagramas esquemáticos de la configuración del subsistema de la bomba de calor (figura 42) y del circuito del aire (figura 43); tomando en consideración los secadores construidos en el Centro de Investigación Interdisciplinario para el Desarrollo Integral (CIIDIR-IPN-Oaxaca) presentados en los trabajos de Reyes (2004).

Capítulo IV. Resultados.

En este capítulo son presentados los datos obtenidos de los experimentos, analizando el comportamiento del refrigerante a la salida de cada elemento que conforma la bomba de calor. Se realizaron 3 experimentos donde se estudia la interacción del aire de secado en condiciones variables con la bomba de calor cuando funciona como deshumidificador, enfriador-deshumidificador y calentador-deshumidificador-enfriador. Iniciando el análisis por la válvula de expansión termostática, debido a que es el elemento de control del sistema termodinámico de la bomba de calor, que responde a las condiciones aplicadas en el intercambiador de calor que realiza la función de evaporador.

4.1. Evaluación experimental del equipo como deshumidificador

La evaluación experimental del Comportamiento del Freón 22 como refrigerante en una bomba de calor, cuando se somete el evaporador al incremento de 5 °C de temperatura en forma escalonada, en el aire de secado cada 30 minutos en un rango de 20 a 50 °C dentro del túnel de secado, cuando la bomba de calor sirve como deshumidificador, se obtuvieron los siguientes datos.

Al iniciar el funcionamiento de la bomba de calor con una carga de refrigerante de 0.340 kg de refrigerante Freón 22 y con el intercambiador de calor funcionando como evaporador al interior del túnel de secado, donde circula el aire de secado con una temperatura inicial de 20 °C; la válvula de expansión recibe la señal de temperatura proveniente de evaporador obteniéndose los datos mostrados en la figura 22.

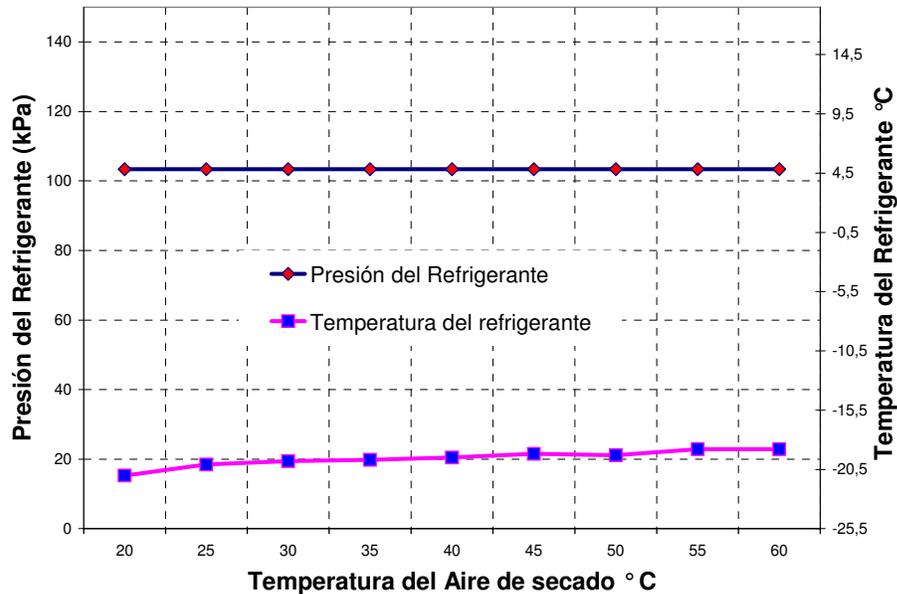


Figura 22. Comportamiento del refrigerante Freón 22 a la salida de la Válvula de Expansión, con una carga de 0.340 kg.

El refrigerante al pasar a través de la válvula de expansión, experimenta una reducción de su presión, de P_2 a P_1 , y de su temperatura, de T_b a T_a , a entalpía constante, es decir, sin pérdida de calor. En la expansión, parte del refrigerante líquido, se transforma en vapor, terminando en un estado líquido vapor, donde se observa que al incrementarse la temperatura del aire de secado, la temperatura del refrigerante a salida de la válvula de expansión termostática aumenta ligeramente, debido al incremento del aire de secado y no por la acción del refrigerante ya que la válvula se encuentra abierta en su totalidad, se determina debido a que el sensor de temperatura instalado a la salida de la VET nos señala la temperatura a la que se realiza la evaporación inmediata del refrigerante.

En la figura 23; se observó que a mayor cantidad de refrigerante en el sistema de la bomba de calor cambia la temperatura de evaporación a la salida de la VET incrementándose gradualmente conforme aumenta la temperatura del aire de secado.

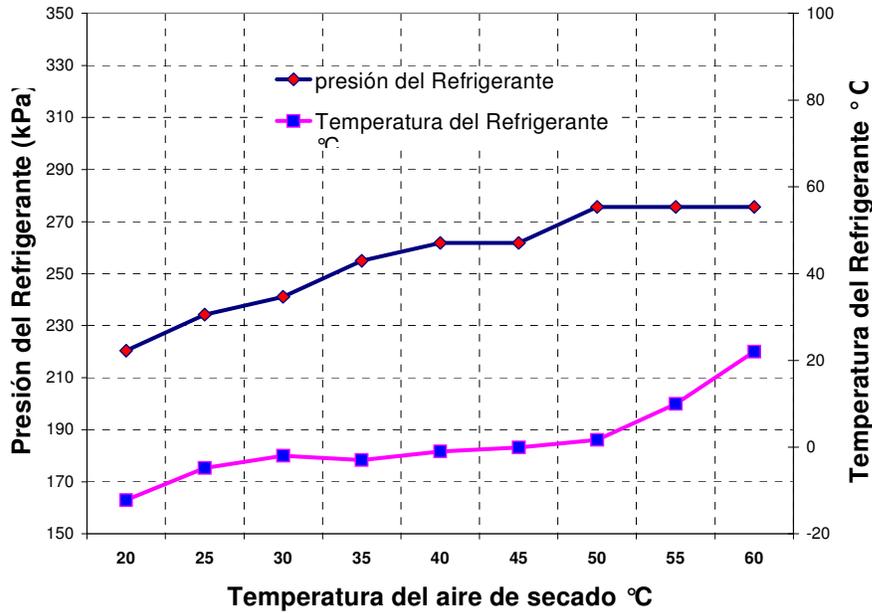


Figura. 23. Comportamiento del refrigerante Freón 22 a la salida de la Válvula de Expansión, con una carga de 0.485 Kg.

En las dos graficas se observó que la VET se comporta como elemento de control siendo más notoria en la figura 23 donde la temperatura y presión del refrigerante aumentó conforme aumentó la temperatura del aire de secado.

Los datos obtenidos a la salida del intercambiador de calor que realiza la función de evaporador son mostrados en la figura 24; donde se observó que la presión en la línea de succión permaneció constante debido a que la válvula de expansión termostática se encontró totalmente abierta dejando pasar el refrigerante en forma de vapor el cual tiene una temperatura de sobrecalentamiento gradual de acuerdo a la temperatura del aire de secado.

En la gráfica 25 la presión del refrigerante aumentó a causa del calor del aire de secado y el descenso de temperatura del refrigerante se debió a la cantidad del refrigerante que dejó pasar la válvula de expansión y a la cantidad de calor que absorbe esa cantidad de refrigerante.

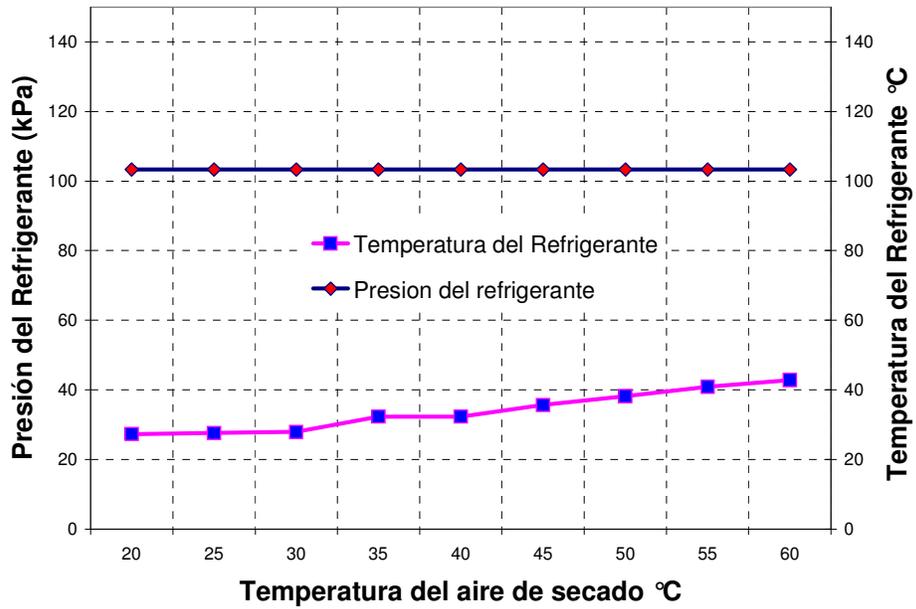


Figura 24. Comportamiento del refrigerante Freón 22 a la salida del evaporador, con una carga de 0.340 Kg.

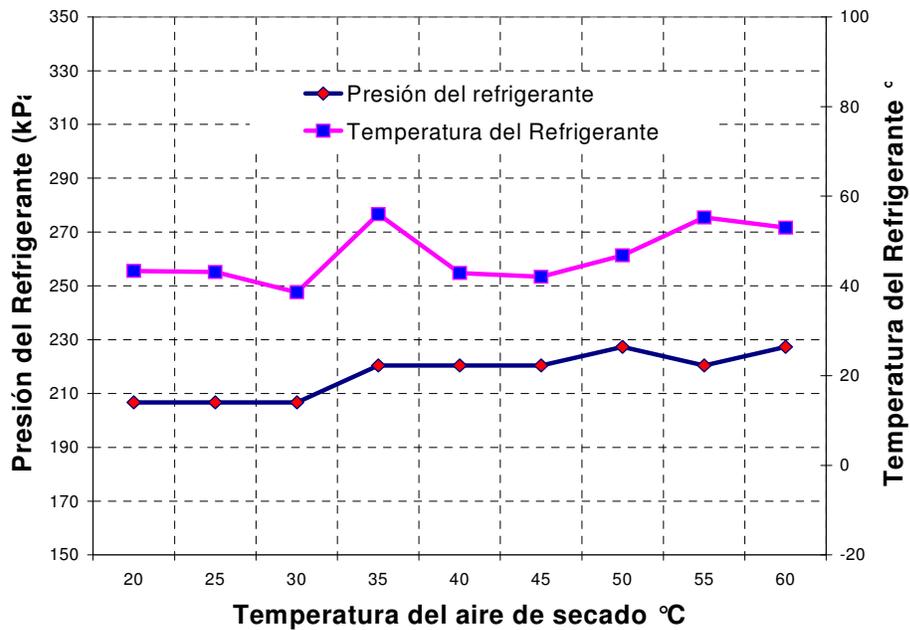


Figura 25. Comportamiento del refrigerante Freón 22 a la salida del evaporador, con una carga de 0.485 Kg.

Por lo tanto, cuando hay un sobrecalentamiento a la salida del evaporador puede producirse el fenómeno conocido como “migración de carga” el cual se produce en el

bulbo sensor (medio que regula la apertura de la VET) este fenómeno provoca una inestabilidad que origina un cierre momentáneo de la VET. Cuando se cierra la VET el interior del evaporador esta a una alta temperatura como en el caso del aire caliente de secador, el refrigerante en forma de líquido y gas a la salida de la VET se evapora con el calor del aire de secado, sobrecalentándose pudiéndose presentar un incremento inusual de la temperatura del refrigerante a la salida del evaporador.

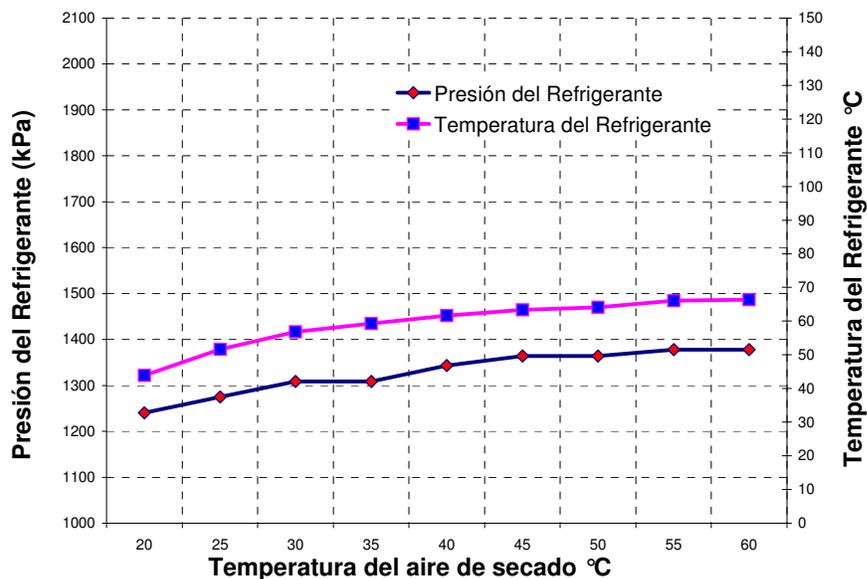


Figura 26. Comportamiento del refrigerante Freón 22 a la salida del compresor, con una carga de 0.340 Kg.

Los resultados que se observaron en la figura 26; con una carga de refrigerante de 0.340 kg; son que, la presión se incrementó gradualmente al incrementarse la temperatura del aire de secado, ocurriendo lo mismo con la temperatura del refrigerante, cumpliéndose la ley de los gases ideales (por ser un circuito cerrado), si se analiza en este momento considerándose el trabajo del evaporador más el trabajo del compresor se puede observar que la temperatura del refrigerante a la salida del compresor es la que corresponde a la suma de las dos.

En la figura 27; con una carga de 0.485 kg; se observó que con una mayor cantidad de refrigerante y al aumentarse la temperatura del aire de secado, la temperatura del refrigerante se elevó proporcionalmente con la elevación de la presión, pero al llegar a

los 35 °C del aire condicionado a la respuesta de la VET y del calor absorbido en el evaporador, se presentó un incremento mayor de la temperatura en el compresor que es controlado por la VET estabilizando la temperatura de operación, lo que se observa cuando la temperatura del aire de secado alcanza los 40 °C provocando un descenso de la temperatura del refrigerante. La densidad del refrigerante disminuyó, debido a la pérdida de calor de la tubería de succión, convirtiéndose parte del refrigerante en líquido al entrar al compresor aumentando la presión y disminuyendo la temperatura.

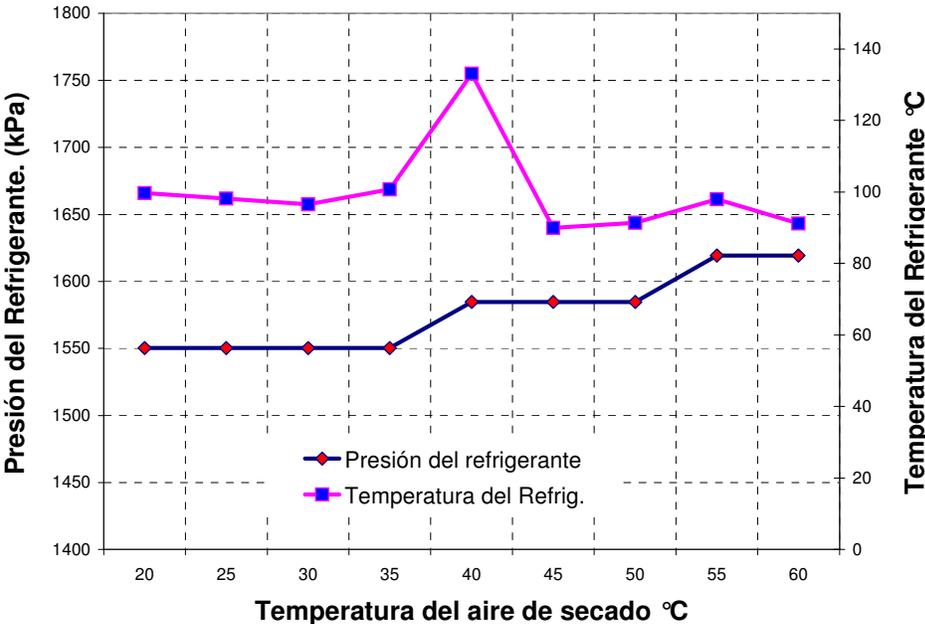


Figura 27. Comportamiento del refrigerante Freón 22 a la salida del compresor, con una carga de 0.485 Kg.

El incremento de temperatura que se observó en la gráfica 27 se presentó cuando en la VET ocurre el fenómeno de migración de carga, cuando la temperatura del aire de secado rebasa la temperatura del medio ambiente.

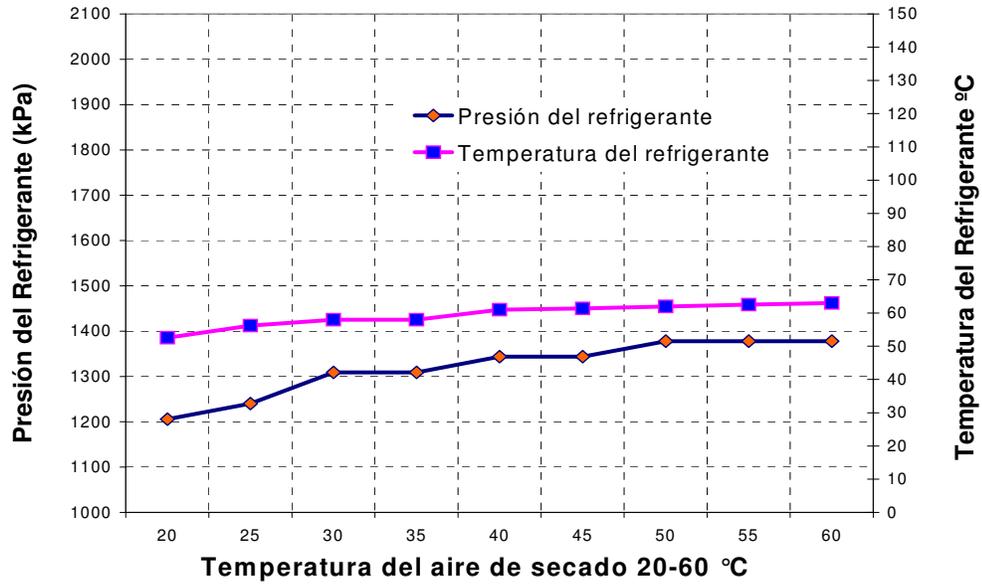


Figura. 28. Comportamiento del refrigerante Freón 22 a la salida del Condensador, con una carga de 0.340 Kg.

En la figura 28; se observó un ligero incremento entre la temperatura y la presión del refrigerante a la salida del condensador con una carga de 0.340 kg con relación al incremento del aire de secado, pero este fue mínimo, debido al incremento de la temperatura del aire del medio ambiente que aumento aproximadamente 4 °C durante el tiempo que duró la prueba de secado.

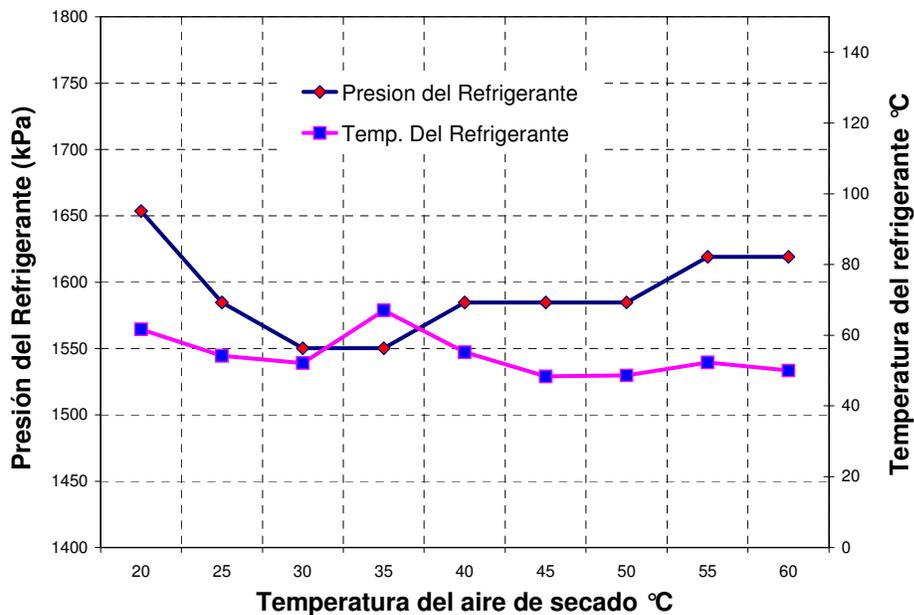
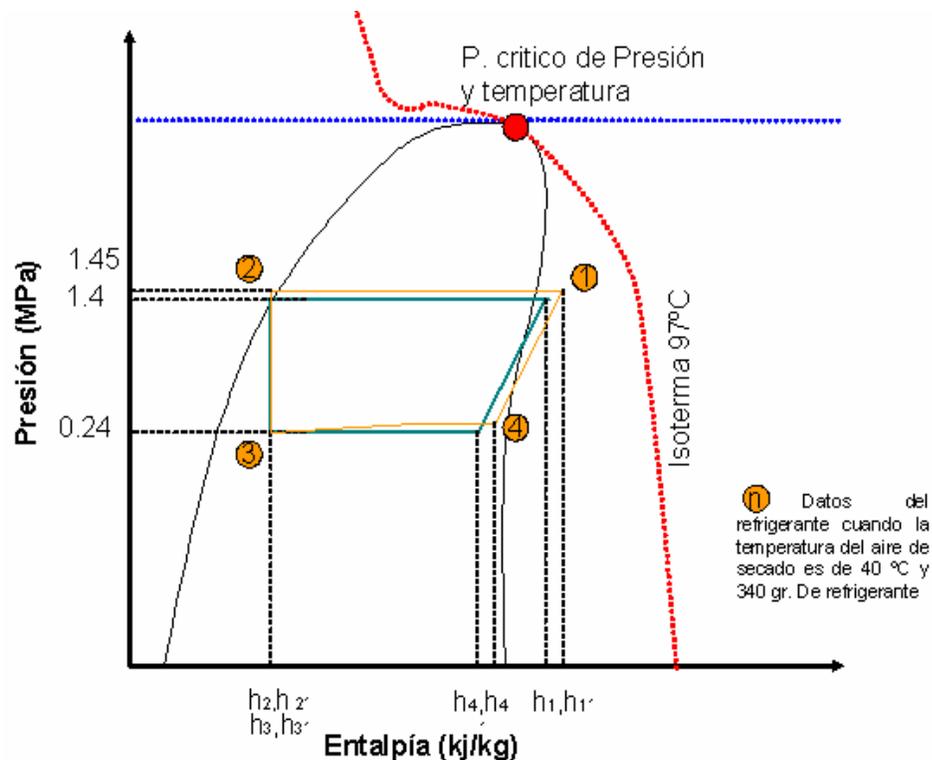


Figura 29. Comportamiento del refrigerante Freón 22 a la salida del Condensador, con una carga de 0.485 Kg.

En la figura 29 donde se utiliza una carga de 0.485 kg de refrigerante, se observó un descenso de la presión y de la temperatura del mismo a la salida del condensador, en el rango de temperatura del aire de secado de 20 y 30 °C, debido a la diferencia de temperatura del refrigerante y del aire ambiente, en el rango de 30 y 35 °C del aire de secado, un incremento de la temperatura del refrigerante debido a que la diferencia de temperaturas del refrigerante y del aire ambiente es mínima, posteriormente la temperatura y la presión del refrigerante aumentaron gradualmente conforme se incrementó el aire de secado.

Comparando los ciclos de Carnot, con los datos del experimento se observó una disminución de la eficiencia de la bomba de calor cuando se ocupa como deshumidificador. (Figura 30).



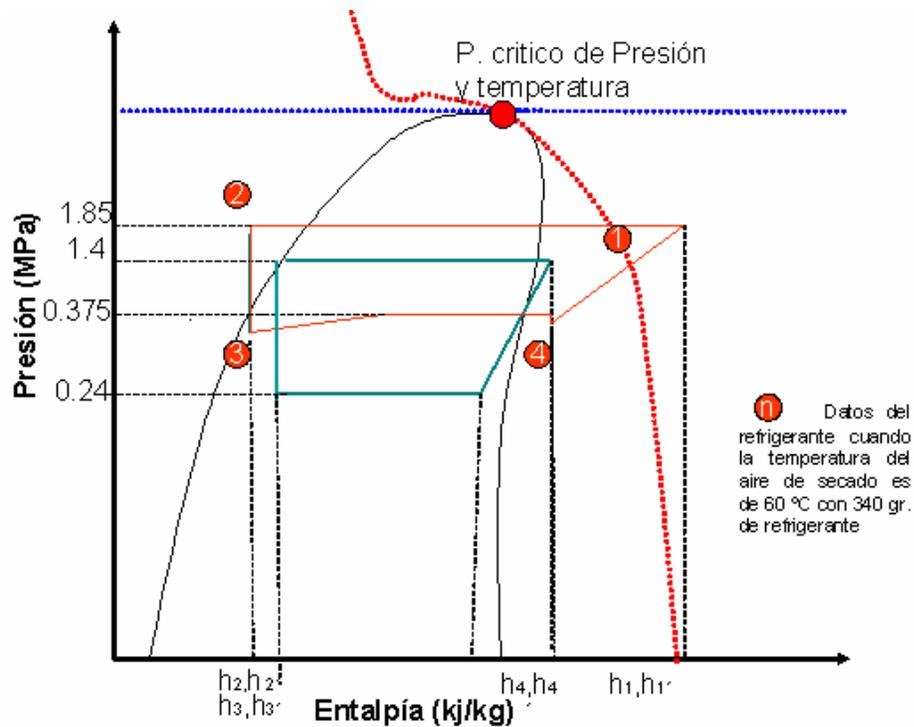


Figura. 30. Ciclo del refrigerante Freón 22 con una carga de 0.340 kg con diferentes temperaturas del aire de secado: a) 40 °C v b) 60 °C.

Los datos obtenidos en el experimento donde se incrementó la temperatura al aire de secado de 20 a 60 °C en forma escalonada con 0.340 kg; de refrigerante, se utilizaron para representarlos en el diagrama presión-Entalpía en donde la temperatura del aire de secado 40 y 60 °C es donde provoca inestabilidades en la válvula de expansión por sobrecalentamiento y migración de refrigerante, pudiendo observarse la disminución de la diferencia de presiones de evaporación y condensación del refrigerante en el sistema de la bomba de calor.

Con una carga de refrigerante de 0.485 kg; en el mismo experimento se observa la disminución de las presiones conforme aumenta la temperatura del aire de secado (Figura 31.)

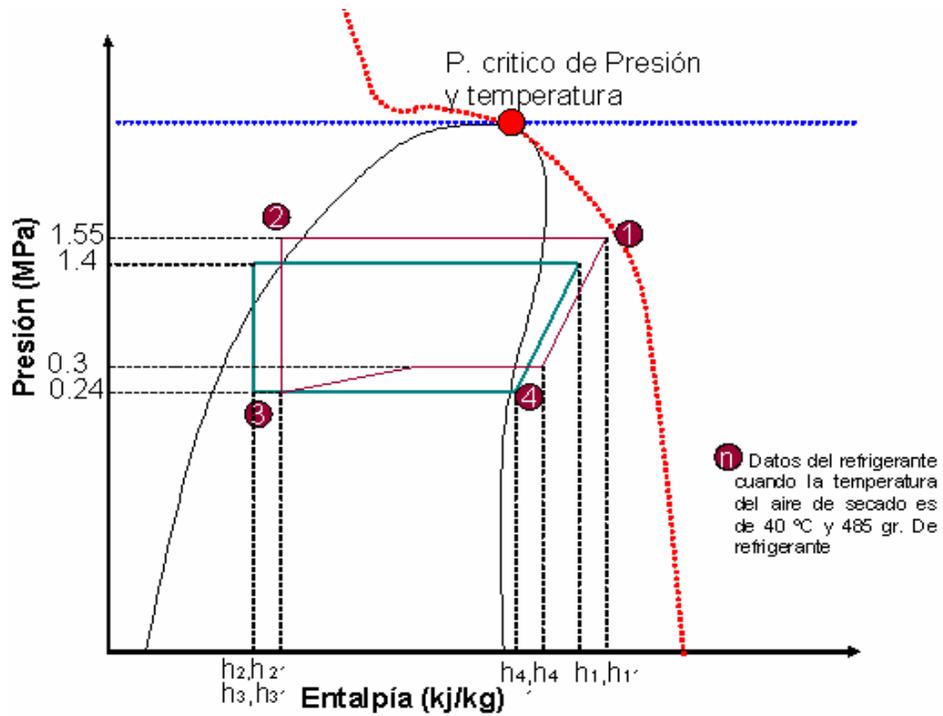


Figura 31. a) Ciclo del refrigerante Freón 22 con una carga de 0.485 kg; a 40 °C la temperatura de secado

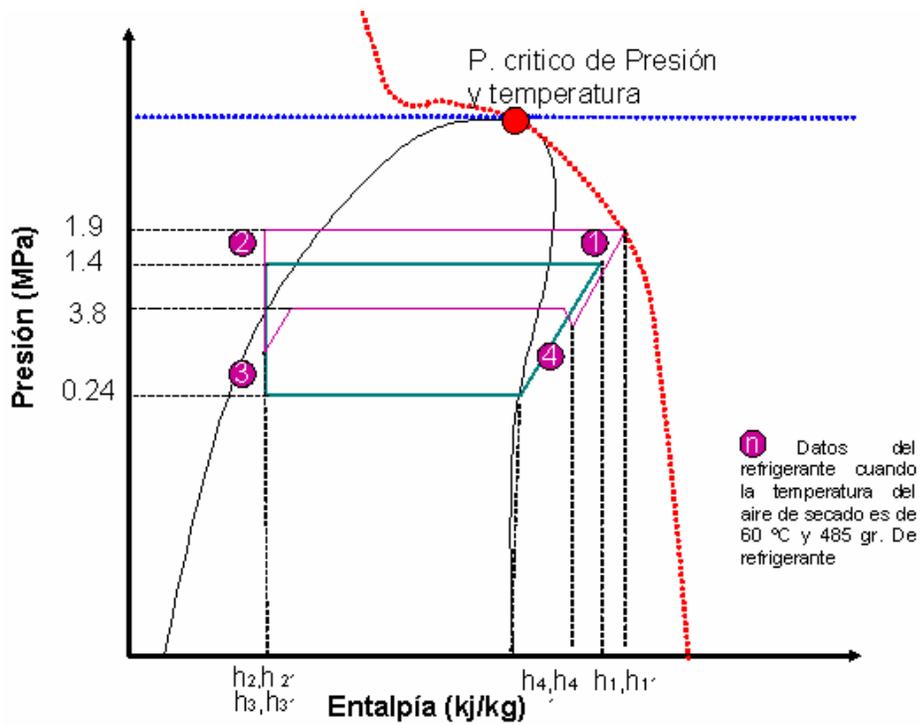


Figura 31. b) Ciclo del refrigerante Freón 22 con una carga de 0.485 kg a 60 °C la temperatura de secado.

Cuando se utiliza la bomba de calor como deshumidificador en el túnel de secado con el proceso de secado de incrementar el aire en forma escalonada de 20-60 °C, la energía utilizada por el funcionamiento se expresa en el siguiente balance.

$$E_{TOT} = \sum_i^n E_i - E_p + \sum_i^n E_{Rec} , \quad (43)$$

Donde $E_i = E_{BC} + E_{RE}$

En el proceso de secado donde se incrementa la temperatura del aire en forma escalonada, la energía E_i es utilizada durante todo el proceso de secado.

4.2. Evaluación Experimental del equipo como Enfriador-deshumidificador.

La evaluación experimental del comportamiento del Freón 22 como refrigerante en una bomba de calor utilizada como enfriador-deshumidificador, cuando se somete el evaporador a un perfil de temperaturas de 30 a 50 °C en forma cíclica dentro de un túnel de secado, fue realizada con la finalidad de conocer el comportamiento de los elementos de una bomba de calor adaptada a un túnel de secado, en un proceso de secado de productos agrícolas. En este proceso se aplicó aire con una velocidad de 2 m/s, con temperatura de 30 °C por 30 min., aumentando la temperatura a 50 °C en un tiempo de 20 min., manteniéndolo en 50 °C por 30 min., y descendiendo la temperatura en 30 °C en un tiempo de 20 min., volviendo a iniciar el ciclo, el tiempo de duración del experimento fue de 370 min.

La bomba de calor acoplada al túnel de secado, recupera el calor del aire de secado para producir enfriamiento y el retiro de la humedad extraída del producto sometido a secado, controlando las condiciones del ambiente de secado, para obtener productos con calidad en sus características de presentación y bióticas, además de reducir el consumo de energía.

La experimentación realizada, está centrada en el evaporador debido a que este elemento se encuentra directamente relacionado con el comportamiento del refrigerante

cuando cambian las temperaturas del aire de secado (30 °C – 50 °C – 30 °C), que pasa a través de él, y del desempeño de los elementos restantes (compresor, condensador y válvula de expansión).

La válvula de expansión termostática, como elemento de control del paso del refrigerante, influye de manera importante en el comportamiento de los intercambiadores de calor (condensador y evaporador) y del compresor. La válvula de expansión termostática, envía el flujo de refrigerante al evaporador en respuesta al grado de sobrecalentamiento del vapor refrigerante que sale del mismo. La válvula de expansión regula el caudal de líquido refrigerante a alta presión que viene del condensador y que se dirige al evaporador. La principal función de la válvula de expansión es mantener la eficiencia del evaporador y proteger al compresor, previniendo la entrada de refrigerante en forma de líquido.

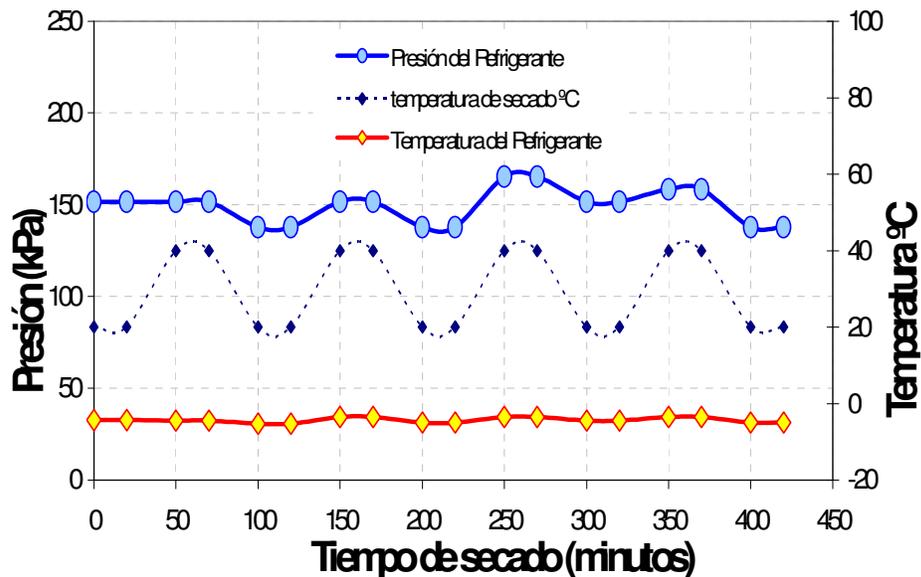


Figura 32. Comportamiento del refrigerante Freón 22 a la salida de la válvula de expansión.

Los datos obtenidos de la presión y de la temperatura del refrigerante de acuerdo a la temperatura del aire de secado (Figura 32.), a la salida de la válvula de expansión nos muestra el equilibrio de acuerdo a la respuesta al grado de sobrecalentamiento del

refrigerante que sale en forma de vapor, manteniendo una presión de condensación constante mediante la señal del bulbo sensor que se encarga de abrir la válvula si la cantidad de refrigerante disminuye, o de cerrarla cuando el refrigerante en forma de líquido en el evaporador se incrementa, con la finalidad de establecer el valor correspondiente a la combinación del compresor y la válvula de expansión debido a que la capacidad de flujo de refrigerante de la válvula es igual a la capacidad de bombeo del compresor, por lo que cualquier condición de desequilibrio entre estos dos componentes es temporal de acuerdo a la respuesta de la válvula de expansión con el sistema.

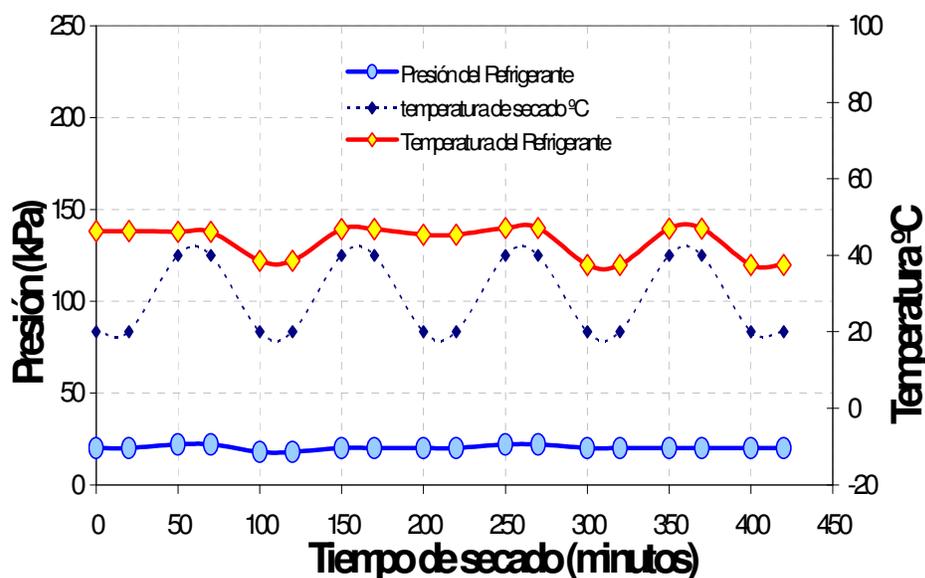


Figura 33. Comportamiento del refrigerante Freón 22 a la salida del evaporador.

El desequilibrio presentado por el evaporador puede ser debido a la cercanía de la resistencia eléctrica ya que, la alteración se presenta en la variable de temperatura a causa del funcionamiento de la válvula termostática que responde a las variaciones de temperatura, cerrándose y reduciendo el flujo de refrigerante en forma de vapor que entra en el evaporador, manteniendo una presión constante (Figura 33.) para ser absorbida por el compresor.

Los datos tomados en el sensor de temperatura y en el manómetro, instalados a la salida del compresor nos muestran su comportamiento en la figura 34.

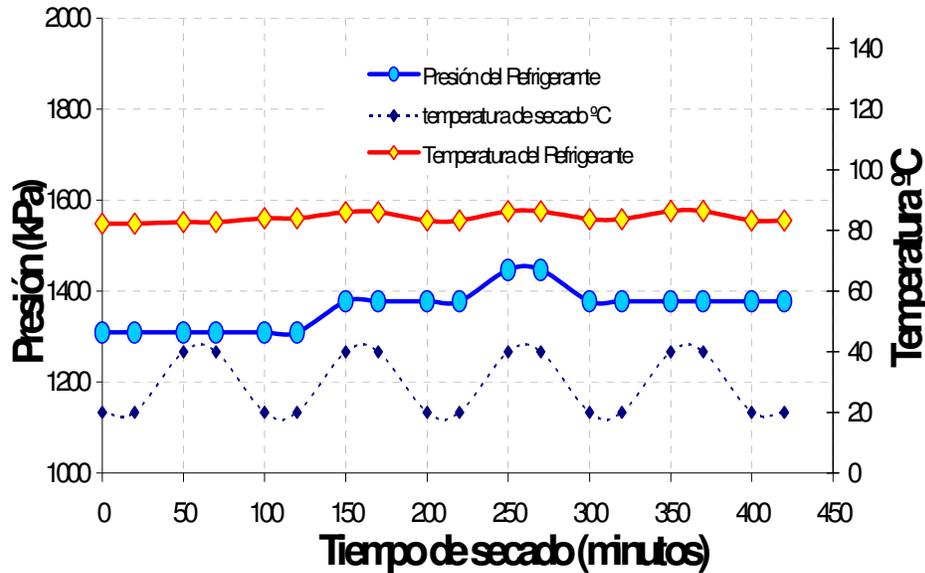


Figura 34. Comportamiento del refrigerante Freón 22 a la salida del compresor

Tomando la línea de la temperatura del aire de secado como referencia para determinar el comportamiento de la temperatura y presión del refrigerante en la salida del compresor, se observó que la temperatura del refrigerante no se ve afectada con el incremento de la temperatura del aire de secado una manera importante, ya que se percibe ligeramente un incremento pequeño de la temperatura del refrigerante (figura 34). En la tabla de datos se observó una ligera variación de temperatura. Con respecto a la presión se observó el mismo comportamiento al incremento de temperatura del aire de secado. Al aumentar la temperatura del aire de secado, aumentó la presión del refrigerante y si desciende la temperatura del aire de secado, la presión del refrigerante también disminuye.

Por ello, todo aumento de temperatura da por resultado un aumento de presión en el refrigerante y viceversa, el descenso de temperatura da también un descenso de presión. A la inversa, el cambio de presión motiva a su vez un cambio de temperatura en igual relación de más o menos (Alarcón 1992).

Datos obtenidos de los sensores de temperatura y manómetros a la salida del condensador de la bomba de calor, nos mostraron que en los primeros 120 min., la

presión y la temperatura del refrigerante se comportó de acuerdo al comportamiento de la temperatura del aire de secado (figura 35). A partir de ese minuto la presión y la temperatura del refrigerante no variaron de manera importante debido a la restricción que provoca el funcionamiento de la válvula de expansión termostática regulando la cantidad de refrigerante que pasa hacia el evaporador.

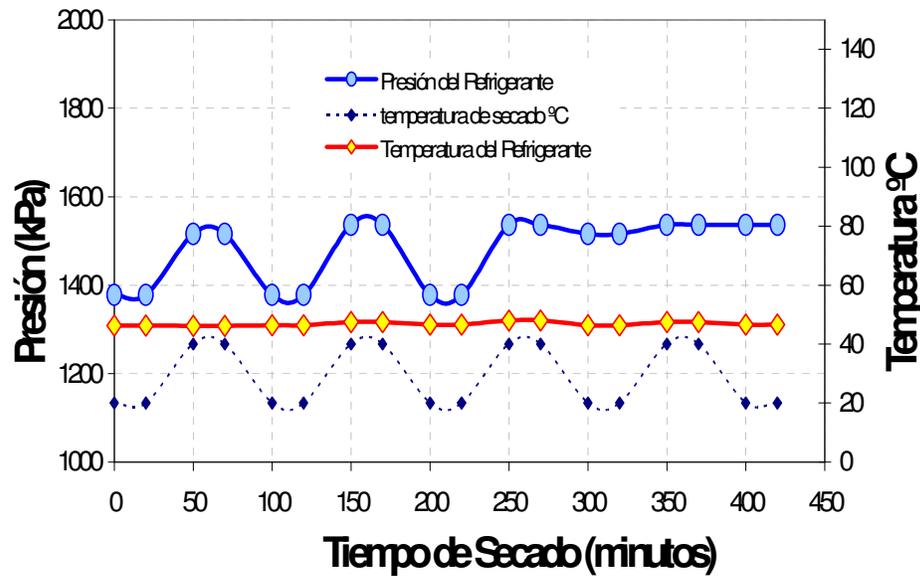


Figura 35. Comportamiento del refrigerante Freón 22 a la salida del condensador

El funcionamiento de la válvula de expansión termostática mantuvo la diferencia de presiones de acuerdo a la temperatura del aire de secado, debido a que el caudal del refrigerante es proporcional a la diferencia de presiones entre el condensador y el evaporador.

El funcionamiento del equipo experimental, cuando se utiliza el proceso de secado en forma cíclica de incrementos y decrementos de la temperatura del aire de secado, como el realizado en el experimento dos, tiene el siguiente balance de energía.

$$E_{TOT} = \sum_i^n E_{BC} + \sum_i^{n-i} E_{RE} - E_p + \sum_i^n E_{Rec} ; \quad (44)$$

con la diferencia que en el proceso de secado donde se calienta y enfría en forma cíclica el aire de secado, cuando el equipo experimental se encuentra en modo de calentamiento la bomba de calor y la resistencia eléctrica se encuentran funcionando la resistencia calienta el aire y la bomba de calor le extrae la humedad, en modo de enfriamiento la resistencia eléctrica se encuentra apagada y la bomba de calor enfría el aire de secado extrayendo el calor y la humedad que se encuentra en él, expulsándolo el calor al medio ambiente. Comparando los Experimentos N° 1 y 2; en el experimento 2 existe el ahorro de la energía de la resistencia eléctrica durante el modo de enfriamiento.

4.3. Funcionamiento del equipo con sistema reversible.

La evaluación experimental del comportamiento del Freón 22 como refrigerante en una bomba de calor utilizada como calentador-deshumidificador-enfriador, con sistema reversible, cuando se somete el Intercambiador de calor interno a un perfil de temperaturas de 20 a 50 °C en forma cíclica dentro de un túnel de secado, fue realizada con la finalidad de conocer el comportamiento de los elementos de una bomba de calor adaptada a un túnel de secado, para aplicarse en un secador con bomba de calor de doble cámara.

Se considera que el túnel con la bomba de calor al inicio del proceso de secado tiene el método de calentamiento, y se obtienen los siguientes datos en cada uno de los elementos que intervienen

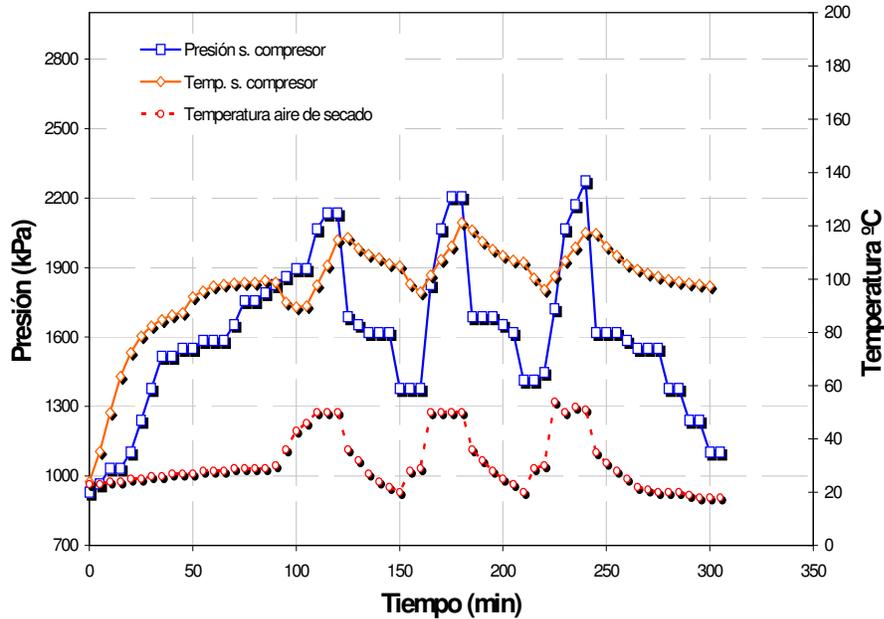


Figura 36. Datos a la salida del compresor Experimento 3

Referente al comportamiento del Refrigerante (Freón 22) a la salida del compresor (Figura 36), se observó, que en el minuto 90, la temperatura del aire de secado se mantuvo constante por lo que se procedió a encender la resistencia eléctrica controlada por el PID a 50 °C, incrementándose la temperatura del aire del interior del túnel a la condición deseada, se mantuvo la temperatura del aire a 50 °C hasta el minuto 120, en ese momento, la temperatura y la presión del refrigerante a la salida del compresor se incrementaron gradualmente, cuando se encendió la resistencia eléctrica, el refrigerante fue influenciado por el calor generado por la resistencia eléctrica incrementando su temperatura y presión a 120 °C y 330 lb/plg² respectivamente, en el minuto 120 se invirtió el ciclo de la bomba de calor y el túnel quedó en modo de enfriamiento descendiendo la temperatura de su interior hasta 20 °C. El proceso de secado se mantiene en forma cíclica cada 30 minutos invirtiendo el ciclo calentamiento-enfriamiento.

El comportamiento del refrigerante a la salida del Intercambiador de calor exterior, se muestra en la figura 37.

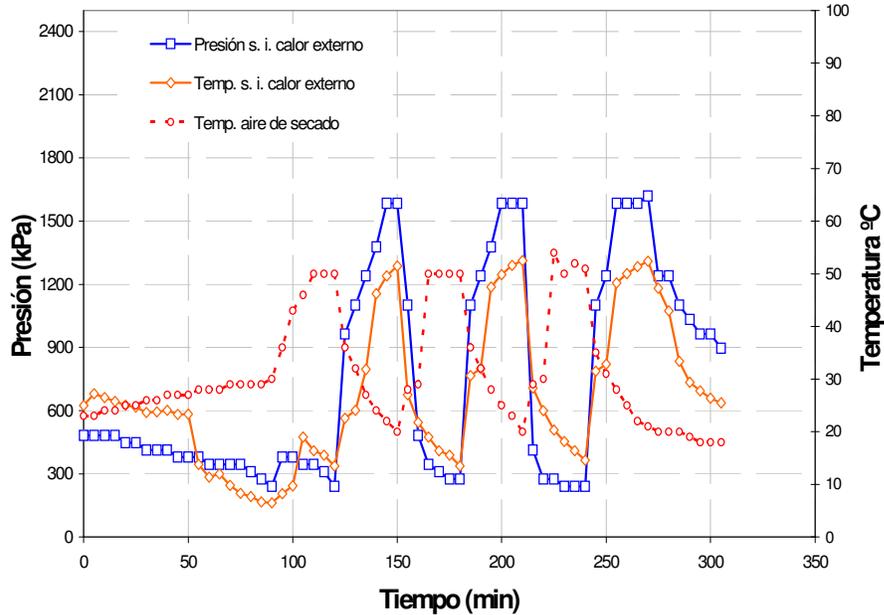


Figura. 37. Datos a la salida del intercambiador de calor externo Experimento 3

Quando el túnel se encuentra en el modo de calentamiento, el intercambiador de calor externo tiene la función de evaporador, absorbe calor del medio ambiente y lo envía al interior del túnel, las condiciones de presión y temperatura a la salida del intercambiador de calor externo se encuentran condicionadas a la temperatura del aire del medio ambiente a 26 °C (si se tiene una temperatura mas elevada la válvula de expansión liberaría mas refrigerante líquido para que este se evaporara con el calor del medio ambiente). Al inicio del experimento, cuando funciona la bomba de calor he interactúa con el aire de secado, la temperatura del refrigerante a la salida del intercambiador es de aproximadamente 6 °C pero al calentar el aire de secado con la resistencia, la temperatura del refrigerante a la salida del intercambiador de calor externo también sufre un incremento a una temperatura promedio de 15 °C. Cuando se invierte el ciclo, quedando el interior del túnel en modo de enfriamiento, el intercambiador de calor externo se convierte en condensador, el cual expulsa el aire caliente del interior del túnel y manteniéndolo a 20 °C como se observa en la figura 36. En cada ciclo se observó el cambio de presiones cuando el intercambiador de calor externo cambia de función.

Con respecto al análisis de las válvulas de expansión del sistema de la bomba de calor y que suministra y/o retira calor al aire de secado que se encuentra en el interior

del túnel, cabe hacer énfasis que su funcionamiento es de forma alternada, nunca las dos al mismo tiempo. Cuando se tiene modo de calentamiento, significa que el aire de secado que se encuentra en el interior del túnel aumenta su temperatura y cuando se encuentra en modo de enfriamiento, significa que se encuentra en el interior del túnel se le está extrayendo calor. Tomando en cuenta lo anterior, el experimento se inició en modo de calentamiento, iniciando el funcionamiento la Válvula de expansión N° 2. Los datos obtenidos correspondientes a la temperatura y presión de refrigeración a la salida de la válvula de expansión 2 y se muestran en la figura 38; donde se observó su comportamiento para su análisis.

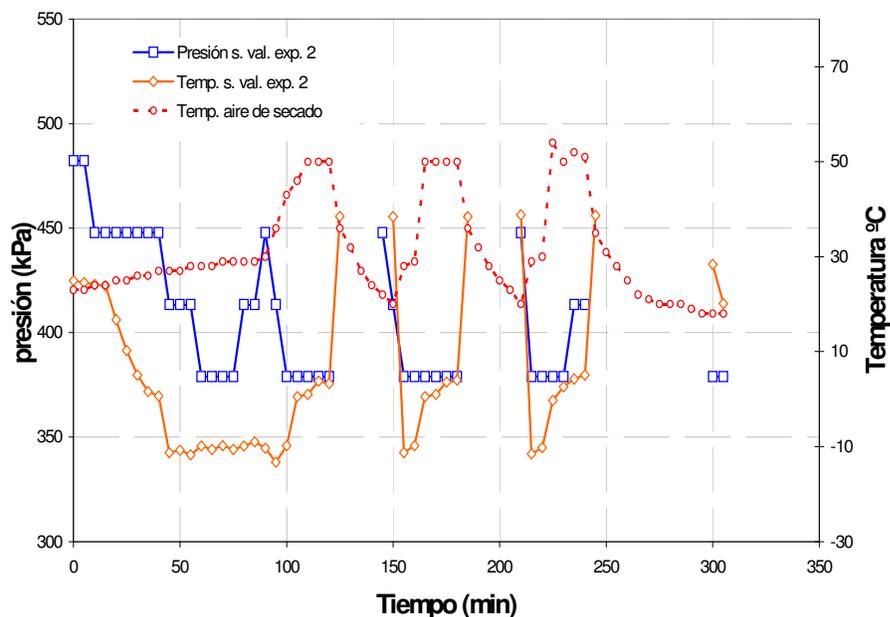


Figura 38. Datos a la salida de la válvula de expansión 2. Experimento 3

Se observó que la operación de la válvula de expansión es constante en el período de su funcionamiento de acuerdo al intercambiador de calor externo que controla. En la gráfica se observa que con relación al comportamiento cíclico del aire de secado, la presión y la temperatura del refrigerante a la salida de la válvula de expansión es contraria, esto se debe a que la válvula de expansión 2 solo funciona en modo de calentamiento por ello se observan las discontinuidades en las rectas de presión y temperatura. Cuando se invierte el ciclo en modo de enfriamiento, la válvula de expansión 2 deja de funcionar. Se observa que a la salida del la válvula de expansión 2,

la presión del refrigerante disminuye gradualmente al inicio del trabajo de la bomba de calor hasta llegar a 413.4 kPa (60 lb. /plg²) y al aumentar la temperatura del túnel de calor a 50 °C la presión desminuye a 55 lb./plg² terminando su operación al intercambiar el ciclo a modo de enfriamiento. La temperatura del refrigerante también disminuye proporcional a la presión.

Al analizar los datos que se muestran en la gráfica 39 y que corresponden al comportamiento del refrigerante a la salida de la válvula de expansión 1, se observó que al iniciar el modo de calentamiento en el interior del túnel de secado, se comportó de la siguiente forma.

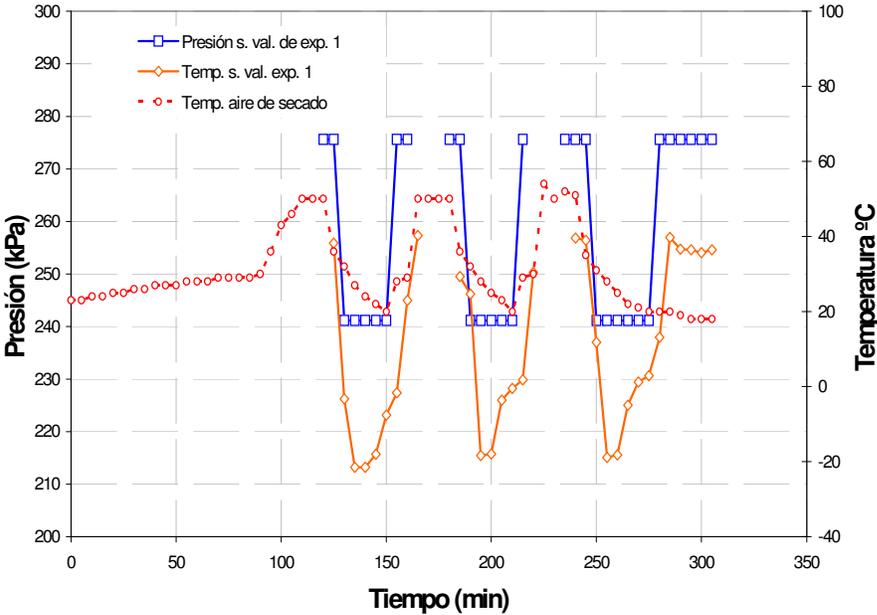


Figura 39. Datos a la salida de la válvula de expansión 1. Experimento 3

Como se dijo anteriormente el experimento se inicia en el modo de calentamiento, la válvula de expansión, en ese momento se encuentra sin funcionar, su inicio se da en el modo de enfriamiento cuando el intercambiador de calor Interno realiza la función de evaporador, la válvula de expansión reduce la presión del refrigerante proveniente del intercambiador de calor externo (en este caso condensador) ocasionando un descenso de la temperatura del aire de secado el cual se encuentra a 50 °C, en el minuto 120 y con el retiro de calor causado por el refrigerante al expansionarse este absorbe el calor

del aire expulsándolo al exterior, se puede observar el comportamiento de la temperatura y presión del refrigerante de acuerdo al incremento y decremento de la temperatura del aire de secado en forma cíclica. El funcionamiento de la válvula 1 con respecto al la válvula 2 difieren por el tamaño de los intercambiadores ya que el intercambiador de calor externo es 30 % más grande que el intercambiador interno.

El intercambiador de calor interno, inicia en el modo de calentamiento, su función es la de condensar el refrigerante en forma de vapor sobrecalentado y a alta presión proveniente del compresor al pasar por el intercambiador, generalmente en un sistema de aire acondicionado común, éste se condensa, pero en éste caso se comporta en forma diferente debido a que el calor absorbido por el aire de secado se recircula a través del intercambiador, elevando la temperatura y la presión del refrigerante como se muestra en la gráfica de la figura 40.

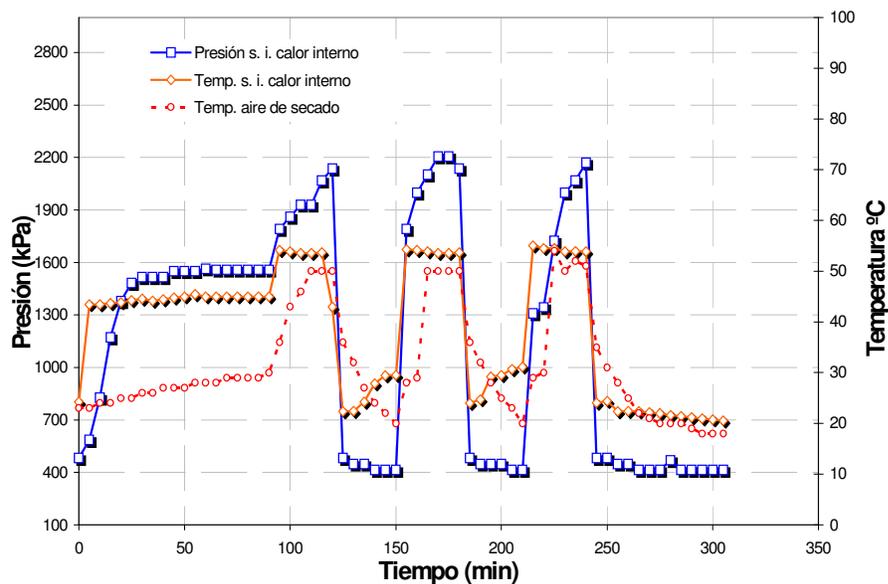


Figura 40. Datos a la salida del intercambiador de calor interno. Experimento 3

Éste es el elemento del sistema de la bomba de calor que interacciona directamente con el sistema del secador y es el elemento del sistema de la bomba de calor que es afectado por las condiciones requeridas para el funcionamiento del SBCDC por lo que el análisis del comportamiento de los elementos de la bomba de calor deberían de partir primeramente en este punto ya que los demás elementos de la bomba de calor se

encuentran estrechamente ligados y cualquier cambio en el evaporador afecta de manera considerable a los elementos restantes. Se puede observar que el tiempo que tarda el sistema de la bomba de calor tiende a estabilizarse en el modo de calentamiento es en el minuto 20, el tiempo recomendado para equipos de aire acondicionado es de 30 minutos que es el tiempo de respuesta de la válvula de expansión, después de éste tiempo se dejó funcionar la bomba de calor por espacio de 60 minutos más, pero en éstas condiciones la temperatura y presión se mantienen constantes, por lo que en el minuto 90 se pone a funcionar la resistencia eléctrica controlada por un PID (Control Posicional Integral Diferencial) para que incremente la temperatura del aire de secado a 50 °C. Durante el proceso de calentamiento del aire de secado, la temperatura y presión del refrigerante que se encuentran en el interior del intercambiador de calor interno se incrementan gradualmente. Al minuto 120 se apaga la resistencia eléctrica y se pone en modo de enfriamiento con lo que se invierte el proceso y la función del intercambiador de calor a evaporador disminuyendo la presión y temperatura del refrigerante. El ciclo reversible del sistema de la bomba de calor se realiza cada media hora convirtiendo alternativamente al intercambiador de calor en condensador y evaporador.

- El balance de energía es el siguiente:

$$E_{TOT} = \sum_i^n E_{BC} + \sum_i^{n-i} E_{RE} + \sum_i^n E_{ReR} - E_p + \sum_i^n E_{Rec} \quad (45)$$

Donde la energía E_{ReR} es energía que absorbe el refrigerante de la resistencia eléctrica y es utilizada para aumentar rápidamente la temperatura del aire de secado.

4.4. Diseño conceptual para un secador con bomba de calor con doble cámara.

El diseño conceptual de SBCDC se realizó tomando en consideración los siguientes cuatro aspectos fundamentales. Parámetros de funcionamiento entre la bomba de calor y túnel de secado (experimentación), cálculo de la potencia de la bomba de calor, configuración del sistema del aire, y configuración del gabinete.

4.5. Cálculo de capacidades de los elementos de la bomba de calor.

Los cálculos realizados para la determinación de la potencia del compresor se toman en un ciclo ideal de Carnot para el freón 22 en los puntos de temperatura de evaporación de 10 °C y una temperatura de condensación de 50 °C, en estado estacionario por la dificultad de las condiciones variables del sistema de la bomba de calor de temperatura con respecto al tiempo. De los datos obtenidos del experimento tres. Se identificaron los puntos en donde se obtuvieron las lecturas, representándolos en forma visual por medio del diagrama de Presión – Entalpía. (P-h) del Freón 22.

- punto 1 Salida de la Válvula de expansión y entrada del Evaporador. (h_1)
- punto 2 Salida del Evaporador y entrada del Compresor. (h_2)
- punto 3 Salida del compresor y entrada del Condensador. (h_3)
- punto 4 Salida del Condensador y entrada de la Válvula de Exp. (h_4)

Se realizó la comparación de un ciclo ideal en condiciones normales de operación de una bomba de calor para un sistema de aire acondicionado, con los ciclos reales de la bomba de calor obtenidos con los datos experimentales, los cuales son presentados en la siguiente gráfica.

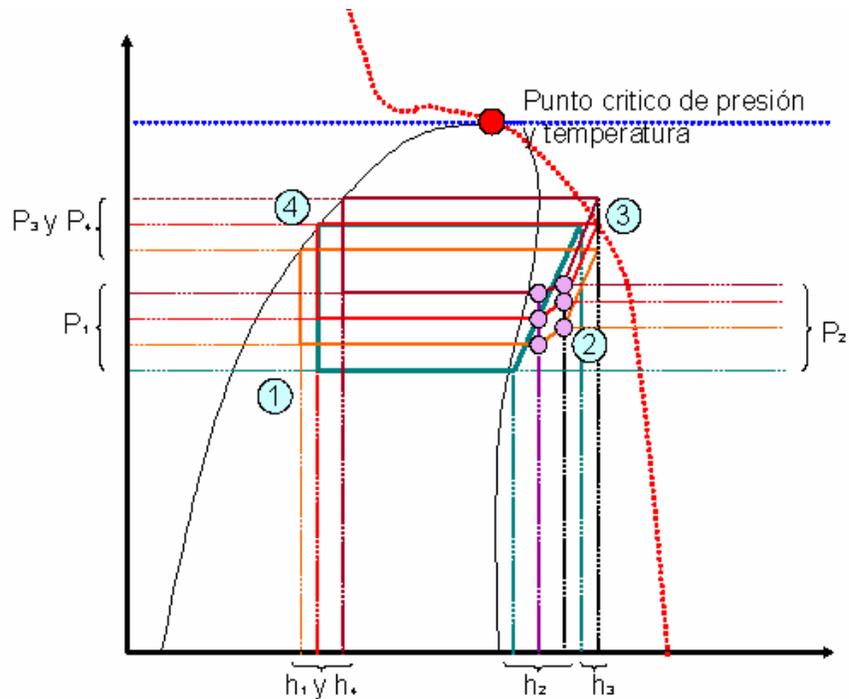


Figura. 41. Ciclo del refrigerante freón 22 en el experimento 3

Así también se obtuvieron los valores que se encuentran en la siguiente tabla que nos da la potencia del compresor.

Tabla IV. Entalpías						
Ciclos	h_1	h_2	h_3	h_4	Unidades	Ve
Ideal a 40 °C	250	398	448	250	kJ/kg	0,1
Real a 30 °C	240	400	460	240	kJ/kg	0,06
Real a 40 °C	250	400	460	250	kJ/kg	0,045
Real a 50 °C	263	400	460	257	kJ/kg	0,035

Tabla V. Datos calculados del ciclo del refrigerante Freón 22						
Ciclos	Efecto refrigerante (qER) kCal/kg	Caudal masico (ṁ) kg/h	Producción frig. vol. (qV) kCal / m ³	Caudal volumétrico (V) m ³ / h	Trabajo esp. del comp. (qW) kCal/Kg	Potencia del compresor kCal/h
Ideal a 40 °C	35,372	11,826	353,720	1,183	11,95	141,321
Real a 30 °C	38,24	10,939	637,333	0,656	14,34	156,866
Real a 40 °C	35,85	11,668	796,667	0,525	14,34	167,324
Real a 50 °C	32,743	12,776	935,514	0,447	14,34	183,201

Tabla VI. Datos calculados del ciclo del refrigerante Freón 22				
Ciclos	Coeficiente de rendimiento (COP)	Potencia frigorífica específica (Kf) kCal/(kWh)	Potencia Indicada (Ni) kW	Potencia Calorífica desprendida en el Cond. Qcod (kCal/h)
Ideal a 40 °C	2,96	2545,6	0,2204	2341,552
Real a 30 °C	2,667	2293,333	0,2446	2406,595
Real a 40 °C	2,5	2150	0,2609	2450,351
Real a 50 °C	2,2833	1963,667	0,2857	2593,438

Se puede Observar que la potencia indicada como máxima para el ciclo real de la bomba de calor para el experimento donde se aplica el mejor desempeño del SBCDC para un proceso de secado en forma cíclica de 20°C a 50°C es de 0.2857 KW, siendo requerido un **Compresor de 0.375 (3/8) HP**. Para el cálculo de los intercambiadores de calor, interiores en el SBCDC, de acuerdo a que las dos cámaras son del mismo tamaño se determina el área de contacto del mismo con la fórmula.

$$Q = hA_s(T_s - T_\infty) = \frac{(T_s - T_\infty)}{1/hA_s}, \quad (26)$$

Se emplea un coeficiente convectivo de transferencia de calor el valor de 5373.05 W/m²K de acuerdo a la ecuación de Eckels y Rabas (Eckels, 1987) que es función del diámetro del tubo expansionado, del espesor de la aleta y de la separación entre aletas. Esta correlación se aconseja para intercambiadores de tubos de cobre y aletas de aluminio. Las correlaciones empíricas y la malla utilizada en el modelo matemático se describen en la tabla VII.

Tabla VII. Correlaciones utilizadas para la determinación el coeficiente de transferencia convectiva	
Coeficiente de transferencia de calor (Refrigerante en una sola fase)	Gnielinski (1976)
Factor de fricción (Refrigerante en una sola fase)	Churrchill (1977)
Coeficiente de transferencia de calor (Refrigerante)	Dobson (1998)
Fracción volumétrica de vapor (Refrigerante)	Premoli (citado por Rice, 1987)
Factor de fricción (Refrigerante)	Friedel (1979)
Coeficiente de transferencia de calor (Aire)	Kim (1097)
Factor de fricción (Aire)	Kim (1997)
Malla (Nx*Ny*Nz)	2*13*30

Sustituyendo valores en la fórmula:

$$A_s = \frac{Q}{h(T_s - T_w)}, \quad (26)$$

Se tienen 0.411 m² como área de transferencia requerida en cada uno de los intercambiadores de calor internos en cada cámara. El intercambiador de calor, que se encuentra en el modo de calentamiento tarda demasiado tiempo en elevar la temperatura del aire, el sobrecalentamiento obtenido en las pruebas del experimento 3 es de un 10% de calor que se genera por el refrigerante en dicha cámara siendo de 0.486 kW /h, por lo que se requiere una resistencia eléctrica que genere 0.438 kW/h

El calor generado por la resistencia eléctrica y el sobrecalentamiento del refrigerante en la cámara de calentamiento produce una sobre presión en éste, lo que se resuelve para el SBCDC de esta tesis, con un intercambiador de calor externo con el área del 30% de los intercambiadores de calor internos.

- Intercambiadores de calor Internos 0.411 m², de área de contacto con el aire de secado.
- Intercambiador de calor Externo 0.1233 m², de área de contacto con el aire externo.

Con referencia a la válvula de Expansión Termostática (VET) se tiene que usar una que tenga la capacidad de mantener el flujo de refrigerante ideal con la presión en la línea de succión del Compresor y la presión del refrigerante conforme se va incrementando la temperatura del aire de secado con la finalidad de que la cantidad de refrigerante que llegue al intercambiador de calor que en ese momento realice la función de Evaporador, no produzca la migración de refrigerante en ella. La recomendable es una de 0.25 (1/4) HP con ajuste de sobrecalentamiento abierto, o una de 0.5 (1/2) HP con ajuste cerrado en el sobrecalentamiento.

Cuando la bomba de calor funciona como deshumidificador se realiza la siguiente comparación de porcentaje de operación de un ciclo ideal de un sistema de refrigeración y con los datos de la operación de los experimentos realizados.

Experimento 2 y 3. (Temperatura cíclica de 20 a 50 °C)

Tabla VIII. Comparación de Porcentajes de operación de la bomba de calor a temperatura cíclica 20 °C-50 °C		
Temperatura de la cámara de calentamiento cuando se enfría.	% de operación	Referencia.
Temperatura del ciclo ideal a 40 °C en el equipo de aire acondicionado.	85 %	De operación para una maquina térmica (Blazhiser 1979)
A 50 °C en el interior del túnel de secado descendiendo posteriormente a 20 °C	60.5 %	De operación según datos de experimento 2 y 3
A 40 °C en el interior del túnel de secado descendiendo posteriormente a 20 °C	60.65 %	De operación según datos de experimento 2 y 3
A 30 °C en el interior del túnel de secado descendiendo posteriormente a 20 °C	60.67 %	De operación según datos de experimento 2 y 3

Experimento 1 (incremento de temperatura en forma escalonada de 20 °C a 60 °C)

Tabla IX. Comparación de Porcentajes de operación de la bomba de calor a temperatura escalonada 20 °C-60 °C		
Temperatura de la cámara de calentamiento cuando se enfría.	% de operación	Referencia.
Temperatura del ciclo ideal a 40 °C en el equipo de aire acondicionado.	85 %	De operación para una maquina térmica (Blazhiser 1979)
A 60 °C en el interior del túnel de secado, con 340 grs. de refrigerante.	38.54 %	De operación según datos de experimento 1
A 40 °C en el interior del túnel de secado con 340 grs. de refrigerante.	85 %	De operación según datos de experimento 1
A 30 °C en el interior del túnel de secado con 340 grs. de refrigerante.	85%	De operación según datos de experimento 1
A 60 °C en el interior del túnel de secado con 485 grs. de refrigerante.	80 %	De operación según datos de experimento 1
A 40 °C en el interior del túnel de secado con 485 grs. de refrigerante.	104. 2%	De operación según datos de experimento 1
A 30 °C en el interior del túnel de secado con 485 grs. de refrigerante.	100 %	De operación según datos de experimento 1

A 40 °C y 30 °C se tiene un rendimiento mayor, a causa de encontrarse sobrecargado el sistema con más refrigerante del necesario lo que provoca que haya una sobre presión en el sistema de la bomba de calor, debido a que el evaporador solo puede extraer la cantidad de calor, para lo que fue diseñado.

4.5.1. Configuración del sistema de aire SBCDC.

Con respecto a la configuración esquemática del circuito que sigue el aire es considerada como un sistema parcialmente cerrado con mezclas de aire fresco y aire recirculado en proporción de 15-85% respectivamente. El sistema inicia con la entrada del aire a condiciones ambientales, con una velocidad de 1.5 y/o 2 m/s. La transferencia de masa y calor se considera de acuerdo a datos obtenidos en los balances realizados de la cantidad del tomate en fresco que fue estimada siendo 10 Kg. en cada cámara. Se calcula la potencia frigorífica del evaporador, potencia calorífica del condensador interno y externo, y la potencia del compresor (Anexo 3).

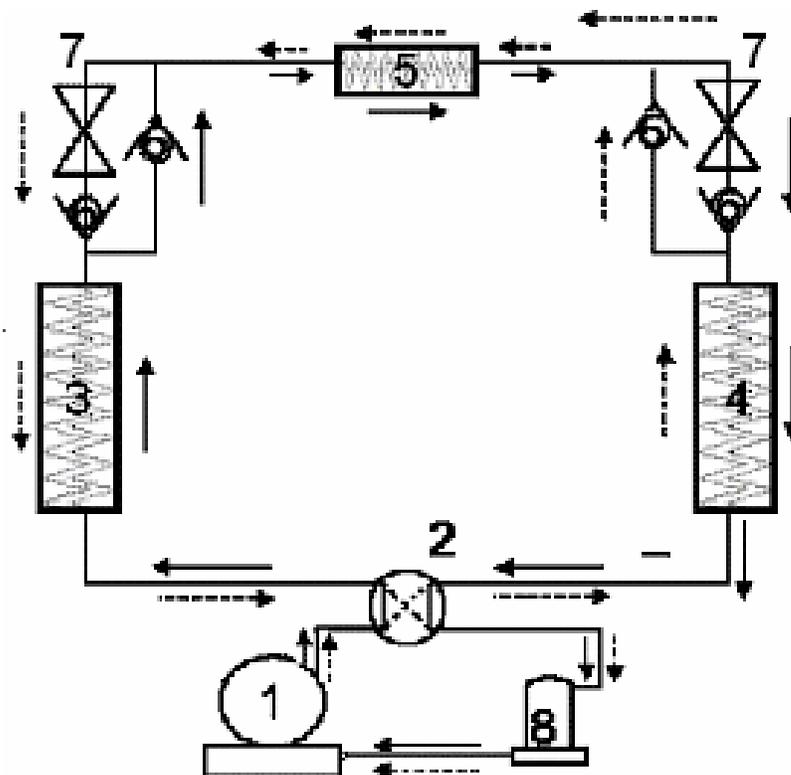


Figura. 42. Configuración del SBCDC

Donde:

1. Compresor.
2. Válvula reversible de 4 vías.
3. Intercambiador de calor, cámara 1.
4. Intercambiador de calor, cámara 2.
5. Intercambiador de calor externo.
6. Válvulas check.
7. Válvulas de expansión termostáticas (VET).
8. Deposito de succión.
9. ———▶ Dirección modo de calentamiento en la cámara 1.
10. - - - - -▶ Dirección modo de enfriamiento en la cámara 1.

Para el diseño es importante considerar la válvula reversible y el circuito de flujo del refrigerante, debido a que son parte importante en el funcionamiento del sistema reversible.

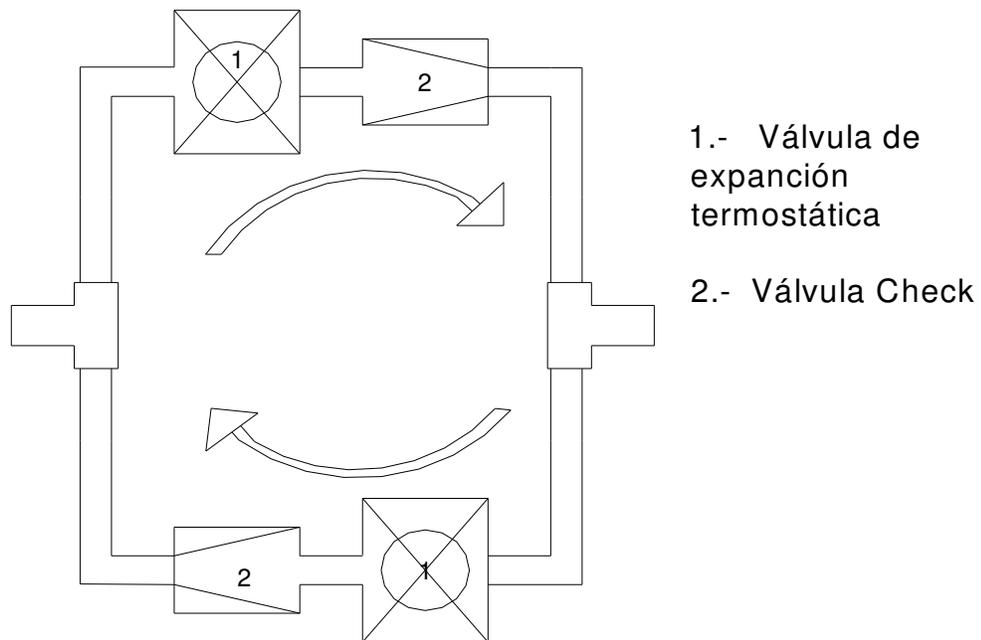


Figura. 43. Circuito de paso del refrigerante

El diagrama esquemático del SBCDC es ilustrado en la figura 44. El flujo de aire del medio ambiente es introducido a las cámaras de secado y enfriamiento por medio de dos ventiladores uno en cada uno de los ductos, que forzan a pasar el aire ambiente a través de los intercambiadores de calor que hacen la función de condensador y evaporador, en la cámara 1 el aire es calentado de la temperatura ambiente a la temperatura que corresponde al ciclo de Carnot del Freón 22 en un determinado tiempo. Así mismo, en la cámara 2 el flujo de aire ambiente introducido es forzado a pasar a través del intercambiador de calor con la función de evaporador el cual enfría el aire ambiente introducido a una temperatura inferior correspondiente al ciclo de Carnot, retirando la humedad relativa del aire, y del producto agrícola, al completarse el volumen del aire de secado en cada una de las cámaras es recirculado una cantidad del mismo, realizándose una mezcla con aire nuevo. El condensador externo es combinado con el condensador interno, una válvula solenoide controla el paso del refrigerante hacia el condensador externo para eliminar el exceso de calor, cuando la temperatura del aire de secado es alta con referencia al tiempo de enfriamiento de la cámara dos. En el sistema de la bomba de calor, la válvula de cuatro vías nos permitirá invertir el ciclo de calentamiento-enfriamiento en las cámaras 1 y 2 por un ciclo enfriamiento-calentamiento en las mismas, basado en los tiempos de secado para el producto agrícola de acuerdo a la cantidad de humedad que se puede retirar del producto sin afectar sus características de calidad, durante el proceso de secado.

El modelo matemático de secado con respecto al equilibrio térmico entre el aire de secado y el producto que se usó es el siguiente, de acuerdo a una distribución uniforme del aire de secado, así como el balance de energía y masa de las cámaras 1 y 2 considerados como volúmenes de control.

Ecuación para cada ciclo del aire de secado en la cámara 1 y otra para la cámara 2.

$$C_a T_{inc} + \omega_{inc} (h_{fg} + C_v T_{inc}) + RC_{pd} \Phi_{inc} = C_a T_s + \omega_s (h_{fg} + C_v T_s) + RC_{pd} T_s + q_p \quad (46)$$

Consideraciones a tomarse en cuenta.

- La operación del secador es en estado continuo
- Las paredes de los elementos, tubos, cámaras son adiabáticos.
- La presión del aire en el sistema es constante a 1 atmósfera.
- Las condiciones del ambiente son constantes
- La temperatura y la velocidad del aire es uniformemente distribuida.
- El proceso de secado esta en un período de valor constante y un proceso constante de bulbo húmedo.
- La compresión del vapor refrigerante es un proceso politrópico.
- El calor específico del aire sobre el rango de la temperatura de operación es constante
- La mezcla del aire es un proceso adiabático.

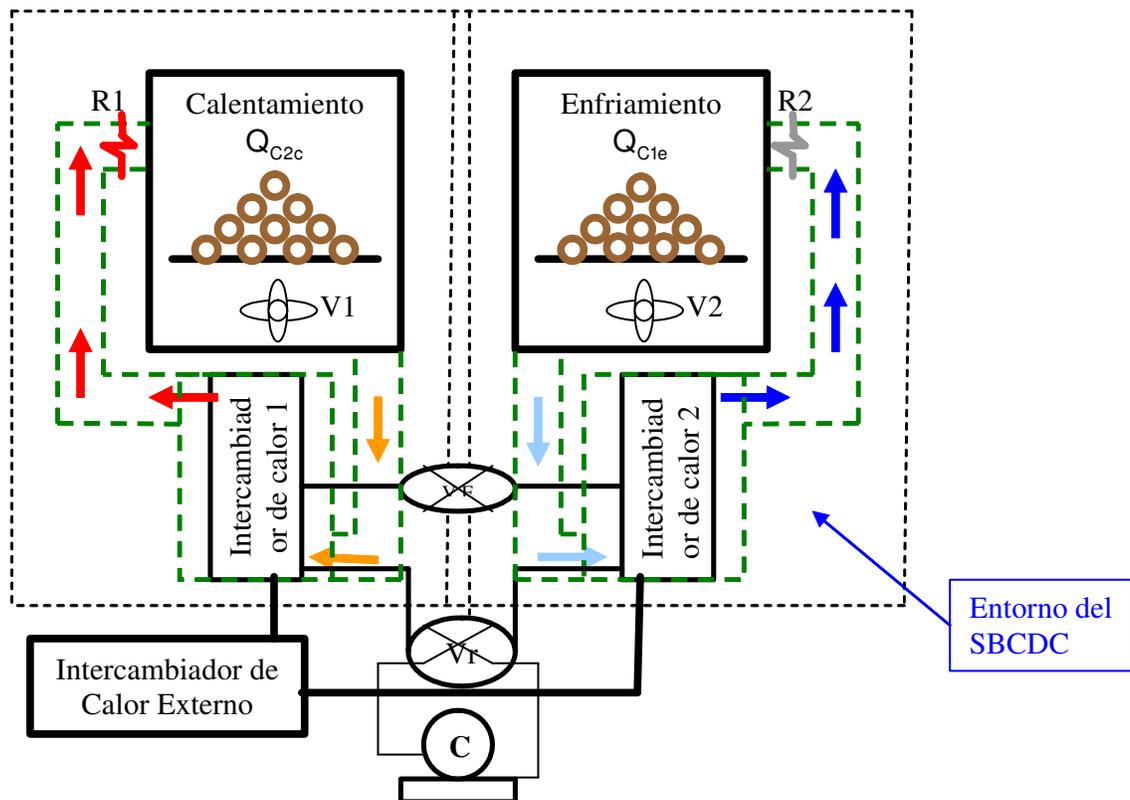


Figura. 44. Diagrama del SBCDC para productos Agrícolas.

Obteniéndose los siguientes resultados para los flujos de aire dentro del SBCDC (anexo 2).

Tabla X Requerimientos de aire en el SBCDC	
Aire a la entrada del separador.	= 255.11 kg de aire húmedo/h
Aire a la entrada del mezclador.	= 43.83 kg de aire húmedo/h
Aire a la entrada del Intercambiador de calor.	= 45.38 kg de aire húmedo/h
Aire a la entrada de la cámara.	= 209.73 kg de aire húmedo/h

4.5.2. Configuración conceptual del Gabinete para el SBCDC.

Para llevar a cabo la configuración conceptual del gabinete que forma parte del diseño del SBCDC se realizó el procedimiento descrito en el anexo 1, desarrollándose lo siguiente, el árbol de objetivos con las ramas de Seguridad, desempeño, apariencia y economía, la caja negra del proceso de secado, el árbol de funciones, la descripción de la estructura funcional, la carta morfológica del gabinete, el análisis de éste de acuerdo a una casa de calidad, donde se confrontaron las características físicas con las funcionales, decidiendo proponer la siguiente configuración que se muestra en la figura 45.

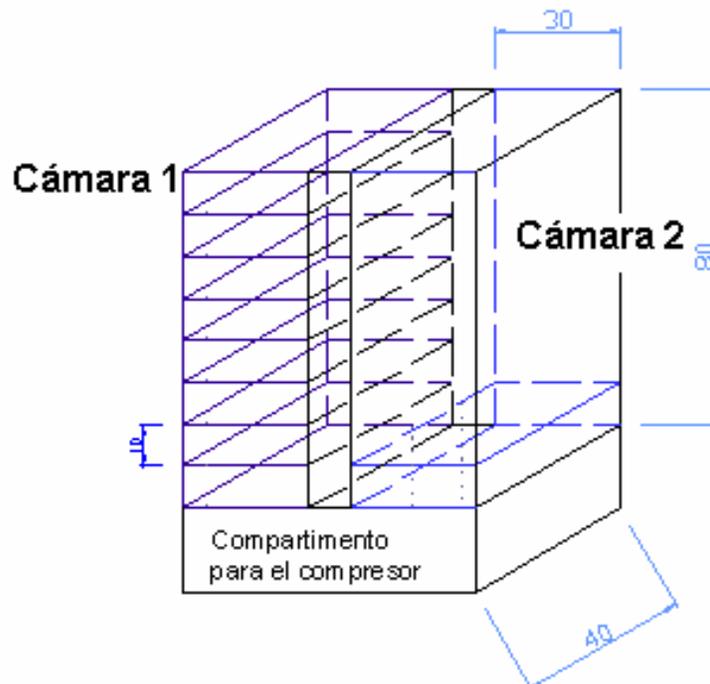


Figura 45.. Configuración conceptual del gabinete para el SBCDC

Considerándose el más adecuado para el proceso de secado con un perfil de temperatura de forma cíclico. Constituido por un gabinete con dos cámaras internas, siete bandejas para el producto en cada cámara, un compartimiento separado para la bomba de calor, y una separación intermedia para los ductos, para mayores detalles del desarrollo del procedimiento de selección referirse al anexo 1.

Capítulo V Conclusiones y Recomendaciones

5.1. Conclusiones.

El comportamiento que presenta una bomba de calor, integrada a un túnel de secado cuando varía la temperatura del aire de secado con diferentes perfiles de temperatura, presenta particularidades específicas de secado de acuerdo a su colocación, cantidad de refrigerante y uso. Cuando es utilizada como deshumidificador, el comportamiento que presentan los elementos que constituyen la bomba de calor cuando se le aplica un perfil de temperatura de forma escalonada (20 °C a 60 °C) al intercambiador de calor que tiene la función de evaporador, se tiene que, cuando el sistema de la bomba de calor se encuentra sobrecargado de refrigerante cuando este pasa por el evaporador y la temperatura de evaporización del refrigerante rebasa la temperatura del medio ambiente se presenta el fenómeno de migración de carga en la válvula de expansión termostática, lo que provoca inestabilidades en el sistema de la bomba de calor de acuerdo al grado de respuesta de la VET, una menor cantidad de refrigerante evita la migración de carga en la VET, por lo que se requiere del cálculo del efecto refrigerante de la bomba de calor para determinar la carga de refrigerante adecuada. Conforme se aumenta la temperatura del aire de secado la eficiencia en la bomba de calor disminuye debido a que se minimizan la diferencia de las presiones de evaporización y condensación acercándose al punto crítico del refrigerante, lo que no ocurre cuando se utiliza el perfil de temperatura cíclico.

Las temperaturas de ebullición que presenta el refrigerante varían de acuerdo a la presión que se ejerce sobre el mismo, por lo que incrementando o disminuyendo la presión, se pueden obtener temperaturas más altas o mas bajas en el evaporador, las temperaturas de condensación deberán ser siempre mayores que la temperatura del aire ambiente y del volumen de control (cámara de secado). El control de la presión y temperatura de condensación puede controlarse con un condensador extra, controlado con una válvula solenoide para liberar la temperatura y por lo siguiente disminuir la presión.

En el comportamiento de los elementos de una bomba de calor utilizada como enfriador-deshumidificador y como calentamiento-deshumidificador-enfriador, acoplada a un secador cuando el evaporador es sometido a condiciones variables de temperatura del aire de secado con un perfil de temperatura en forma cíclica (30 °C -50 °C -30 °C); da como resultado, que la utilización del proceso de secado cíclico, no afecta el desempeño de los elementos de la bomba de calor mientras no se alcance el punto crítico de presión del refrigerante. La VET cumple con la finalidad de protección al compresor, regulando la cantidad de refrigerante para que se encuentren relacionadas la presión de condensación y de evaporación de acuerdo a la cantidad de refrigerante utilizado.

Este proceso de secado presenta una mejor operación de funcionamiento del secador, siendo más eficiente como se muestra en los ciclos de Carnot del capítulo III.

En el funcionamiento reversible de calentamiento enfriamiento de una bomba de calor incorporada a un túnel de secado, cuando se tiene el modo de calentamiento en el interior del túnel, el intercambiador de calor interno (Condensador) no trasmite el suficiente calor para elevar la temperatura del aire de secado que tiene un volumen de 1.08 m³, a una velocidad de 2 m/s, por lo que se requiere de una resistencia eléctrica para alcanzar la temperatura deseada para el aire de secado.

La presión de condensación del refrigerante dentro del intercambiador de calor interno (condensador) en el modo de calentamiento, cuando se encuentra funcionando la resistencia, es elevada. Para evitar las sobrepresiones en él, se requiere de un intercambiador de calor externo. En el modo de enfriamiento, el intercambiador de calor Interno (evaporador) es capaz de retirar la cantidad de calor agregado al aire de secado en el mismo período de tiempo (20 min.).

La caracterización de la interacción funcional de los dos subsistemas (secador-bomba de calor), nos llevo a conocer el desempeño de los elementos que los conforman, de acuerdo a las condiciones dadas en los perfiles de temperatura empleados en los experimentos, determinando que el perfil de temperatura cíclico es el

adecuado para la operación del SBCDC , la dirección del aire de secado como se muestra en la figura 44; la cantidad de aire requerido para cada área mostradas en la tabla X y el caudal másico de refrigerante requerido para el funcionamiento de la bomba de calor siendo esté de 9.56 kg/h.

De acuerdo a los cálculos obtenidos en el presente trabajo para un SBCDC, para deshidratar 10 kg de tomate fresco en cada cámara cuyas dimensiones tiene 0.108 m^3 ($0.3 \times 0.4 \times 0.9$). Se requiere una bomba de calor con un compresor de 0.375 HP., dos intercambiadores de calor internos de 0.411 m^2 de área de contacto con el aire, un intercambiador de calor externo con un área de contacto de 30 % del área de los intercambiadores de calor internos (0.1211 m^2), dos válvulas de expansión termostática de 0.25 H.P con ajuste de sobrecalentamiento abierto en su totalidad o de 0.5 H.P. con el ajuste de sobrecalentamiento mínimo; un deposito de succión 0.25 l; dos cámaras de secado con un volumen interior de 0.108 m^3 cada una, siete charolas para secado con un área de 0.06 m^2 (0.20×0.30), dos ventiladores centrífugos de 0.083 (1/12) H.P., para el movimiento del aire y dos resistencias eléctricas de 0.438 kW/h cada una.

El resultado del diseño conceptual, considerando la metodología del diseño aplicado en este trabajo, se obtiene como resultado, un secador con dos cámaras alineadas horizontalmente, colocadas en la parte superior del área destinada para los elementos de la bomba de calor, con la característica de realizar un ciclo de calentamiento-enfriamiento por medio de una válvula reversible. En el interior de cada cámara se cuenta con siete charolas de secado, las cuales son de fácil extracción para el cambio de producto a secar. La colocación del condensador exterior en la parte posterior (figura 45).

Un SBCDC aprovecha parte de la energía disipada por el condensador y la energía recuperada por el evaporador, por lo que es factible su diseño tomando en consideración los siguientes puntos.

- Las cámaras deberán operar alternadamente en ciclos de calentamiento-enfriamiento, debido a que si se utiliza el perfil de temperatura en forma

escalonada la eficiencia disminuye, presentándose problemas de operación además de que no ser factible las dos cámaras, debido a que funcionarían solamente con una función, una de calentamiento y la otra en modo de enfriamiento.

- Cuando alguna de las cámaras del SBCBC opera en modo de calentamiento requiere una fuente complementaria de calor como es una resistencia eléctrica para alcanzar niveles de temperatura comunes en el secado convectivo con aire caliente, además requiere de un condensador externo con un área de contacto con el aire del 30 % del tamaño de los intercambiadores de calor internos con la finalidad de liberar en la línea de alta de la bomba de calor y evitar problemas de funcionamiento.
- La alternativa de calentamiento-enfriamiento requiere una bomba de calor con una válvula de 4 vías que realice el ciclo reversible, cambiando el sentido de dirección del refrigerante, 4 válvulas de no retorno y dos válvulas de expansión termostática. Las VET deben de seleccionarse de tal modo que operen correctamente a amplias variaciones de temperatura del aire de secado.

5.2. Recomendaciones.

Se recomienda realizar la construcción de SBCDC con las características señaladas en el presente trabajo, con la finalidad de analizar la problemática de colocación y espacio de los elementos que lo constituyen, y una vez que existan más datos técnicos de los refrigerantes ecológicos (SUVA) la realización de las mismas pruebas, ya que estos alcanzan una mayor temperatura a presiones más bajas y por el desuso programado del Freón 22 para el año 2010.

Realizar el diseño conceptual y físico de un secador con bomba de calor sin sistema reversible pero con intercambio de calor para el calentamiento-enfriamiento por medio de ductos, para analizar el espacio que conlleva su realización.

Bibliografía

- Abbt M. M., y Vannes H. C., (1991). Termodinámica 2ª Ed. México. Mc Graw – Hill.
- ANSAL Refrigeración. (2000) Boletín Válvulas de expansión termostáticas Danfoss. www.ansal.com.ar.
- ASHRAE HANDBOOK (1997). Fundamentals, SI Edition, ASHRAE Inc.
- Axtell B. y Bush A. (1991). Interrelate Technology. Try drying, case studies dissemination of technology. Publications 1991,
- Balzhiser R.E. y Samuels M. R. (1979). *Termodinámica para Ingenieros*. Editorial Prentice/Hall Internacional. 308-312
- Base de datos de la Universidad de Zaragoza España. (2003). Departamento de Ingeniería Eléctrica. Obtenida el 30 de Septiembre del 2004, de [www./Bdd.Unizar.es/pag2/Tomo 2/Tema 7/7-8.htm](http://www.Bdd.Unizar.es/pag2/Tomo 2/Tema 7/7-8.htm).
- Birchall, S. (1993). Heat Pump Drier-Investigating Energy Efficiency. Proceedings Development and Application of Heat Pump Drier. Brisbane.
- Boateng, P.O., y Axtell, B. (1998). *Técnicas de secado*. Intermediate Technology Development Group; United Nations Development Fund for Women.. (2da. Ed.) ITDG. 10-14.
- Braun J. E., Bansal P. K., Groll E. A. (2002). Energy Efficiency analysis of air cycle heat pump dryers. International Journal of Refrigeration. 25(3), 954-965.
- Callier J.G. (1981). Convective Boiling and Condensation. McGraw–Hill International Book Company, New York.
- Chou S.K. y Chua K.J. (2001), status and potential for drying food and heat sensitive materials.
- Chua k. j., Hawlader, M.N.A., Chou S.K. y Ho J.C., (2002). The pump dryer. Drying Technology. 14 (1-2), 235-250.
- Chua K.J., Hawlader M.N.A., Chou S.K., y Ho J.C. (2002). Drying Technology. 20 (8), 1559-1577.
- Churrchill S. W. (1977). Frictional Equation Spans All Fluid Flow Regimes. Chemical Engineering. 84. 91-92.
- Dobson M. K. and Chato J. C. (1998). Condensation in Smooth Horizontal Tubes. Journal of Heat Transfer. 2. (1), 193-213

- Eckert E.R.G., Drake M. (1972). Analysis of Heat and Mass Transfer. McGraw-Hill International Book Company. New York.
- Friedel L. (1979). Improved Friction Pressure Drop Correlation for Horizontal and Vertical Two Phase Pipe Flow. European Two Phase Flow Group Meeting. Ispra Italy. Paper E2.
- Gnielinski V. (1976). New Equations for Heat and Mass in Turbulent Pipe and Channel Flow. International Chem. Eng. Nº 16. 359-368
- Haik Y. Engineering Design Process. (2003). Florida State University. Edit. THOMSON BROOKS/COLE.
- Hodgett, D.L. (1976). Efficient Drying Using Heat Pump. Chemical Engineer. July/August. 510-612.
- Hsu Y.Y. and Graham R.W. (1976). Transport Processes in Boiling and Two-phase Systems Including Near-Critical Fluids. Hemisphere publishing corporation. Washington.
- Informe anual, (2003). Comisión Federal de Electricidad. CFE.
- Jakob M. (1949). Heat Transfer. Vol I and Vol II. John Wiley & Sons. New York.
- Kim N. H. Yung J. H. Webb R. L. (1977). Heat Transfer and Frictions Correlations for Wavy Plate Fin-and-tube Heat Exchangers. Journal of Heat Transfer. Vol 3 Nº 119. 560-567.
- Manual de refrigeración y aire acondicionado (1987) Air-Conditioning and Refrigeration Institute. (vol 1. 57-77). Prentice-hall hispanoamericana, S.A.
- Montes P., Blasco R., Gaitán R., García-Pardo J. A., Ros R., González J., Corberán J. M., (2004). Modelado de sistemas de refrigeración por compresión de Vapor., Departamento de Termodinámica Aplicada, Universidad Politécnica de Valencia. Camino de Vera, 14, ES 46022 VALENCIA.
- Moser, F. y Schnitzer, H. (1985). Heat Pumps in Industry. Elsevier Science Publishers B.V. 3-6.
- Ortiz A. B., (2004) Secado con Bomba de calor para la deshidratación de frutos., Universidad de las Américas Puebla., Escuela de Ingeniería Química y de Alimentos
- Prasertsan, S. y Saen-Saby, P., Ngamsritrakul, P. y Prateepchaikul, G., (1996). Heat Pump Dryer Part 1. Simulation of the Models. International Journal of Energy Research. Vol. 20. pp. 1067-1079.
- Prasertsan S. and Saen-Saby P. (1998) Drying technology Heat pump drying of agricultural materials.16 (1-2), 235-250.

Ramírez M.J.A., (1994). *Enciclopedia de la climatización*. Refrigeración. Editorial Ceac S.A. de C.V.

Rajapaksha L., Suen K.O. (2004). Influence of liquid receiver on the performance of reversible heat pumps using refrigerant mixtures., *International Journal of Refrigeration* Vol. 27. 53-62., ELSEVIER.

Reyes R. A., (2004) Tesis Análisis Energético para un prototipo de secadora de frutas tipo gabinete para una capacidad de 50 Kg. Instituto Tecnológico de Oaxaca., Área Ingeniería Mecánica.

Rice C. K. (1987). The Effect of Void Fraction Correlation and Heat Flux Assumption on Refrigerant Charge Inventory Predictions. ASHRAE Transaction. 93. 341-367.

Rossi, S.J., Neues, L.C. y Kieckbusch, T.G. (1992). Thermodynamic and Energetic Evaluation of a Heat Pump Applied to the Drying of Vegetables. Drying'92. ed., Mujumdar., A.S. *Elsevier Science*. 1475-1478.

Rossi, S.J., Neves, L.C., y Kieckbusch, T.G., (1992). Thermodynamic and Energetic Evaluation of a Heat Pump Applied to the Drying of vegetables. Heat pump in Drying. Ed., Mujumdar. Elsevier Science.1475-1484.

Prasertsan S. y Saen-Saby (1988)Heat pump dryers, research development needs and opportunities, *Drying Technology*. 16 (1-2), 251-270.

Praserrtan S. Saen-Saby P.Ngamsritrakul P. y Prateecchaikul G, (1996). Heat pump dryers Part 1: Simulation of the Models. *International Journal of Energy Research*. 20, 1067-1079.

Praserrtan S., Saen-Saby P.Ngamsritrakul P. y Prateecchaikul G. Heat pump dryers Part 2: Results of the simulation. *International Journal of Energy Research*. 21,1-20.

Rossi S.J., Neves L.C., Kieckbusch T.G., (1997). Heat pump in Drying Mujumdar, ed. p.p 1475-1484 . Thermodynamic and Energetic Evaluation of a Heat Pump Applied to the Drying of vegetables.

Shavit A. y Gutfinger C. (1995). Thermodynamics. From concepts to applications, London, Prentice Hall. 108-123.

Teeboonma U., Tiansuwan J., Soponronnarit S., (2003). Optimization of heat pump fruit dryers., *Journal of food Engineering*. 59 , 369-377

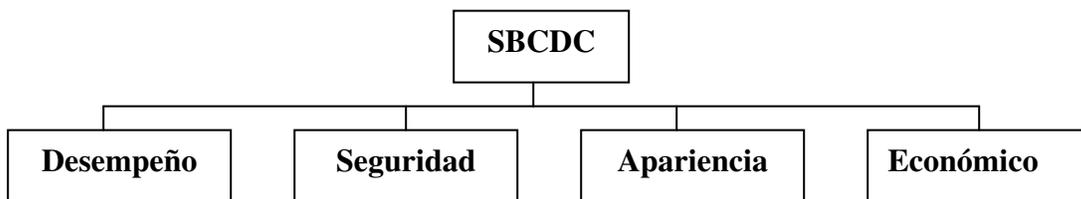
Wark K. (1991). Termodinámica. 5ª Ed., México, McGraw-Hill. 205-224, 307-312

Anexo A.

Se realizaron los siguientes pasos

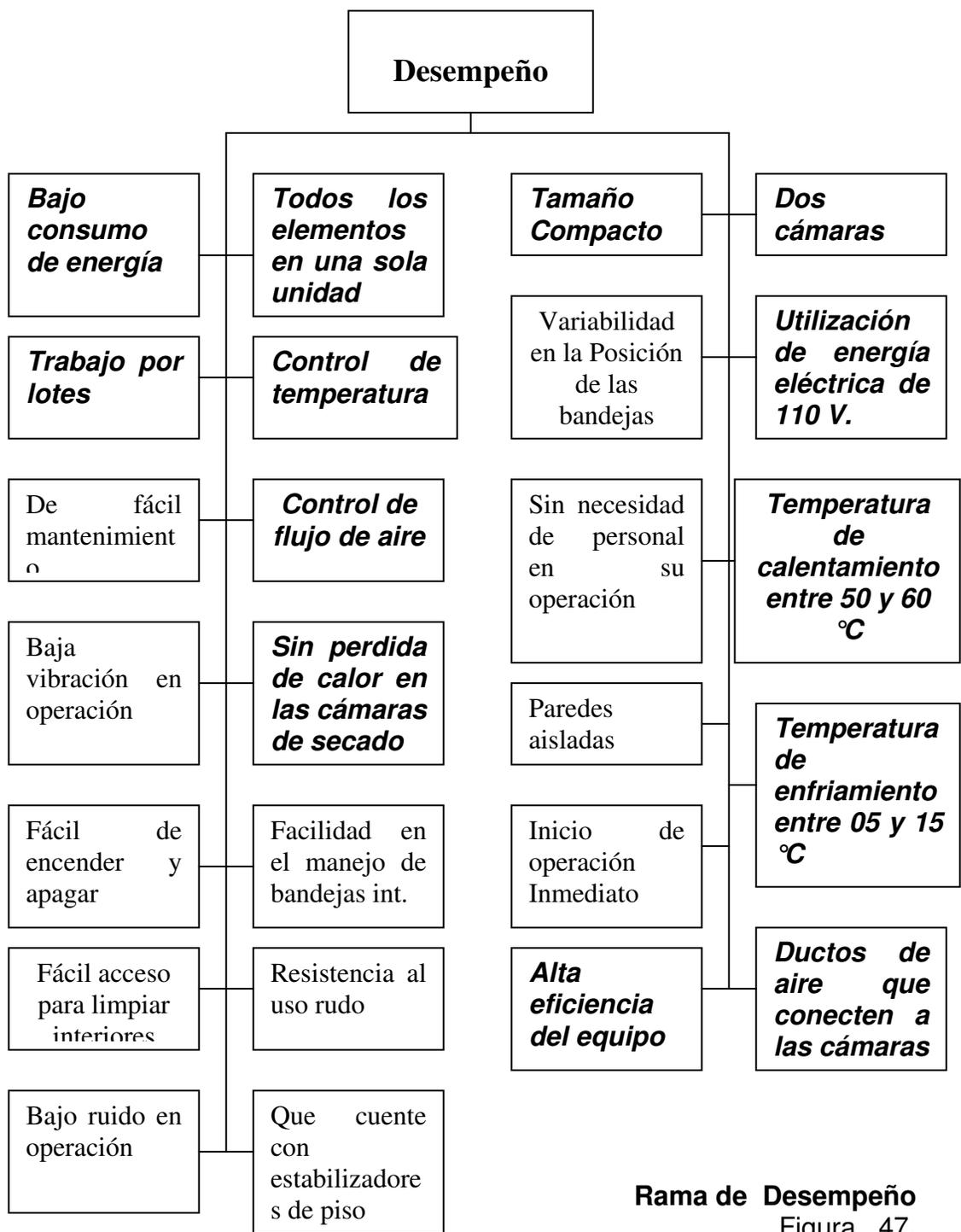
- a)- Árbol de Objetivos
- b)- Caja negra del proceso de secado
- c)- Árbol de funciones
- d)- Diagrama de la estructura funcional del proceso
- e)- Carta morfológica
- f)- Casa de calidad

a) Árbol de objetivos

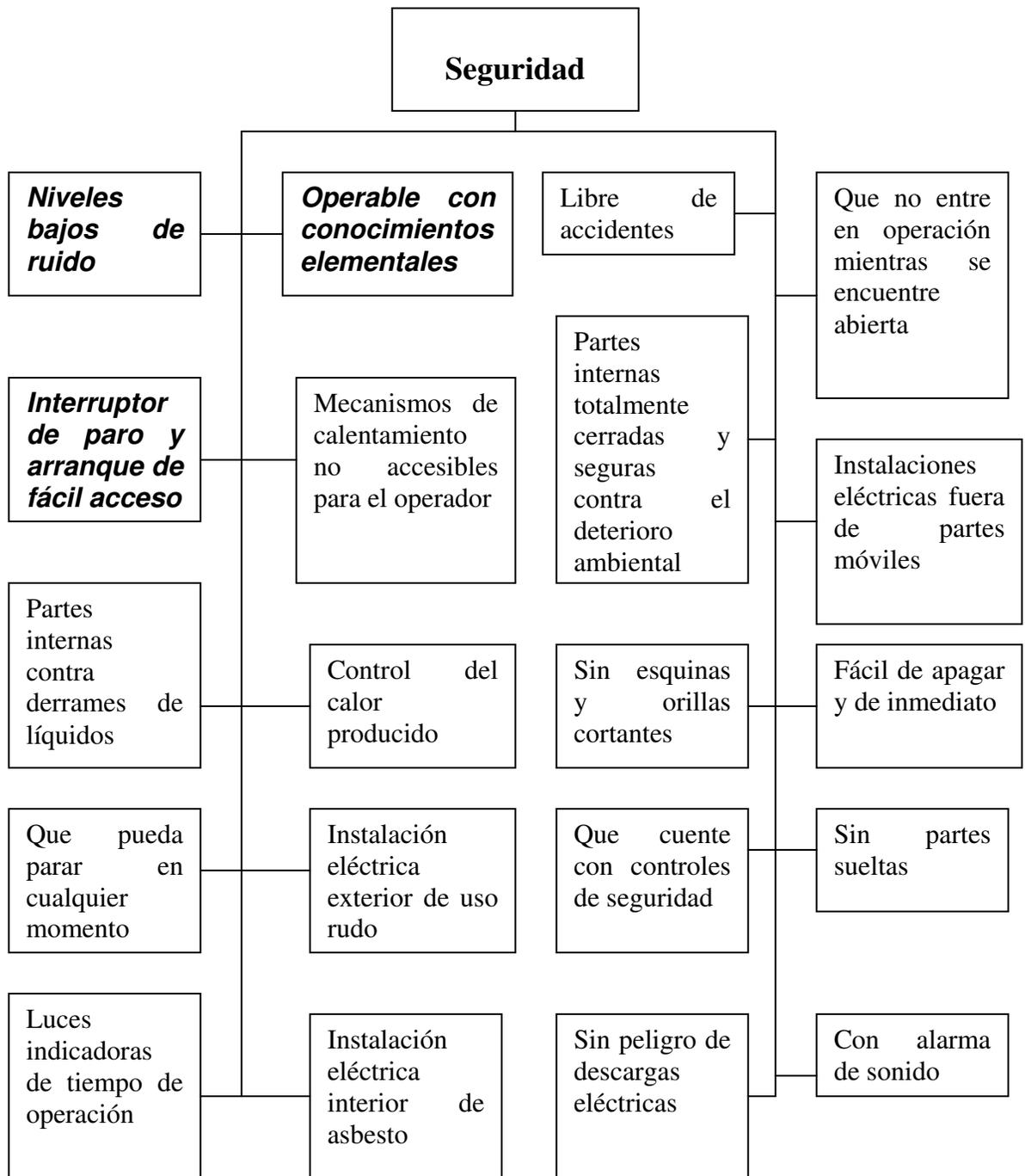


Árbol de Objetivos

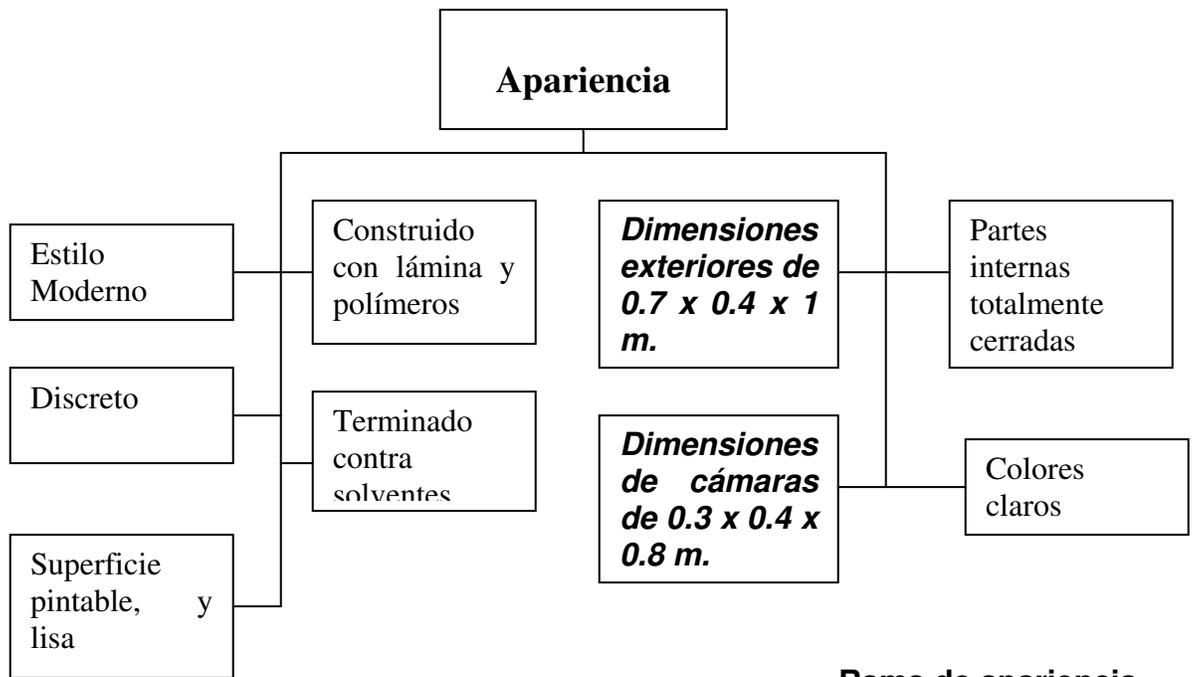
Figura. 46



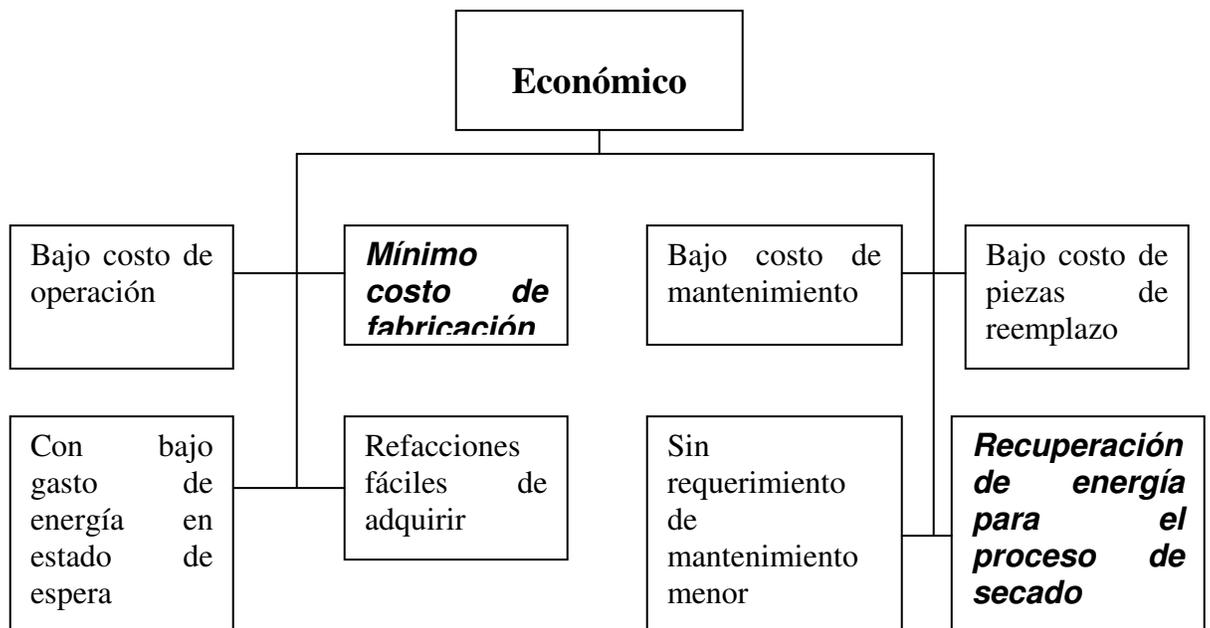
Rama de Desempeño
Figura. 47.



Rama de seguridad
Figura 48.



Rama de apariencia
Figura. 49.



Rama económica
Figura. 50.

b) Caja Negra del proceso



Figura. 51. Caja Negra

c) Árbol de Funciones del secador con bomba de calor de doble cámara

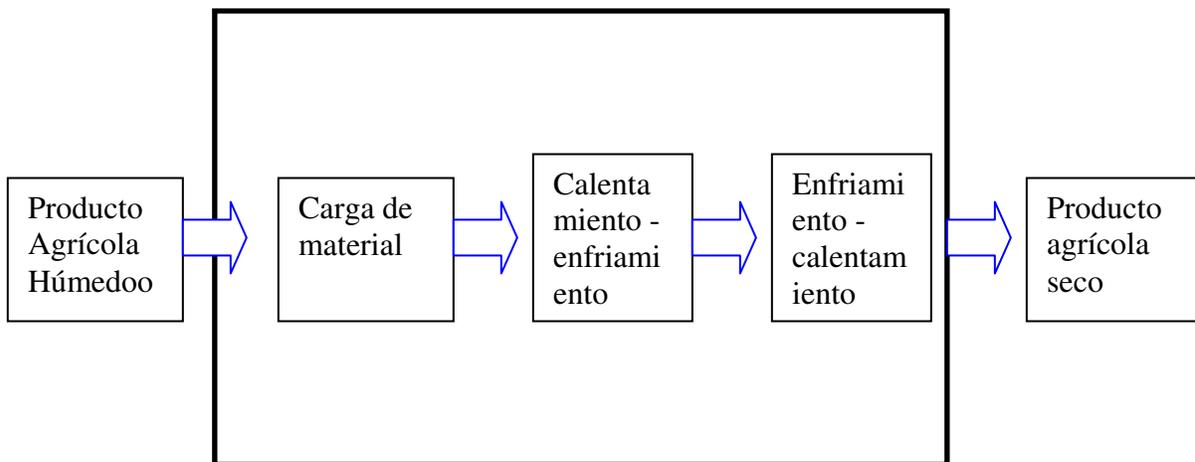


Figura. 52. Árbol de funciones

d) Estructura funcional

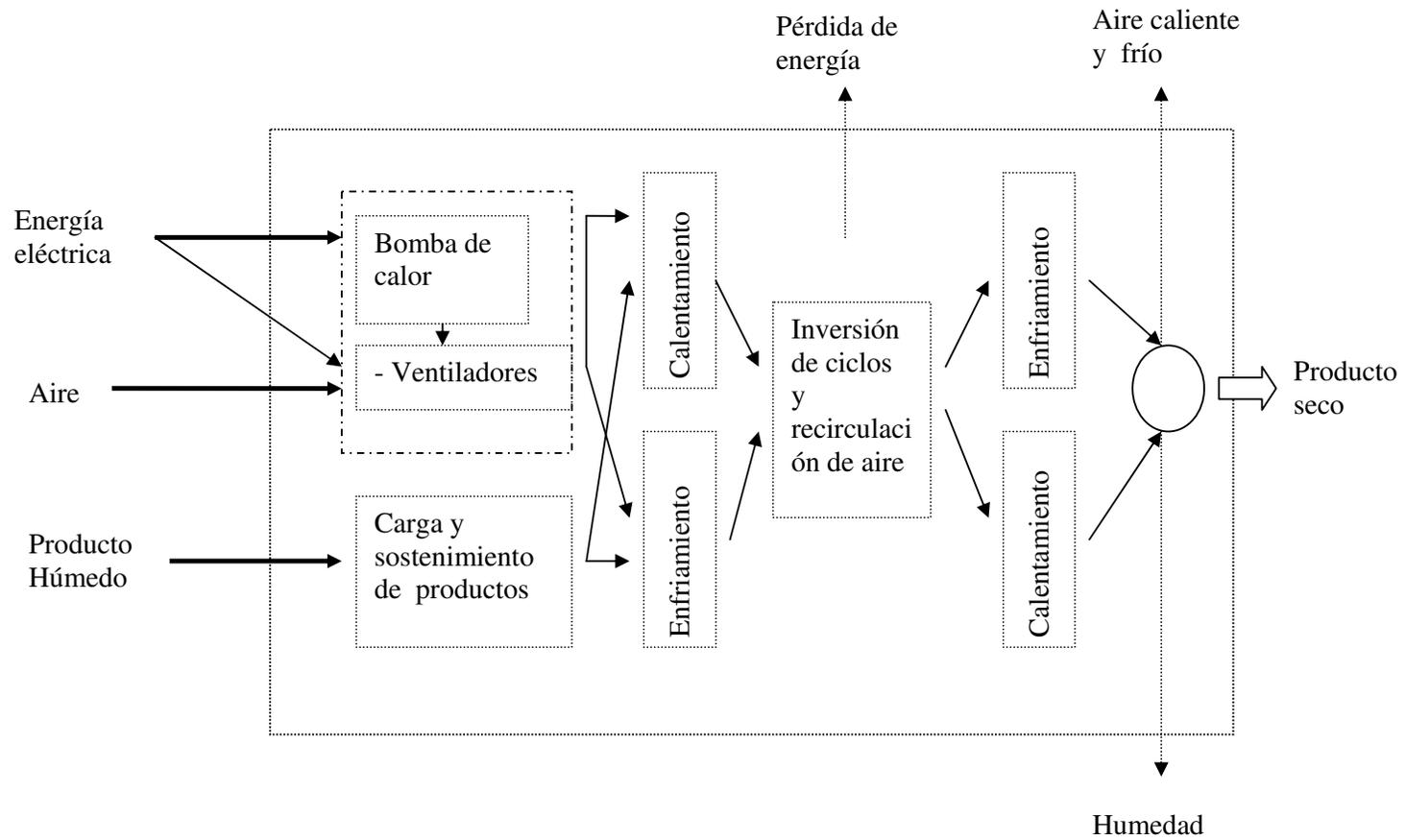


Diagrama de la estructura funcional
Figura 53.

CARTA MORFOLOGICA DE TIPOS DE GABINETE

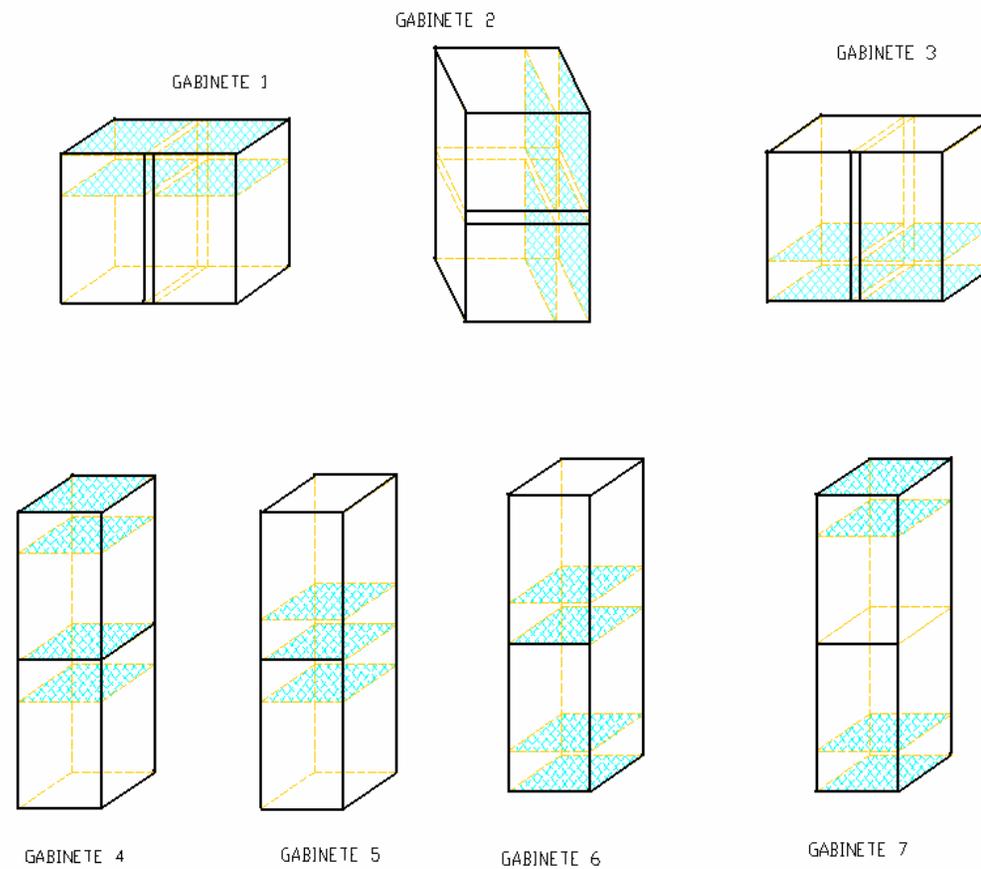


Figura 54. Carta Morfológica.

XI casa de calidad

	Dimensiones externas 0.7 x 0.5 x 1.1 m.	Dimensiones internas de las cámaras 0.3 x 0.4 x 0.8 m.	Eliminación de humedad del 80 al 5 %	Rango de temperaturas 10 -60 °C	Flujo de aire 1.5 – 2 m/s	Dimensiones de las bandejas 0.2 x 0.3 m.	Separación entre bandejas	Potencia de la bomba de calor	Potencia del ventilador
Tiempo de secado	2	3	6	9	8	4	5	10	7
Porcentaje de aire recirculado	2	3	9	8	10	4	5	6	7
Diámetro de tuberías del flujo de aire		8	9		10	6	5		7
Tamaño doméstico	9	10	2	3	4	8	7	6	5
Baja vibración	10	8			7	5	4	9	6
Peso	9	7				6	5	10	8
seguridad	10	6		9	5			8	7
economía	7	8				6	5	10	9
Mantenimiento del secador	2	6	8	3	7	5	4	10	9
Tipo de refrigerante freón 22		7	8	9	5			10	6

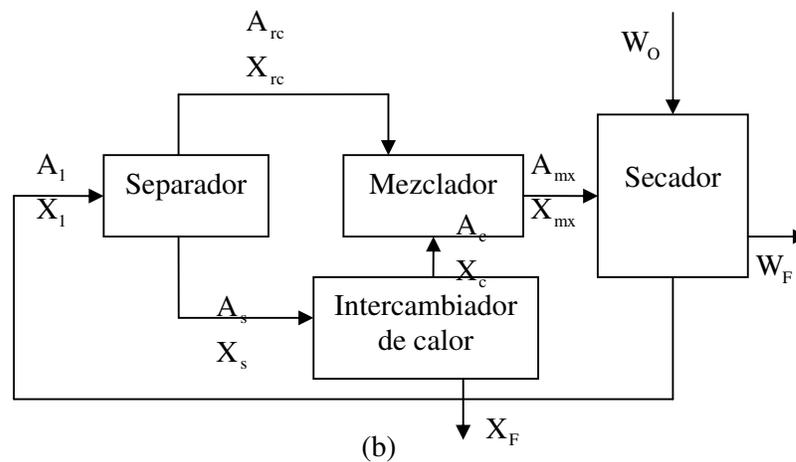
Anexo B.

Balance global de material.

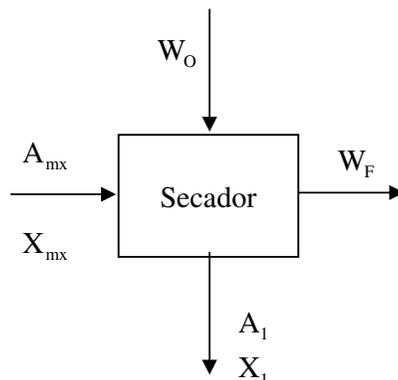
Balance de materia de la cámara de secado con recirculación.

Consideraciones:

- máxima demanda de energía (Curva de secado)
- Rapidez de secado (Curva de secado)
- Datos Iniciales del Producto
- Datos del aire de secado



Aire al interior de la cámara (0.3X0.4X0.9) 0.108 m³



Balance de material en el secador (cámara)

$$A_{mx} + W_o = A_1 + W_F$$

$$253.56 \text{ kg ah} + 10 \text{ kg sh} = A_1 + 8.45$$

$$\underline{A_1 = 255.11 \text{ kg de aire humedo/h}}$$

Balance base agua en el secador

$$A_{mx} + W_O = A_1 + W_F$$

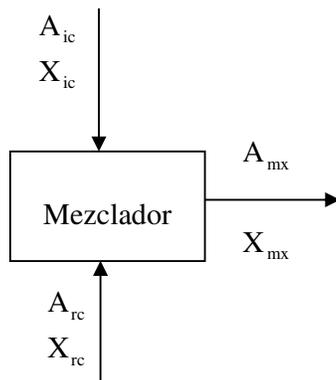
$$\frac{0.03}{1+0.03} (253.56) \text{ kg H}_2\text{O} + 10(0.94) \text{ kg H}_2\text{O} = \frac{X_1}{1+X_1} (255.11) \text{ kg ah} + 8.45(0.929) \text{ kg H}_2\text{O}$$

$$7.385 \text{ kg H}_2\text{O} + 9.4 \text{ kg H}_2\text{O} = \frac{X_1}{1+X_1} (255.11) \text{ kgah} + 7.85 \text{ kg H}_2\text{O}$$

$$X_1 = \frac{0.035024 \text{ kg H}_2\text{O}}{0.964975 \text{ kg ah}}$$

$$X_1 = 0.036295 \text{ kg H}_2\text{O} / \text{kg aire humedo}$$

$$X_1 = X_{rc} = X_s$$



Balance de material para el mezclador

$$A_{ic} + A_{rc} = A_{mx}$$

$$A_{ic} + A_{rc} = 253.56$$

$$A_{ic} = 253.56 - A_{rc}$$

Ec. 1b

Balance base agua

$$\frac{X_{ic}}{1+X_{ic}} A_{ic} + \frac{X_{rc}}{1+X_{rc}} A_{rc} = \frac{X_{mx}}{1+X_{mx}} A_{mx}$$

$$\frac{0.005}{1+0.005} A_{ic} + \frac{0.036}{1+0.036} A_{rc} = \frac{0.03}{1+0.03} A_{mx}$$

Ec. 2b

Sustituyendo la Ec. 1b en la Ec. 2b tenemos:

$$0.005(253.56 - A_{rc}) + 0.034A_{rc} = 0.029(253.56)$$

$$1.2678 - 0.005A_{rc} + 0.034A_{rc} = 7.35$$

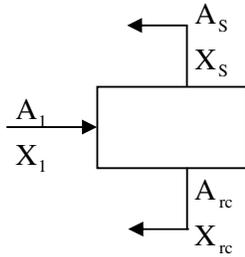
$$A_{rc} = 209.73 \text{ kg de aire humedo/h}$$

Sustituyendo en la Ec. 1b

$$A_{ic} = 253.56 - A_{rc}$$

$$A_{ic} = 253.56 - 209.73$$

$$\underline{A_{ic} = 43.83 \text{ Kg de aire humedo/h}}$$

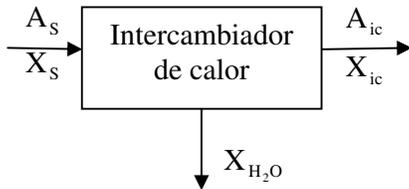


Balance de materia en el separador

$$A_1 = A_{rc} + A_s$$

$$255.11 \text{ kg de a h/hr} = 209.73 \text{ kg de a h/h} + A_s$$

$$\underline{A_s = 45.38 \text{ kg de aire humedo/h}}$$



$$W_o - W_f = X_{H_2O}$$

$$10 \text{ kg de sh} - 8.45 \text{ kg de sh} = 1.55 \text{ kg de H}_2\text{O}$$

$$\underline{X_{H_2O} = 1.55 \text{ kg. de H}_2\text{O}}$$

Flujos de aire del resultado de los balances del proceso de secado en una cámara.

$$A_1 = 255.11 \text{ kg de aire humedo / h}$$

$$A_{ic} = 43.83 \text{ kg de aire humedo / h}$$

$$A_{mx} = 253.56 \text{ kg de aire humedo / h}$$

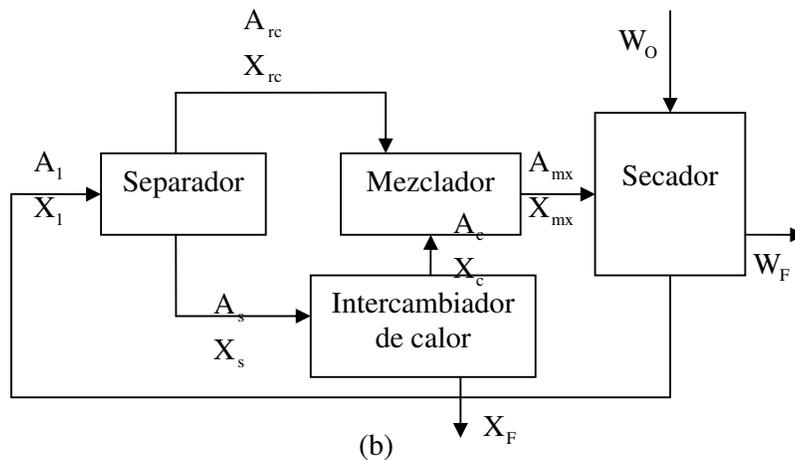
$$A_{rc} = 209.73 \text{ kg de aire humedo / h}$$

$$A_s = 45.38 \text{ kg de aire humedo / h}$$

Balance de energía para el modo de calentamiento de la cámara, para determinar la cantidad de calor necesario para el proceso de secado.

Utilizando los datos obtenidos en el balance de materia de la figura 4.3.2 (b) se realiza el balance de energía, teniéndose.

Q_{mx} = Energía del mezclador (kCal. /h)
 Q_{Gl} = Energía global (kCal. /h)
 m_{mx} = Masa del aire del mezclador (kg.)
 m_O = Masa del aire inicial (kg.)
 m_{rc} = Masa del aire recirculado (kg.)
 m_F = Masa del aire final (kg.)
 H_{mx} = Entalpía del mezclador (kCal. /kg.)
 H_O = Entalpía del aire inicial (kCal. /kg.)
 H_{rc} = Entalpía del aire recirculado (kCal. /kg.)



Balance de Energía del mezclador

$$Q_{mx} = m_{mx} H_{mx} - m_{ic} H_{ic} - m_{rc} H_{rc}$$

Los datos de las entalpías fueron obtenidos a través del programa termodinámico (vapor 2)

$$H_{ic} = 47.677 \text{ kCal/kg} \quad \text{a } 373^\circ\text{K (100}^\circ\text{C) y p 760 mm Hg}$$

$$H_{mx} = 38.142 \text{ kCal/kg} \quad \text{a } 353^\circ\text{K (80}^\circ\text{C) y p 760 mm Hg}$$

$$H_{rc} = ? \text{ no se conoce su temperatura}$$

Sustituyendo valores

$$Q_{mx} = 253.56(38.142) - 43.83(47.6779) - 209.73 H_{rc}$$

$$\underline{Q_{mx} + 209.73 H_{rc} = 7581.563} \quad \rightarrow \text{(a)}$$

Balance global

$$Q_{Gl} = m_F H_{rc} + W_F C_P \Delta t - m_{ic} H_{ic} - W_O C_P \Delta t_O$$

$$Q_{Gl} = 1.55 H_{rc} + 8.45(0.95)(373.5 - 298) - 43.83(12.8) - 10(0.95)(353 - 298)$$

$$Q_{Gl} = 1.55 H_{rc} + 606.076 - 561.024 - 522.5$$

$$\underline{Q_{Gl} - 1.55 H_{rc} = - 477.448} \quad \rightarrow (b)$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones (a) y (b)

$$Q_{mx} + 209.73 H_{rc} = 7581.563 \quad \rightarrow (a)$$

$$Q_{Gl} - 1.55 H_{rc} = - 477.448 \quad \rightarrow (b)$$

$$\text{Donde } Q_{mx} = Q_{Gl}$$

Se tiene

$$\underline{H_{rc} = 38.14 \text{ kCal/kg}}$$

$$\underline{Q_{mx} = Q_{Gl} = 418.31 \text{ kCal/h}}$$

$$\underline{\therefore Q_{mx} = Q_{Gl} = 0.4868 \text{ kW/h}}$$

Es la cantidad de energía calorífica que se necesita suministrar a la cámara de secado del SBCDC, por medio de la bomba de calor y por la resistencia auxiliar.

Anexo C.

Cálculo de la potencia de la bomba de calor

A) Compresor

1) Se determina la utilización del refrigerante **freón 22**, por presentar la mejor opción en refrigerantes como se compara en la siguiente tabla.

XII datos de Refrigerantes				
Clasificación	Refrigerante	Aplicaciones más usuales	Intervalo de temperaturas °c de evaporación	Temperaturas de Ebullición a la presión atmosférica °c
Alta seguridad	R - 22	-Aire acondicionado. -Refrigeración comercial	+10 °C/-5 °C	- 40.8 °C Mayor potencia frigorífica por m ³ desplazado.
Alta seguridad	R - 12	-Refrigeración comercial	-5 °C/-25 °C	-29.8 °C
Alta seguridad	R- 502	-Comercial semi industrial	-25 °C/_40 °C	-46.3 °C
Media seguridad	R - 717	-Industrial de doble salto	+5 °C/-45 °C	-33.3 °C

2) En el diagrama de presión - entalpía se determina el ciclo termodinámico para las temperaturas en que operara el refrigerante Freón 22.

- punto 1 Salida de la válvula de expansión y entrada del evaporador 235 kJ/kg.
- punto 2 Salida del evaporador y entrada del compresor 418 kJ/kg.
- punto 3 Salida del compresor y entrada del condensador 457 kJ/kg.
- punto 4 Salida del condensador y entrada de la válvula de exp. 235 kJ/kg.

Se realizan los siguientes cálculos (Ramírez 1994)

3) Se calcula el calor absorbido por el evaporador (Efecto refrigerante) por medio de las entalpías tomadas de la grafica Presión – Entalpía del ciclo de operación del Freón 22, en la siguiente fórmula:

$$q_{ER} = h_2 - h_1$$

$$q_{ER} = 418 - 235 = 183 \text{ kJ/kg}$$

$$\underline{q_{ER} = 43.737 \text{ kCal/kg}}$$

4) Para el cálculo del caudal másico del freón 22, se toma de las propiedades del refrigerante la potencia frigorífica (N_f) y el efecto refrigerante calculado.

$$\dot{m} = \frac{N_F}{q_{ER}}$$

$$\dot{m} = \frac{418.31 \text{ kCal/hr}}{43.737 \text{ kCal/kg}}$$

$$\underline{\dot{m} = 9.56 \text{ kg/h}}$$

4) Para el cálculo de producción frigorífica volumétrica, utilizamos la fórmula:

$$q_v = \frac{q_{EF}}{V_e}$$

$$q_v = \frac{43.737 \text{ kCal/kg}}{0.0695 \text{ m}^3 / \text{kg}} = 629.31 \text{ kCal/m}^3$$

5) El caudal volumétrico (desplazamiento volumétrico) del compresor se determinó con la fórmula:

$$\dot{V} = \frac{N_F}{q_v}$$

$$\dot{V} = \frac{418.31 \text{ kCal/hr}}{629.31 \text{ kCal/m}^3} = 0.6647 \text{ m}^3 / \text{h}$$

6) Trabajo específico de compresión

$$q_w = h_2 - h_1$$

$$q_w = 457 \text{ kJ/kg} - 418 \text{ kJ/kg} = 39 \text{ kJ/kg} = 9.321 \text{ kCal/kg}$$

7) Para determinar la **potencia del compresor**

$$P_{\text{Comp.}} = \dot{m} (q_w)$$

$$P_{\text{Comp.}} = 9.56 \text{ kg/h} (9.321 \text{ kCal/kg}) = 89.108 \text{ kCal/kg}$$

8) para determinar el coeficiente de rendimiento se utilizó la fórmula

$$\text{COP} = \frac{q_{\text{ER}}}{q_w}$$

$$\text{COP} = \frac{43.737 \text{ kcal/kg}}{9.321 \text{ kcal/kg}} = 4.69$$

9) Para el cálculo de la potencia frigorífica (por el número de ciclos de paso del refrigerante.

$$K_F = 860 (\text{COP})$$

$$K_F = 860 (4.69) = 4033.4 \text{ kCal/h.kW}$$

10) Potencia Indicada

$$N_i = \frac{N_F}{K_F}$$

$$N_i = \frac{418.31 \text{ kCal/h}}{4033.4 \text{ kCal/h.kW}} = 0.1037 \text{ kW} = 0.139 \text{ HP}$$

Para la potencia calorífica desprendida por el intercambiador de calor que opera como condensador se utilizó.

$$\dot{Q}_{\text{Cond}} = \dot{m} (h_{\text{ECond}} - h_{\text{SCond}})$$

$$\dot{Q}_{\text{Cond}} = 9.56 (457 - 235) = 2122.32 \text{ kCal/h}$$

Anexo D.

Datos del experimento 1

Comportamiento de los elementos de una bomba de calor acoplada a un secador cuando el evaporador es sometido a condiciones variables de temperatura del aire de secado en forma escalonada (20 °C a 60 °C).

XIII. Datos del comportamiento de la bomba de calor cuando es usada como deshumidificador.								
Temp. Air. de secado	Condiciones a la salida del Compresor.		Condiciones a la salida del Condensador.		Condiciones a la salida de la Válvula de Exp.		Condiciones a la salida del Evaporador.	
	Temp. Del refrigerante	Presión del Ref.	Temp. Del refrigerante	Presión del Ref.	Temp. Del refrigerante	Presión del Ref.	Temp. Del refrigerante	Presión del Ref.
°C	°C	Lb/plg	°C	Lb/plg	°C	Lb/plg	°C	Lb/plg
20	43,9	180	52,6	175	-21	15	27,3	15
25	51,6	185	56,2	180	-20,1	15	27,6	15
30	56,8	190	58	190	-19,8	15	27,9	15
35	59,3	190	58	190	-19,7	15	32,3	15
40	61,6	195	61	195	-19,5	15	32,3	15
45	63,3	198	61,4	195	-19,2	15	35,6	15
50	64,1	198	62	200	-19,3	15	38,2	15
55	66,1	200	62,5	200	-18,8	15	40,9	15
60	66,4	200	63	200	-18,8	15	42,8	15

Datos del experimento 2

Comportamiento de los elementos de una bomba de calor acoplada a un secador cuando el evaporador es sometido a condiciones variables de temperatura del aire de secado en forma cíclica (30 °C -50 °C -30 °C).

XIV. Datos del comportamiento de la bomba de calor cuando es usada como enfriador-deshumidificación										
Tiempo	temperatura de secado °C	Tiempo de secado Minutos.	P. Comp.	T. Comp.	P. Cond.	T. Cond.	P. Val. Exp.	T. Val. Exp.	P. Evap.	T. Evap.
0	30	20	220	80,5	200	40,9	25	-8,5	24	37,5
20	30	30	220	80,5	200	40,9	25	-8,5	24	37,5
50	50	30	230	82	225	52,3	28	-1,1	24	38
80	50	30	230	82	225	52,3	28	-1,1	24	38
110	30	20	220	81,7	200	41,7	25	-9,4	22	50,7
130	30	30	220	81,7	200	41,7	25	-9,4	22	50,7
160	50	30	230	90,2	230	42	30	-9	25	43,8
190	50	30	230	90,2	230	42	30	-9	25	43,8
220	30	20	225	82	225	43,6	25	-8,5	22	36,7
240	30	30	225	82	225	43,6	25	-8,5	22	36,7
270	50	30	230	82,1	230	41,2	28	-8,2	24	44
300	50	30	230	82,1	230	41,2	28	-8,2	24	44
330	30	20	225	84,3	225	44,8	25	-10,2	24	36,4
350	30	30	225	84,3	225	44,8	25	-10,2	24	36,4
380	50	30	230	90	230	86,2	28	-10	24	39,6
410	50	30	230	90	230	86,2	28	-10	24	39,6

Datos del Experimento 3

Comportamiento de los elementos de una bomba de calor con sistema reversible, acoplada a un secador cuando el evaporador es sometido a condiciones variables de temperatura del aire de secado en forma cíclica (20 °C -50 °C -20 °C).

XV. Datos de la bomba de calor con sistema reversible, cuando es utilizada como calentador-deshumidificador-enfriador.

Intervalo de t, 5 min.		Temp. del A.s.	Temp. Comp. °C	P. Comp. Lb./plg2	Temp. del Inter. C ext. °C	P. Inter. C ext. Lb./plg2	Temp. S. v. de exp. 1	P. s. v. exp. 1 Lb./pg2	T. s. v. de exp. 2 °C	P. s. v. de exp. 2 Lb./plg2	T. s inter. C. int. °C	P. s. inter. C. int. Lb./plg2
0	13:31:15	23	23,954	135	25	70		25	70	24,219	70	
5	13:36:15	23	35,235	140	27,234	70		24,557	70	43,465	100	
10	13:41:15	24	49,853	150	26,476	70		24,147	65	43,434	120	
15	13:46:15	24	63,457	150	25,768	70		23,882	65	43,677	170	
20	13:51:15	25	72,472	160	25,064	65		16,744	65	43,859	200	
25	13:56:15	25	78,627	180	24,653	65		10,238	65	44,227	215	
30	14:01:15	26	82,449	200	23,641	60		5,034	65	44,565	220	
35	14:06:15	26	84,771	220	23,785	60		1,616	65	44,134	220	
40	14:11:15	27	86,549	220	24,098	60		0,632	65	44,442	220	
45	14:16:15	27	87,518	225	23,281	55		-11,253	60	44,751	225	
50	14:21:15	27	93,422	225	23,352	55		-10,739	60	45,2	225	
55	14:26:15	28	95,592	230	13,786	55		-11,744	60	45	225	
60	14:31:15	28	97,428	230	11,37	50		-9,839	55	45	225	
65	14:36:15	28	98,142	230	12,001	50		-10,616	55	45	225	
70	14:41:15	29	98,504	240	9,829	50		-9,792	55	44,6	225	
75	14:46:15	29	98,747	255	8,269	50		-10,632	55	45,2	225	
80	14:51:15	29	98,747	255	7,719	45		-9,873	60	44,3	224	
85	14:56:15	29	99,613	260	6,662	40		-8,978	60	45	224	
90	15:01:15	30	98,869	265	6,509	35		-10,382	65	52,4	260	
95	15:06:15	36	91,377	270	8,253	55		-13	60	54,149	260	
100	15:11:15	43	89,631	275	9,729	55		-9,782	55	53,888	270	
105	15:16:15	46	90,012	275	18,984	50		0,546	55	53,553	280	
110	15:21:15	50	97,783	300	16,368	50		0,985	55	53,553	280	
115	15:26:15	50	105,154	310	15,557	45		3,782	55	53,702	300	
120	15:31:15	50	114,821	310	13,497	35		40	3,231	42,983	310	
125	15:36:15	36	115,593	245	22,585	140	38,226	40	38,475	22,346	70	
130	15:41:15	32	111,534	240	24,074	160	-3,301	35		22,393	65	

135	15:46:15	27	109,334	235	31,817	180	-21,518	35			24,219	65
140	15:51:15	24	108,044	235	46,226	200	-21,518	35			27,875	60
145	15:56:15	22	105,743	235	49,614	230	-18,032	35		65	29,439	60
150	16:01:15	20	105,008	200	51,454	230	-7,576	35	38,448	60	29,514	60
155	16:06:15	28	98,262	200	27,014	160	-1,699	40	-11,254	55	54,262	260
160	16:11:15	29	95,147	200	21,748	70	22,992	40	-9,782	55	54,149	290
165	16:16:15	50	101,542	265	18,984	50	40,228		0,494	55	53,888	305
170	16:21:15	50	107,416	300	16,368	45			0,989	55	53,553	320
175	16:26:15	50	112,418	320	15,557	40			3,564	55	53,553	320
180	16:31:15	50	121,283	320	13,497	40		40	3,984	55	53,702	310
185	6:36:15	36	118,433	245	30,646	160	29,364	40	38,429		24,002	70
190	16:41:15	32	114,252	245	31,996	180	24,653	35			24,726	65
195	16:46:15	28	111,187	245	47,482	200	-18,385	35			29,19	65
200	16:51:15	25	108,845	240	49,853	230	-17,944	35			29,514	65
205	16:56:15	23	107,106	235	51,631	230	-3,657	35			30,672	60
210	17:01:15	20	106,342	205	52,528	230	-0,507	35	38,784	65	31,179	60
215	17:06:15	29	100,5	205	28,32	60	1,778	40	-11,505	55	55,021	190
220	17:11:15	30	96,156	210	24,026	40	30,444		-10,231	55	54,527	195
225	17:16:15	54	101,148	250	20,341	40			-0,283	55	54,527	250
230	17:21:15	50	106,952	300	18,128	35			2,583	55	53,851	290
235	17:26:15	52	112,062	315	16,416	35		40	4,22	60	53,925	300
240	17:31:15	51	117,599	330	14,601	35	39,516	40	5,076	60	53,851	315
245	17:36:15	35	117,188	235	31,51	160	39,037	40	38,698		24,05	70
250	17:41:15	31	112,239	235	32,794	180	11,832	35			24,388	70
255	17:46:15	28	108,845	235	48,271	230	-18,877	35			22,346	65
260	17:51:15	25	105,595	230	50,059	230	-18,208	35			22,393	65
265	17:56:15	22	103,721	225	51,383	230	-4,957	35			22,326	60
270	18:01:15	21	102,209	225	52,383	235	1,208	35			22,213	60
275	18:06:15	20	101,017	225	47,261	180	2,903	35			21,982	60
280	18:11:15	20	99,864	200	42,949	180	13,112	40			21,629	68
285	18:16:15	20	99,116	200	33,352	160	39,772	40			21,395	60
290	18:21:15	19	98,504	180	29,389	150	36,606	40			21,173	60
295	18:26:15	18	98,022	180	27,748	140	36,443	40			20,981	60
300	18:31:15	18	97,428	160	26,368	140	35,716	40	28,394	55	20,736	60
305	18:36:04	18		160	25,481	130	36,471	40	20,171	55	20,538	60

Anexo E

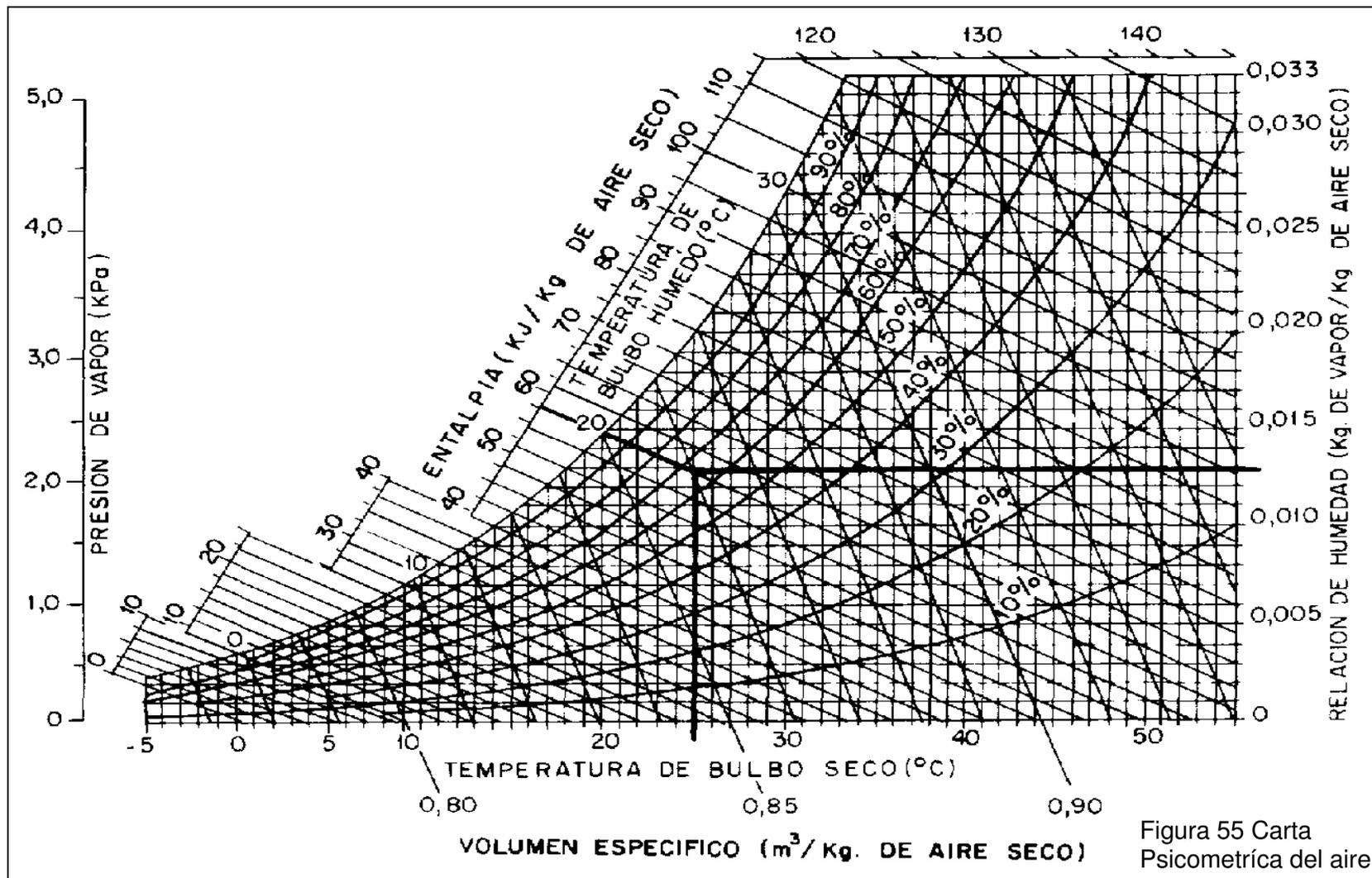


Figura 55 Carta Psicométrica del aire