



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y  
ELÉCTRICA

UNIDAD PROFESIONAL AZCAPOTZALCO

TITULO

**“EQUIPO SOLAR DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN.”**

TESIS

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE INGENIERO MECÁNICO

PRESENTAN:

MÉNDEZ SORIA LUIS DANIEL

SÁNCHEZ GALINDO DANIEL ALEJANDRO

URBANO MARTÍNEZ JUAN LUIS

**INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL**  
**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA**  
**UNIDAD AZCAPOTZALCO**  
**TESIS COLECTIVA Y EXAMEN ORAL INDIVIDUAL**

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO  
DEBERÁN DESARROLLAR LOS C.C.: LUIS DANIEL MÉNDEZ SORIA  
JUAN LUIS URBANO MARTÍNEZ  
DANIEL ALEJANDRO SANCHEZ GALINDO

**"EQUIPO SOLAR DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN"**

Hoy día es imperante el ahorro de energía como importante también hacer uso de energías limpias y no contaminantes, la finalidad del presente trabajo es la obtención de un producto de uso vital (agua purificada), en cuyo proceso se ahorra energía y se usa una fuente renovable, limpia y no contaminante, como lo es la energía solar, justificándose así el presente trabajo.

**EL TEMA COMPRENDERÁ LOS SIGUIENTES PUNTOS:**

1. GENERALIDADES
2. ANÁLISIS DEL PROCESO DE REFRIGERACIÓN
3. HOJA DE CÁLCULO
4. DETERMINACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN Y PURIFICACIÓN
5. ANEXOS

México, D.F. a 19 de Enero del 2011.

**ASESOR**

  
**M. en C. GUILLERMO AMÉZQUITA MARTÍNEZ**

**Vo.Bo.**  
**EL DIRECTOR**



  
**DR. EMMANUEL ALEJANDRO MERCHÁN CRUZ**

NOTA: Se deberá utilizar el Sistema Internacional de Unidades.

AT-006/2011

P.S. 05-10

EAMC/AC/MAC/Amro

## INDICES

### 1 GENERALIDADES ..... 8

1.1	ANTECEDENTES.....	9
1.2	PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	11
1.3	JUSTIFICACIÓN:.....	11
1.4	OBJETIVO GENERAL .....	12
1.5	OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....	12
1.6	HIPÓTESIS .....	13
1.7	ESQUEMA DE FUNDAMENTOS .....	13
1.7.1	TEORÍA:.....	13
1.7.2	ESTUDIO DEL ARTE:.....	15
1.8	MARCO TEÓRICO .....	20
1.8.1	PSICROMETRÍA.....	20
1.8.2	REFRIGERACIÓN.....	21
1.8.2.1	EL CICLO DE REFRIGERACIÓN IDEAL POR COMPRESIÓN DE VAPOR.....	22
1.8.2.2	CICLO REAL POR COMPRESIÓN DE VAPOR .....	24
1.8.3	FILTRO DE CARBÓN ACTIVADO .....	25
1.8.4	ESTERILIZADOR ULTRAVIOLETA.....	30
1.8.5	CIRCUITO FOTOVOLTAICO .....	31

### 2 ANÁLISIS DEL PROCESO DE REFRIGERACIÓN..... 33

2.1	PROPUESTA DEL ANTEPROYECTO:.....	34
2.1.1	DIAGRAMA DEL PROCESO.....	34
2.1.1.1	DESCRIPCIÓN DEL PROCESO:.....	35
2.1.2	PROPIEDADES PSICROMÉTRICAS DEL AIRE.....	36
2.1.2.1	HUMEDAD EN EL AIRE .....	36
2.1.2.2	MÁXIMO CONTENIDO DE VAPOR DE AGUA .....	37
2.1.2.3	VARIABLES PSICROMÉTRICAS .....	39

2.1.2.4	DIAGRAMAS PSICROMÉTRICOS .....	45
2.1.3	COMPORTAMIENTO DEL AIRE EN LA CARTA PSICROMÉTRICA.....	55
2.1.4	CICLO DE REFRIGERACIÓN TRAZADO EN EL DIAGRAMA DE MOLLIER DEL REFRIGERANTE.....	62
2.2	COMPONENTES FRIGORÍFICOS .....	64
2.2.1	COMPRESORES.....	64
2.2.2	CONDENSADORES.....	66
2.2.2.1	DETERMINACIÓN DE LA CAPACIDAD DEL CONDENSADOR.- .....	68
2.2.3	EVAPORADORES.....	69
2.2.3.1	TIPOS DE EVAPORADORES.....	70
2.2.3.2	CÁLCULO DEL EVAPORADOR .....	71
2.2.3.3	SELECCIÓN DEL REFRIGERANTE ADECUADO .....	72
<b>3</b>	<b>HOJA DE CÁLCULO.....</b>	<b>75</b>
3.1	CONDICIONES EXTERIORES DEL AIRE ATMOSFÉRICO A TRATAR.....	76
3.2	CONDICIONES DE DISEÑO PARA EL AIRE ATMOSFÉRICO .....	77
3.3	FLUJO VOLUMÉTRICO DE AIRE ATMOSFÉRICO NECESARIO .....	79
3.4	CANTIDAD DE CALOR TOTAL A EXTRAER AL AIRE ATMOSFÉRICO .....	81
<b>4</b>	<b>DETERMINACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN Y PURIFICACIÓN .....</b>	<b>82</b>
4.1	ELEMENTOS FRIGORÍFICOS.....	83
4.2	DIAGRAMA P-h PARA R-134a.....	83
4.3	CÁLCULO DEL EVAPORADOR .....	86
4.4	CÁLCULO DEL CONDENSADOR.....	88
4.5	SELECCIÓN DEL COMPRESOR.....	89
4.6	SELECCIÓN DEL VENTILADOR.....	92
4.7	SELECCIÓN DE LA BOMBA DE AGUA.....	93
4.8	SELECCIÓN DEL FILTRO DE CARBÓN ACTIVADO .....	94
4.9	DETERMINACIÓN DEL FILTRO DE LUZ UV .....	95
4.10	SELECCIÓN DE PANEL FOTOVOLTAICO .....	95

4.11 SELECCIÓN DEL INVERSOR Y REGULADOR DE CORRIENTE ..... 97  
4.12 SELECCIÓN DE BATERÍA DE ALMACENAMIENTO ..... 99

**5 ANEXOS ..... 100**

5.1 COTIZACIÓN ..... 101  
5.2 COSTO - BENEFICIO ..... 104  
5.3 CONCLUSIONES ..... 105  
5.4 BIBLIOGRAFÍAS ..... 108

ÍNDICE DE IMÁGENES:

FIG.1 DRAGONFLY T16.....	18
FIG. 2 DRAGONFLY M18.....	18
FIG.3 ESQUEMA PARA EL CICLO DE REFRIGERACIÓN IDEAL POR COMPRESIÓN DE VAPOR. ....	20
FIG. 4 DIAGRAMA T-h PARA EL CICLO DE REFRIGERACIÓN IDEAL POR COMPRESIÓN DE VAPOR .....	21
FIG. 5 FILTRO DE CARBÓN ACTIVADO Y CORTE .....	25
FIG. 6 FILTRO DE LUZ UV.....	29
FIG. 7 ESQUEMA PARA CIRCUITO FOTOVOLTAICO .....	30
FIG. 8 DIAGRAMA DEL PROCESO .....	33
FIG. 9 DIAGRAMA PSICROMÉTRICO CARRIER.....	48
FIG. 10 DIAGRAMA PSICROMÉTRICO ASHRAE.....	51
FIG. 11 DIAGRAMA PSICROMÉTRICO MOLLIER .....	53
FIG. 12 CARTA PSICROMÉTRICA PARA PROCESO DE ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACIÓN .....	57
FIG. 13 DIAGRAMA P-h PARA REFRIGERANTE ECO-134 .....	61
FIG. 14 CARTA PSICROMÉTRICA PARA INICIO DE PROCESO DE ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACIÓN.....	76
FIG. 15 CARTA PSICROMÉTRICA PARA FINAL DE PROCESO DE ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACIÓN.....	77
FIG. 16 DIAGRAMA P-h PARA EL REFRIGERANTE SUVA-DUPONT R-134a.....	83
FIG. 17 CATALOGO GUBIGEL PARA COMPRESORES DE CD.....	89
FIG. 18 VENTILADOR PARA TIRO FORZADO .....	92
FIG. 19 BOMBA TIPO ACUARIO.....	92
FIG. 20 FILTRO DE CARBÓN ACTIVADO IMPLEMENTADO EN EL SISTEMA .....	93
FIG.21 ESTERILIZADOR ULTRAVIOLETA IMPLEMENTADO EN EL SISTEMA.....	94
FIG.22 PANEL FOTOVOLTAICO REQUERIDO EN EL SISTEMA .....	95

ÍNDICE DE TABLAS:

TABLA 1 COMPUESTOS CON MUY ALTA PROBABILIDAD DE SE ELIMINADOS POR FILTRO DE CARBÓN ACTIVADO .....	26
TABLA 2 COMPUESTOS CON ALTA PROBABILIDAD DE SE ELIMINADOS POR FILTRO DE CARBÓN ACTIVADO .....	27
TABLA 3 COMPUESTOS CON PROBABILIDAD MODERADA DE SE ELIMINADOS POR FILTRO DE CARBÓN ACTIVADO .....	28
TABLA 4 COMPUESTOS CUYA ELIMINACIÓN NO ES PROBABLE DE SE ELIMINADOS POR FILTRO DE CARBÓN ACTIVADO.....	28
TABLA 5 CONDICIONES ATMOSFÉRICAS EN ACAPULCO DE JUÁREZ GUERRERO .....	55
TABLA 6 TEMPERATURAS PROMEDIO EN ACAPULCO DE JUÁREZ .....	55
TABLA 7 HUMEDADES RELATIVAS EN ACAPULCO DE JUÁREZ.....	56
TABLA 8 AGUA SATURADA. TABLA DE TEMPERATURAS (FRACCIÓN).....	58
TABLA 9 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL COMPRESOR SELECCIONADO.....	90
TABLA 10 CATALOGO CHICAGO BLOWN ESPECIFICACIONES DE VENTILADOR .....	91
TABLA 11 REQUERIMIENTOS ENERGÉTICOS DEL SISTEMA.....	94
TABLA 12 CARACTERÍSTICAS DEL PANEL FOTOVOLTAICO.....	95
TABLA 13 CARACTERÍSTICAS DEL INVERSOR DE CORRIENTE.....	96
TABLA 14 CARACTERÍSTICAS DEL REGULADOR DE CORRIENTE.....	97
TABLA 15 CARACTERÍSTICAS DE BATERÍAS.....	98
TABLA 16 CUADRO DE COSTO DE MANO DE OBRA .....	101
TABLA 17 CUADRO DE COSTOS DE MATERIALES .....	102

## INTRODUCCIÓN:

La presente investigación teórica pretende implementar un sistema de refrigeración por compresión de vapor con la finalidad de crear un proceso de enfriamiento con deshumidificación del aire atmosférico para condensar agua y después someterla a un proceso de purificación mediante filtros de carbón activado y luz ultravioleta. El sistema es alimentado energéticamente por un circuito fotovoltaico.

La investigación contiene marco teórico necesario para el cálculo del proceso de enfriamiento con deshumidificación, así como características de los elementos requeridos en un sistema para el fin ya mencionado.

La investigación contempla parámetros de cálculo y determinación de elementos frigoríficos como evaporador, condensador y compresor desde valores obtenidos de la carta psicrométrica para una presión a nivel del mar. Los elementos restantes del sistema son determinados con respecto a una minuciosa selección de equipo comercial que se adecuan a los requerimientos necesarios para la implementación del dispositivo.

Por último se incluye una conclusión económica con respecto a los elementos básicos determinados contra los costos de consumo de agua embotellada, de la rentabilidad del dispositivo en caso de llevarse a la realidad.





# CAPÍTULO 1

## 1 GENERALIDADES

## 1.1 ANTECEDENTES

La idea de la propuesta de obtención del agua a partir de la humedad del aire surge de un dispositivo comercial llamado DragonFly de la compañía Air2water originaria de la República de Singapur, el cual es capaz de condensar la humedad contenida en aire atmosférico, recolectarla y someterla a un proceso de purificación y entregar agua para consumo humano, mediante un sistema de deshumidificación del aire de hasta 24 litros diarios en óptimas condiciones de humedad y temperatura.

Al hacer un análisis del artículo publicado por la organización Terra, titulado “Agua Embotellada: Recursos Tirados por la Alcantarilla” redactado por Emily Arnold del Earth Policy Institute, vemos la necesidad de emplear un dispositivo que satisfaga un suministro de agua y así mismo sea sustentable energéticamente, para disminuir el impacto ambiental que la comercialización del agua embotellada genera.

El artículo menciona que el consumo de agua embotellada en México está en crecimiento debido a ser un país en vías de desarrollo el cual carece de la infraestructura de agua potable necesaria para poder beber agua desde un grifo.

El artículo referencia a México en el segundo mayor nivel de consumo de agua embotellada en el mundo situado con 18 mil millones de litros de agua (2004), tan solo por debajo de Estados Unidos con un consumo de

26 mil millones de litros anuales (2004). Este primer dato arroja como consecuencia que nuestro país también mantenga el segundo nivel en consumo per cápita en el mundo con 169 litros por persona al año, solo debajo de los italianos con 184 litros al año.

El artículo describe puntos importantes de contaminación tales como:

- La quema de combustibles fósiles para su distribución por medio de transportes terrestres, aéreos o marítimos.
- Los combustibles también son utilizados en el empaquetado, ya que el plástico utilizado para su embalaje Polietileno Tereftalato (PET) es un derivado del petróleo crudo. Aunque es considerado un producto altamente reciclable no todo el desecho de este material llega a ese fin y botellas tiradas en depósitos duran hasta 1000 años para degradarse.
- La concentración de plantas extractoras de agua afectan los ecosistemas en torno a ellas ya que reducen los recursos proporcionados naturalmente por el líquido así como afectar a las comunidades cercanas a estas plantas extractoras.

El costo que se paga actualmente por el líquido envasado no es el justo y mucho menos la solución para la población que carece del abastecimiento de este producto.

## 1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El problema para dar con un resultado satisfactorio de obtención de agua a través del método de condensación de humedad contenida en el aire consiste en analizar los elementos eficientes para la aplicación de un sistema de refrigeración sustentable energéticamente que produzca la cantidad suficiente de agua necesaria para abastecer un hogar con la cantidad de habitantes promedio en México.

## 1.3 JUSTIFICACIÓN:

Con un dispositivo de estas características se obtendrá como beneficio principal agua para ingesta humana de buena calidad. Hablando de términos energéticos el dispositivo será sustentable es decir no se necesitara ningún costo extra del de fabricación para hacer funcionar el dispositivo.

Aunado a este ahorro de costos energéticos, se verá reflejada la disminución de contaminantes por el manejo de agua embotellada, mencionados anteriormente como extracción de agua, transportación, fabricación de envases y manejo de desechos. Así pues contribuyendo a la utilización de menos recursos naturales no renovables en la sociedad.

## 1.4 OBJETIVO GENERAL

Condensar la humedad contenida en el aire atmosférico mediante un equipo de refrigeración por compresión de vapor, utilizando la energía solar a través de un circuito fotovoltaico para el funcionamiento del dispositivo. El agua recolectada someterla a un proceso de purificación.

## 1.5 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

1) *Obtener 12 litros de agua al día.*

La Organización Mundial de la Salud recomienda que cada persona tome un mínimo de 2 lt. de agua al día. Según el INEGI en su censo de población y vivienda 2000 la media de habitantes por hogar es de 5 personas; por lo tanto se busca satisfacer las necesidades de dicha vivienda.

2) Evaluar los factores necesarios para obtener dichos resultados; humedad, energía, características de refrigeración.

3) Purificar el agua con un dispositivo de esterilización ultravioleta (luz UV) y filtro de carbono activado, que eliminen gérmenes y bacterias.

4) Evaluar los componentes frigoríficos a utilizar en el dispositivo.

- a) Compresor
- b) Condensador
- c) Evaporador

## 1.6 HIPÓTESIS

Es posible implementar un sistema de energía verde a un ciclo de refrigeración por compresión que tiene como finalidad la condensación de humedad contenida en el aire atmosférico para producir agua potable manteniendo un estándar de satisfacción en la demanda del producto, dicho en otras palabras sin que disminuya su eficiencia.

## 1.7 ESQUEMA DE FUNDAMENTOS

### *1.7.1 TEORÍA:*

REFRIGERACIÓN.- teórica y prácticamente es posible al enfriar un aire, condensar la humedad específica contenida en el aire mediante un ciclo de refrigeración por compresión, llamándose a este proceso deshumidificación. Las variables que determinan la cantidad de vapor de agua posible a condensarse son principalmente la temperatura ambiente (TBS), la temperatura de saturación (TBH), la humedad relativa, la

humedad específica, la presión total, a todas estas variables se les llama variables psicrométricas y son definidas más adelante.

**ENERGÍA SOLAR FOTOVOLTAICA.**- a este tipo de energía se le llama así ya que la luz y el calor proveniente del Sol es captada en paneles, módulos o colectores fotovoltaicos formados por dispositivos semiconductores tipo diodo que, al recibir radiación solar, se excitan y provocan saltos electrónicos, generando una pequeña diferencia de potencial en sus extremos. El acoplamiento en serie de varios de estos fotodiodos permite la obtención de voltajes mayores en configuraciones muy sencillas y aptas para alimentar pequeños dispositivos electrónicos.

A mayor escala, la corriente eléctrica continua que proporcionan los paneles fotovoltaicos se puede transformar en corriente alterna e inyectar a cualquier dispositivo que necesite mayor demanda energética.

**PURIFICACIÓN DE AGUA.**- Un vapor de agua contenido en el aire proveniente de un proceso de purificación natural llamado destilación no es garantía de pureza necesaria para que una vez condensado este vapor pueda utilizarse para ingerirlo. En el aire existen gérmenes, bacterias y químicos volátiles, además de pequeños sólidos como polvo que pueden contaminar nuestra agua, así que es necesario implementar métodos de purificación que para este trabajo son la esterilización ultravioleta y el filtro de carbono activado.

Así pues con estas tres últimas definiciones podemos sustentar que es posible que un ciclo de refrigeración por compresión obtenga energía eléctrica para el compresor mediante un panel fotovoltaico, que a la vez puede hacer funcionar otros elementos eléctricos del sistema en general como pueden ser bombas de agua, ventiladores, filtros, luces, controles , etc.

### *1.7.2 ESTUDIO DEL ARTE:*

La humidificación o deshumidificación del aire en sistemas de refrigeración (aire acondicionado comúnmente) es utilizada para crear un ambiente de confort en el espacio a climatizar dependiendo de la temperatura deseada.

#### **DESHUMIDIFICACIÓN:**

La deshumidificación es el proceso de retirar el vapor de agua contenida en el aire, llamada también humedad. Existen diferentes procesos para remover la humedad del aire, estos son:

##### **A) Deshumidificación por enfriamiento**

Consiste en enfriar al aire por debajo de su punto de rocío, es el método más comúnmente usado y económicamente conveniente cuando el aire manejado sea relativamente caliente y con alto contenido de humedad. El aire puede deshumidificarse con sistemas de aire acondicionado convencionales de compresión de vapor. Estos enfrían al aire a una presión constante hasta una temperatura abajo de la temperatura del punto de rocío, ocurre que se condensa parte del vapor de agua presente en el aire.



## **B) Deshumidificación por compresión**

En este proceso la deshumidificación ocurre cuando se comprime el aire atmosférico hasta lograr la condensación del vapor de agua contenido en él. Es generalmente usado en sistemas de aire comprimido, en el cual se reducirá su contenido de humedad absoluta; ocasionando una condición saturada a presión elevada.

## **C) Deshumidificación por desecantes**

En el caso de la deshumidificación con desecantes no es un proceso de enfriamiento propiamente dicho, se considera que es opuesto a un enfriamiento evaporativo. Un desecante es una sustancia química que tiene una gran afinidad por la humedad, es decir, es capaz de extraer o liberar vapor de agua del aire, en cantidades relativamente grandes con relación a su peso y volumen. El proceso físico que permite la retención o liberación de la humedad es la diferencia en la presión de vapor entre la superficie del desecante y el aire ambiente. Los desecantes pueden ser clasificados como adsorbentes, las cuales absorben la humedad sin experimentar cambios químicos o físicos, o absorbentes las cuales absorben la humedad acompañado por cambios físicos o químicos. Los desecantes pueden ser sólidos o líquidos. (1)

(1) Tesis: Deshumidificación del aire  
Autor: Figueroa Juárez, Justo Pedro  
Año: 1976  
Ubicación: biblioteca central UNAM  
No. De sistema: 000166988  
Clasificación: 001-01126-F7-1976-122

Hemos encontrado que son pocos los trabajos de refrigeración enfocados en la deshumidificación del aire y aprovechamiento de esta.

En el año de 2006 el autor Medina Ibarra Fernando Enrique en la obra: “Diseño y fabricación de un dispositivo para condensación de humedad ambiental”, el trabajo carece de cálculos termodinámicos para la predicción de resultados y solo se enfoca en la construcción del aparato, usa una temperatura del líquido refrigerante de  $-10^{\circ}\text{C}$  sin calcular temperatura de rocío del aire a tratar, apuesta tratar de condensar cualquier tipo de aire no importando su contenido de humedad. Lo rescatable de este trabajo es que existe una experimentación la cual concluye con que al cabo de 10 min de trabajo constante y agregando aire “fresco” cada dos minutos por medio de un ventilador en la cámara de refrigeración se llegan a condensar 100 ml de agua. El trabajo también carece de un estudio energético para proveer un balance costo – beneficio. (2)

(2) Tesis: Diseño y fabricación de un dispositivo para condensación de humedad ambiental

Autor: Medina Ibarra Fernando Enrique

Año: 2006

Ubicación: biblioteca central UNAM

No. De sistema: 000608523

Clasificación: 001-11126-M2-2006

Nota: electrónico

En contraparte, en año de 1997 el autor Miranda Contreras Moisés de la facultad de ingeniería de la UNAM en su obra “Diseño de un equipo para obtener agua potable por condensación de humedad en el aire ambiente” propone un equipo de refrigeración por compresión en el cual es sometido aire húmedo a una cámara de refrigeración con un punto de rocío inferior

al aire húmedo calculado, obteniendo así condensación parcial de la humedad contenida en el aire. Este trabajo contiene una base de aplicación de cálculos termodinámicos muy buenos, una estimación de obtención de 20 lt. por cada cinco días de funcionamiento sin embargo nunca se llegó a la construcción y experimentación para verificar los datos obtenidos en el cálculo. Otro punto no tocado es la necesidad de energía necesaria para producir esta cantidad de agua, es decir no se hizo un análisis energético en el aspecto eléctrico, para así obtener un balance costo - beneficio. (3)

(3) Tesis: Diseño de un equipo para obtener agua potable por condensación de humedad en el aire ambiente

Autor: Miranda Contreras Moisés

Año: 1997

Ubicación: biblioteca central UNAM

No. De sistema: 000254674

Clasificación: 001-01126-M26-1997-10

De los sistemas comerciales que existen de los cuales solo encontramos dos modelos de la misma marca air2water con diferentes capacidades de producción. El proceso global de estos sistemas es conocido como Aquovation™, el agua es extraído de la humedad natural del aire, tratado con tecnología UV y circulando continuamente a través del Cartucho de Filtración propiedad de Hyflux™ (HFC) para conseguir su estado más puro. Tecnología de desinfección ultravioleta y la membrana están optimizadas para remover un amplio rango de contaminantes, incluyendo químicos, olores, sedimentos y otras sustancias en particular.

Características:

### Dragonfly T16

Dimensiones (AxFxA) 360X420X1065

Peso 50 Kg

Tasa de Producción de Agua 1000 ml/hr

Basado en: Temperatura 25°C

Humedad Relativa 60%

Capacidad Máxima de Almacenamiento 15 litros

Consumo de Energía 600-1000 Watts

Sistema de Filtración Sistema de Ultra Filtración Hyflux

Indicadores



FIG. 1 DRAGONFLY T16



FIG. 2. DRAGONFLY M18

Dimensiones (AxFxA) 380X410X700

Peso 35 Kg

Tasa de Producción de Agua 500 ml/hr

Basado en: Temperatura 25°C y Humedad Relativa 55%

Capacidad Máx. de Almacenamiento 7 litros

Capacidad Máx. de Despacho Inmediato 6 litros

Consumo de Energía 523-635 Watts

Sistema de Filtración Cartucho de Filtración Hyflux

Temperatura Ambiente Min. 20° a Máx. 40°

Temperatura del Agua Alimentada Min. 5° a Máx. 40°

## 1.8 MARCO TEÓRICO

### *1.8.1 PSICROMETRÍA*

Es una rama de la ciencia que trata de las propiedades termodinámicas del aire húmedo y del efecto de la humedad atmosférica sobre los materiales y sobre el confort humano.

COMPOSICIÓN DEL AIRE.- Este aire, conocido como aire húmedo está constituido por una mezcla de aire seco y vapor de agua.

El aire seco es una mezcla de varios gases, siendo la composición general la siguiente:

- Nitrógeno: 77%
- Oxígeno: 22%
- Dióxido de carbono y otros gases: 1%

El aire tiene la capacidad de retener una cantidad variable de vapor de agua en relación a la temperatura del aire. A menor temperatura, menor cantidad de vapor y a mayor temperatura, mayor cantidad de vapor de agua; a presión atmosférica constante.

## 1.8.2 REFRIGERACIÓN

Todos sabemos por experiencia propia que el calor fluye en la dirección de las temperaturas decrecientes; esto es, de las regiones de alta temperatura a las de baja. Dicho proceso de transferencia de calor ocurre en la naturaleza sin que se requiera la participación de algún dispositivo. El proceso inverso, sin embargo, no sucede por sí solo, la transferencia de calor de una región de baja a otra de alta temperatura requiere dispositivos especiales llamados refrigeradores. Los refrigeradores son dispositivos cíclicos y los fluidos de trabajo utilizados en los ciclos de refrigeración se llaman refrigerantes.

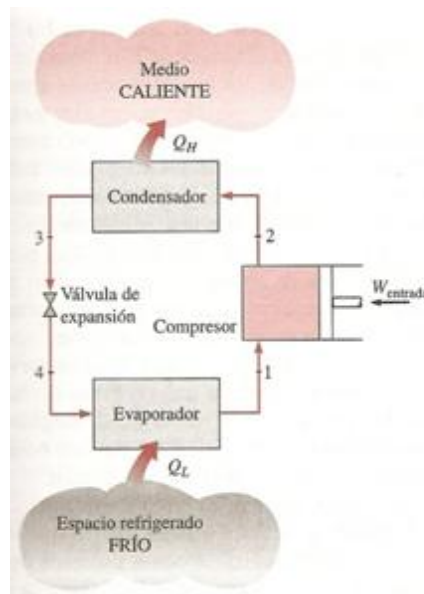


FIG. 3. ESQUEMA PARA EL CICLO DE REFRIGERACIÓN IDEAL POR COMPRESIÓN DE VAPOR.

### 1.8.2.1 EL CICLO DE REFRIGERACIÓN IDEAL POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Muchos de los aspectos imprácticos asociados con el ciclo invertido de Carnot pueden ser eliminados al evaporar el refrigerante por completo antes de que se comprima, y al sustituir la turbina con un dispositivo de estrangulamiento, tal como una válvula de expansión o un tubo capilar. El ciclo que resulta se denomina ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, y se muestra de manera esquemática y en un diagrama P-h (presión-entalpía).

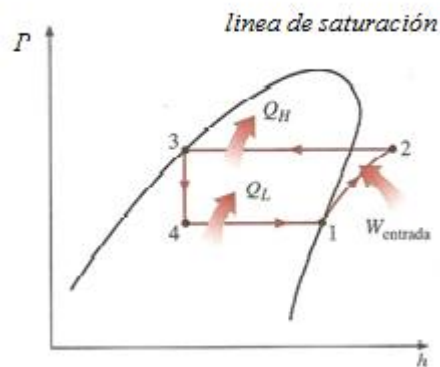


FIG. 4. DIAGRAMA T-h PARA EL CICLO IDEAL DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.

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

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

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

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



refrigerado. El refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y vuelve a entrar al compresor, completando el ciclo.

### 1.8.2.2 *CICLO REAL POR COMPRESIÓN DE VAPOR*

Un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor difiere de uno ideal en varios aspectos, principalmente, debido a las irreversibilidades que ocurren en varios componentes. Dos factores comunes de irreversibilidad son la fricción del fluido que causa caídas de presión y la transferencia de calor hacia o desde los alrededores.

En el ciclo ideal, el refrigerante sale del evaporador y entra al compresor como vapor saturado. Sin embargo, en la práctica, no es posible controlar el estado del refrigerante con tanta precisión. En lugar de esto, es fácil diseñar el sistema de modo que el refrigerante se sobrecaliente ligeramente a la entrada del compresor. Este ligero sobrecalentamiento asegura que el refrigerante se evapore por completo cuando entra al compresor. También, la línea que conecta al evaporador con el compresor suele ser muy larga; por lo tanto, la caída de presión ocasionada por la fricción del fluido y la transferencia de calor de los alrededores al refrigerante pueden ser muy significativas. El resultado del sobrecalentamiento, de la ganancia de calor en la línea de conexión y las caídas de presión en el evaporador y la línea de conexión, consiste en el incremento en el volumen específico y, por consiguiente, en un incremento en los requerimientos de entrada de potencia al compresor puesto que el trabajo de flujo estable es proporcional al volumen específico.

En el caso ideal, se supone que el refrigerante sale del condensador como líquido saturado a la presión de salida del compresor. En realidad, es inevitable tener cierta caída de presión en el condensador, así como en las líneas que lo conectan con el compresor y la válvula de estrangulamiento. Además, no es fácil ejecutar el proceso de condensación con tal precisión como para que el refrigerante sea un líquido saturado al final, y es indeseable enviar el refrigerante a la válvula de estrangulamiento antes de que condense por completo. En consecuencia, el refrigerante se **sub-enfría** un poco antes de que entre a la válvula de estrangulamiento. A pesar de todo esto, se debe tener en mente dado que el refrigerante entra al evaporador con una entalpía inferior y por ello puede absorber más calor del espacio refrigerado. La válvula de estrangulamiento y el evaporador se localizan muy cerca el uno del otro, de modo que la caída de presión en la línea de conexión es muy pequeña.

### *1.8.3 FILTRO DE CARBÓN ACTIVADO*

La adsorción es un proceso donde un sólido se utiliza para quitar una sustancia soluble del agua. En este proceso el carbón activo es el sólido. Esta superficie interna grande hace que el carbón tenga una adsorción ideal. El carbón activo viene en dos variaciones: Carbón activado en polvo (PAC) y carbón activado granular (GAC). La versión de GAC se utiliza sobre todo en el tratamiento de aguas.



FIG. 5. FILTRO DE CARBÓN ACTIVADO Y CORTE

Descripción del proceso:

El agua es bombeada dentro de una columna que contiene el carbón activo, esta agua deja la columna a través de un sistema de drenaje. La actividad del carbón activo de la columna depende de la temperatura y de la naturaleza de las sustancias. El agua pasa a través de la columna constantemente, con lo que produce una acumulación de sustancias en el filtro. Por esa razón el filtro necesita ser sustituido periódicamente.

Factores que influyen en la adsorción de compuestos presentes en el agua:

- El tipo de compuesto que desee ser eliminado. Los compuestos con elevado peso molecular y baja solubilidad se absorben más fácilmente.
- La concentración del compuesto que desea ser eliminado. Cuanta más alta sea la concentración, más carbón se necesitará.

- Presencia de otros compuestos orgánicos que competirán con otros compuestos por los lugares de adsorción disponibles.
- El pH del agua. Por ejemplo, los compuestos ácidos se eliminan más fácilmente a pHs bajos.

Según esto podemos clasificar algunos compuestos según su probabilidad de ser eficazmente adsorbidos por el carbón activo en el agua:

*TABLA 1. COMPUESTOS CON MUY ALTA PROBABILIDAD DE SER ELIMINADOS POR EL CARBÓN ACTIVO*

Alacloro	Desetilatraccina	Malation
Aldrin	Demeton-O	MCPA
Antraceno	Di-n-butilftalato	Mecoprop
Atraccina	1,2-Diclorobenceno	Metazaclor
Azinfos-etil	1,3-Diclorobenceno	2-Metil bencenamina
Bentazona	1,4-Diclorobenceno	Metil naftaleno
Bifenil	2,4-Diclorocresol	2-Metilbutano
2,2-Bipiridina	2,5-Diclorofenol	Monuron
Bis(2-Etilhexil) Ftalato	3,6-Diclorofenol	Naftaleno
Bromacil	2,4-Diclorofenoxi	Nitrobenceno
Bromodiclorometano	Dieldrin	m-Nitrofenol
p-Bromofenol	Dietilftalato	o-Nitrofenol
Butilbenceno	2,4-Dinitrocresol	p-Nitrofenol
Hipoclorito de calcio	2,4-Dinitrotolueno	Ozono
Carbofurano	2,6-Dinitrotolueno	Paration
Cloro	Diuron	Pentaclorofenol

Dióxido de cloro	Endosulfan	Propacina
Clorobenceno	Endrin	Simacina
4-Cloro-2-nitrotolueno	Etilbenceno	Terbutrin
2-Clorofenol	Hezaclorobenceno	Tetracloroetileno
Clorotolueno	Hezaclorobutadieno	Triclopir
Criseno	Hexano	1,3,5-Trimetilbenceno
m-Cresol	Isodrin	m-Xileno
Cinacina	Isooctano	o-Xileno
Ciclohexano	Isoproturon	p-Xileno
DDT	Lindano	2,4-Xilenol

TABLA 2. COMPUESTOS CON ALTA PROBABILIDAD DE SER ELIMINADOS POR EL CARBÓN ACTIVO

Anilina	Dibromo-3-cloropropano	1-Pentanol
Benceno	Dibromoclorometano	Fenol
Alcohol bencílico	1,1-Dicloroetileno	Fenilalanina
Ácido benzoico	cis-1,2- Dicloroetileno	Ácido o-ftálico
Bis(2-cloroetil) éter	trans-1,2- Dicloroetileno	Estireno
Bromodichloromethane	1,2-Dicloropropano	1,1,2,2-Tetracloroetano
Bromoformo	Etileno	Tolueno
Tetracloruro de carbono	Hidroquinona	1,1,1-Tricloroetano
1-Cloropropano	Metil Isobutil Ketona	Tricloroetileno
Clorotoluron	4-Metilbencenammina	Acetato de vinilo

*TABLA 3. COMPUESTOS CON PROBABILIDAD MODERADA DE SER ELIMINADOS POR EL CARBÓN ACTIVO*

Ácido acético	Dimetoato	Metionina
Acrilamida	Etil acetato	Metil-tert-butil éter
Cloroetano	Etil éter	Meti etil ketona
Cloroformo	Freón 11	Piridina
1,1-Dicloroetano	Freón 113	1,1,2-Tricloroetano
1,2-Dicloroetano	Freón 12	Cloruro de vinilo
1,3-Dicloropropeno	Glifosato	
Dikegulac	Imazipur	

*TABLA 4. COMPUESTOS CUYA ELIMINACIÓN NO ES PROBABLE DE SER ELIMINADOS POR EL CARBÓN ACTIVO*

Acetona	Cloruro de metileno
Acetonitrilo	1-Propanol
Acrilonitrilo	Propionitrilo
Dimetilformaldehido	Propileno
1,4-Dioxano	Tetrahidrofurano
Isopropil alcohol	Urea
Cloruro de metilo	

### *1.8.4 ESTERILIZADOR ULTRAVIOLETA*

La energía ultravioleta (U.V.) es la banda de luz que queda justo pasando el extremo de la longitud de onda corta del espectro de luz visible. Es el rango de luz asociado con la acción germicida natural de la luz solar. Los microorganismos expuestos a esta luz absorben la energía afectando su ácido desoxirribonucleico (ADN) y eliminando su habilidad de reproducción y supervivencia. Todos los microorganismos pueden inactivarse por medio de la luz (U.V.); la energía ultravioleta también es sumamente efectiva para desintegrar compuestos químicos, eliminándolos como contaminantes del agua.

La desinfección por luz ultravioleta es llevada a cabo por medio de una fuente de luz ultravioleta, la cual comúnmente es una lámpara de baja presión de vapor de mercurio que emite una longitud de onda de 254 nanómetros. La dosis necesaria para destruir los distintos microorganismos se encuentra perfectamente establecida.



| FIG.6. FILTRO DE LUZ UV. |

La mayoría de las bacterias, virus requieren dosis relativamente bajas de energía ultravioleta para ser destruidos, usualmente 10,000 microwatts-seg/cm<sup>2</sup> o menos. El estándar industrial es una dosis mínima de 30,000 microwatts-seg/cm<sup>2</sup> al final de la vida útil de la lámpara. La vida útil normal de las lámparas es de 8,000 horas de operación continua.

La desinfección por medio de luz ultravioleta es ampliamente utilizada para lograr un adecuado control microbiológico sin el uso de químicos y oxidantes. La mayor ventaja de la luz (U.V.) es que esta no afecta las propiedades físico-químicas del agua, no existe cambio de pH, olor, sabor o temperatura, esto es especialmente importante cuando se trabaja con bebidas o productos alimenticios.

### 1.8.5 CIRCUITO FOTOVOLTAICO

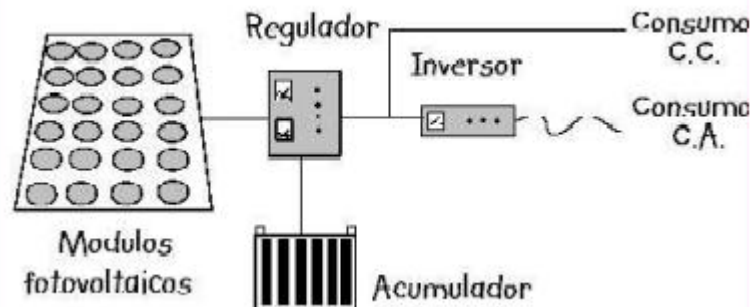


FIG. 7 ESQUEMA PARA CIRCUITO FOTOVOLTAICO



## ELEMENTOS:

**GENERADOR SOLAR:** conjunto de paneles fotovoltaicos que captan energía luminosa y la transforman en corriente continua a baja tensión.

**ACUMULADOR:** Almacena la energía producida por el generador. Una vez almacenada existen dos opciones:

- Sacar una línea de éste para la instalación (utilizar lámpara y elementos de consumo eléctrico).
- Transformar a través de un inversor la corriente continua en corriente alterna.

**REGULADOR DE CARGA:** Su función es evitar sobrecargas o descargas excesivas al acumulador, puesto que los daños podrían ser irreversibles. Debe asegurar que el sistema trabaje siempre en el punto de máxima eficacia.

**INVERSOR (opcional):** Se encarga de transformar la corriente continua producida por el campo fotovoltaico en corriente alterna, la cual alimentará directamente a los usuarios.



# CAPÍTULO 2

## 2 ANÁLISIS DEL PROCESO DE REFRIGERACIÓN

## 2.1 PROPUESTA DEL ANTEPROYECTO:

En este capítulo se presenta la propuesta del anteproyecto la cual consiste en un sistema de refrigeración por compresión el cual condensara la humedad contenida en el aire atmosférico, captándola en un recipiente colector, para después pasar por un sistema de filtración para quitar impurezas o bacterias que pudiera arrastrar este método de producción de agua. El sistema frigorífico pretende recibir su energía eléctrica a través de un sistema de energía alterna conocido como paneles fotovoltaicos.

### 2.1.1 DIAGRAMA DEL PROCESO

El esquema se presenta en la siguiente figura:

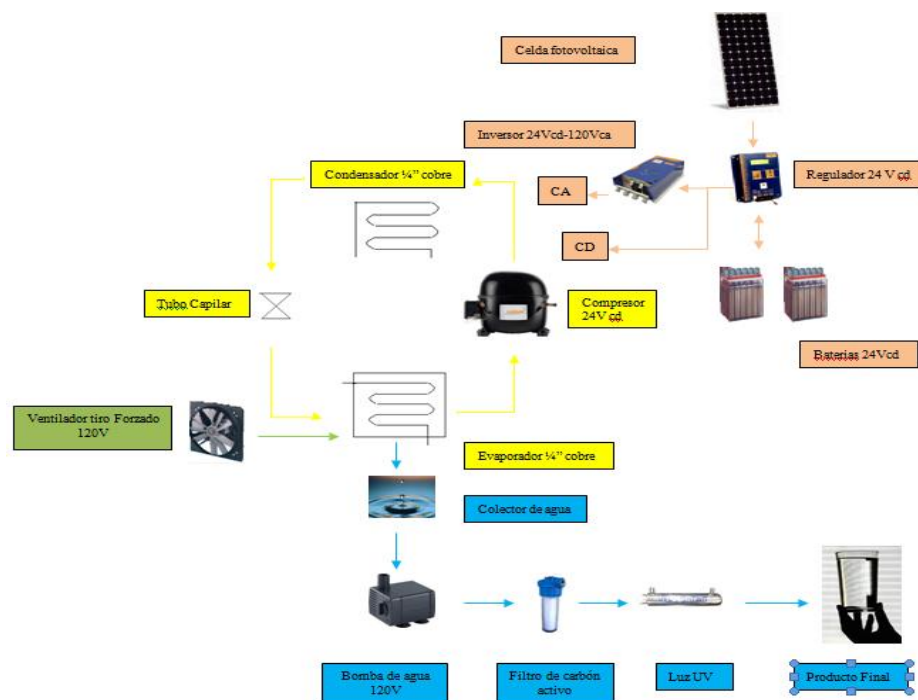


FIG. 8 DIAGRAMA DEL PROCESO

### 2.1.1.1 *DESCRIPCIÓN DEL PROCESO:*

Sistema de energía: Como primer punto la celda fotovoltaica capta la radiación solar y la convierte en energía de bajo voltaje en corriente directa para pasarla por el elemento regulador de voltaje, de ahí pasa a la batería donde puede almacenar energía para cuando no hay luz, estas baterías pueden retroalimentar al regulador para proporcionar energía a elementos de corriente directa y/o pasarla a un inversor de corriente directa a corriente alterna para el funcionamiento de diferentes dispositivos.

Sistema de refrigeración: el compresor hará la función de elevar la presión del refrigerante para poder efectuar la condensación en el condensador donde disipara el calor extraído desde el evaporador. Después pasara a la válvula de expansión (tubo capilar) donde el liquido refrigerante se evaporara nuevamente al mismo tiempo perderá calor listo para entrar al evaporador. Es aquí el punto más importante de nuestro diagrama (más adelante se comentara como experimentaremos el fenómeno) ya que aquí se extraerá la humedad del aire atmosférico proveniente de un ventilador. La humedad que se logre condensar caerá por gravedad a nuestro recipiente colector donde se dispondrá de un sistema de bombeo para hacer circular el agua, aquí empezara nuestro proceso de purificación que eliminaran las bacterias que pueda contener el agua primeramente con el filtro de carbón activo, que enseguida pasara por desinfección Ultra Violeta para impurezas solidas que pudiese contener el agua y ya estará lista para despacharse.

## 2.1.2 PROPIEDADES PSICROMÉTRICAS DEL AIRE

### 2.1.2.1 HUMEDAD EN EL AIRE

La humedad contenida en el aire es el requerimiento más importante para nuestro estudio por eso es necesario saber cuánta tenemos disponible. En la superficie de la Tierra hay unos 1.360.000.000 km<sup>3</sup> de agua que se distribuyen de la siguiente forma:

- 1.320.000.000 km<sup>3</sup> (97,2%) son agua de mar.
- 40.000.000 km<sup>3</sup> (2,8%) son agua dulce, de los cuales:
  - 25.000.000 km<sup>3</sup> (1,8%) como hielo.
  - 13.000.000 km<sup>3</sup> (0,96%) como agua subterránea.
  - 250.000 km<sup>3</sup> (0,02%) en lagos y ríos.
  - **13.000 km<sup>3</sup> (0,001%) como vapor de agua.**

Esta estadística nos presenta que estamos en el lugar más limitado del total de agua existente en el planeta pero haciendo la conversión a litros tenemos que es igual a  $1.3 \times 10^{16}$  litros o sea por arriba de los 154 mil millones de litros ( $1.54 \times 10^{11}$  litros) consumidos en 2004 (según el estudio realizado por la organización terra.com).

### 2.1.2.2 MÁXIMO CONTENIDO DE VAPOR DE AGUA

La cantidad máxima de vapor que puede ser mezclado con un volumen conocido de aire seco solo depende de la temperatura del aire. Debido a que la cantidad de vapor de agua en el aire determina la presión parcial ejercida por el vapor de agua, es evidente que la máxima cantidad de vapor de agua contenida en el aire se tendrá cuando el vapor de agua ejerza la presión máxima posible en el aire. Debido a que la presión máxima que puede ser ejercida por cualquier vapor es la presión de saturación correspondiente a su temperatura, el aire contendrá la cantidad máxima de vapor de agua cuando la presión ejercida por el vapor de agua es igual a la presión de saturación correspondiente a la temperatura del aire. Para esta condición, la temperatura del aire y la temperatura del punto de rocío son iguales y se dice que el aire está saturado. Obsérvese que mientras mayor sea la temperatura del aire, hará que se tenga la mayor presión posible del vapor y por lo tanto el mayor contenido posible de vapor de agua.

Aire húmedo se considera a la mezcla de dos únicos componentes vapor de agua y aire seco.

El aire seco se compone por: Nitrógeno (78.084 %), Oxígeno (20.9476%), Argón (0,934%), CO<sub>2</sub>-CO-SO<sub>2</sub>-SO<sub>3</sub> (0.03%). Cuyo peso molecular se considera  $M_{as} = 29 \text{ kg/kmol}$ .

El vapor de agua es un gas (ideal) que se obtiene por evaporación o ebullición del agua líquida cuyo peso molecular se considera  $M_v = 18.965 \text{ kg/kmol}$ .

Según la LEY DE GIBBS para definir termodinámicamente el estado de la mezcla será necesario conocer:

$$NVI = NC - NF + 2$$

Donde:

NVI = numero de variables independientes

NC = número de componentes (aire seco y vapor de agua = 2)

NF = numero de fases (1)

Por lo que tendremos:  $NVI = 2 - 1 + 2 = 3$  así que serán 3 las variables a conocer para definir el estado de la mezcla.

#### *LEY DE DALTON DE LA PRESIÓN PARCIAL:*

Establece que en cualquier mezcla mecánica de gases y vapores (aquellas que no se combinan químicamente).

1.- Cada gas o vapor en la mezcla ejerce una presión parcial individual que es igual a la presión que el gas ejercería si este solo ocupase todo el espacio.

2.- La presión total de la mezcla gaseosa es igual a la suma de las presiones parciales ejercidas por cada uno de los gases o vapores en particular.

### 2.1.2.3 VARIABLES PSICROMÉTRICAS

#### a) Presión total ( $P_T$ ).-

Por ley de DALTON, presión total será la suma de las presiones parciales de aire seco y vapor de agua.

$$P_T = P_{as} + P_v$$

Donde:

$P_T$  = presión absoluta

$P_{as}$  = presión absoluta de aire seco

$P_v$  = presión absoluta de vapor de agua

#### b) Presión de aire seco ( $P_{as}$ ).-

Por ley de gases ideales:

$$P_{as}V = \frac{m_{as}}{M_{as}}RT_s$$

Donde:

$P_{as}$  = presión de aire seco

$V$  = volumen del recinto ( $m^3$ )

$m_{as}$  = masa del aire seco en el recinto (kg)

$M_{as}$  = peso molecular del aire seco = 28.965(kg/kmol)

$R$  = constante universal de los gases = (8314.4<sup>J</sup>/kmol \* K)

$T_s$  = temperatura del aire seco (k) = temperatura seca del aire



c) Presión de vapor de agua

$$P_v V = \frac{m_v}{M_v} R T_s$$

Donde:

$m_v$  = masa del vapor de agua en el recinto (kg)

$M_{as}$  = peso molecular del agua = 18.9015(kg/kmol)

$T_s$  = temperatura del aire seco (k) = temperatura seca del aire

d) Humedad específica o absoluta

La humedad absoluta del aire para cualquier condición dada, es la masa de vapor de agua por unidad de volumen de aire a dicha condición, como tal esto es propiamente la expresión de la densidad del vapor. Debido a que se tiene una relación fija entre la temperatura de punto de rocío y la humedad absoluta del aire, cuando se conoce el valor de una de ellas, podrá con facilidad calcularse la otra.

Relación de masa de vapor de agua a masa de aire seco que existe en el aire húmedo.

$$W = \frac{m_v}{m_{as}} = \frac{M_v P_v}{M_{as} P_{as}} = 0.6298 \frac{P_v}{P_T - P_v} \text{ (kg/kg}_{as}\text{)}$$

Y para una presión total de 1 atm:

$$W = 0.62198 \frac{P_v}{101325 - P_v} \text{ (kg/kg}_{as}\text{)}$$

e) Grado de saturación (GS).-

Es el cociente entre la cantidad de agua que presenta un aire en unas condiciones, respecto a la cantidad máxima que podría tener dicha temperatura en forma de vapor (saturación) es decir:

$$GS = \frac{W}{W_s} = \frac{P_v(P_T - P_{vs})}{P_{vs}(P_T - P_v)}$$

Donde:

$P_{vs}$  = Presión de vapor de agua en un aire saturado de agua, es decir la presión de saturación del agua a temperatura del aire ( $P_a$ )

La presión de saturación para el agua ( $P_{vs}$ ) se da en tablas o por la ecuación:

$$\log P_{vs} = \frac{7.5 (T_s - 273.154)}{T_s - 35.85} + 2.7858$$

f) Humedad relativa ( $\phi$ ).-

Relación entre la fracción molar del vapor de agua en el aire ( $x_v$ ) respecto a la fracción molar del vapor de agua en un aire saturado en vapor de agua a la misma temperatura y presión total ( $x_{vs}$ )

$$\phi = 100 \left( \frac{x_v}{x_{vs}} \right)_{T_s \text{ cte}} \%$$

Donde:

$x_v$  = fracción molar de vapor de agua en el aire

$x_{vs}$  = fracción molar de vapor de agua en un aire saturado de agua

Esto puede ser expresado también de la siguiente manera:

Relación entre la presión parcial real ejercida por el vapor de agua en cualquier volumen de aire y la presión parcial que ejercería el vapor de agua si el vapor de agua contenido en el aire estuviera saturado a la temperatura del aire. Esto es:

$$x_v = \frac{P_v}{P_T} ; \quad x_{vs} = \frac{P_{vs}}{P_T} \quad \text{quedando: } \phi = 100 \left( \frac{P_v}{P_{vs}} \right)_{Ts \text{ cte}} \%$$

Ó

$$\phi = 100 \left( \frac{GS}{1 - (1 - GS)x_{vs}} \right)_{Ts \text{ cte}} \%$$

*g) Temperatura seca (Ts).*

Es llamada también temperatura de bulbo seco y es la temperatura “normal” que conocemos, es decir es la temperatura del aire húmedo, medida con un termómetro ordinario.

*h) Temperatura de rocío (Tr).*

Es de importancia reconocer que el vapor de agua contenido en el aire es en realidad vapor sujeto a una presión baja y que este vapor de presión baja, al igual que un vapor de presión alta, podrá estar en la condición de saturado cuando su temperatura sea la temperatura de saturación correspondiente a su presión. Debido a que todos los componentes de una mezcla gaseosa ocupan el mismo volumen y están a la misma temperatura, se deduce, que cuando el aire se encuentra a una temperatura superior a la temperatura de saturación correspondiente a la presión parcial ejercida por el vapor de agua contenido en el aire, estará

en condición de sobrecalentado. Por otra parte cuando la temperatura del aire es igual a la temperatura de saturación correspondiente a la presión parcial del vapor de agua, el vapor de agua del aire está saturado y el aire se dice que está saturado (realmente solo el vapor de agua está saturado). La temperatura a la cual el vapor de agua en el aire está saturado se le conoce como temperatura de punto de rocío del aire.

Para cada composición de aire húmedo, si mantenemos constante la presión parcial del vapor, existirá una temperatura en que se produzca la saturación del vapor de agua, denominándose a la misma “temperatura de rocío” de ese aire.

La temperatura de rocío de un aire con una humedad específica  $W$  y una presión total  $P_T$  es aquella que se corresponde con una presión parcial de un vapor de agua en saturación  $P_{vs}$

$$P_{vs}(T_s) = \frac{P_T W}{0.62198 + W} \quad ; \quad P_{vs} = f(T_r)$$

$$W = (kg/kg_{as})$$

Pudiéndose obtener la temperatura de rocío a partir de  $P_{vs} = P_a$

$$P_T = P_a$$

$$P_{vs} = P_a$$

Como observamos la temperatura de rocío únicamente depende de la presión parcial de vapor en el aire húmedo. Pudiendo en consecuencia y mediante la manipulación de la ecuación.

$\log P_{vs} = \frac{7.5(T_s - 273.154)}{T_s - 35.85} + 2.7858$ . Obtener directamente la temperatura de rocío.

$$T_r = \frac{35.85 \log P_v - 2148.496}{\log P_v - 10.2858} - 273.15$$

*i) Temperatura de bulbo húmedo.-*

Una temperatura de bulbo húmedo es una medida de la relación entre la temperatura de bulbo seco del aire y el contenido de humedad que se tiene en el aire.

Es la temperatura medida en un termómetro de bulbo húmedo. El cual es un dispositivo ordinario cuyo bulbo está envuelto con un pabito humedecido.

*j) Entalpia del aire seco ( $H_{as}$ ).-*

La entalpia especifica de un fluido se puede definir como la cantidad de calor que hay que comunicar a 1 kg de dicho fluido para hacerle pasar de unas determinadas condiciones origen a otras cualquiera.

Para el aire seco, teniendo en cuenta que la presión es constante y que el origen se establece en 0 °C, se puede calcular mediante la expresión

$$H_{as} = Cp_{as}(T_s - T_{sr})$$

$$\begin{aligned} Cp_{as} &= \text{constante. calor especifico del aire seco; } (1\text{kJ/kg}^\circ\text{C}) \\ &= (0.239 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}) \end{aligned}$$

Ahora:

$$H_{as} = T_s(\text{kJ/kg}_{as})$$

$T_s$  = temperatura seca del aire (°C)

$T_{sr}$  = temperatura de referencia (°C); (0°C)

k) Entalpia del vapor de agua ( $H_v$ ).-

Para este caso tomamos la misma referencia  $0^\circ\text{C}$ , considerando al agua en estado líquido, por tanto la entalpia de 1 kg de vapor de agua a una temperatura  $T_s$  sera:

$$H_v = C_f + C_{pv}(T_s - T_{sr})$$

$C_p$

= calor de cambio de fase de vapor a liquido a  $0^\circ\text{C}$  ; (2501 kJ/kg) = (597 kcal/kg)

$C_{pv}$  = calor especifico del vapor ; (1.805 kJ/kg  $^\circ\text{C}$ ) = (0.431 kcal/kg $^\circ\text{C}$ )

$T_s$  = temperatura seca del aire ( $^\circ\text{C}$ )

$T_{sr}$  = temperatura de referencia ; ( $0^\circ\text{C}$ )

Por tanto:

$$H_v = 2501 + 1.0805 T_s \text{ (kJ/kg vapor)} = 597 + 0.431 T_s \text{ (kcal/kg vapor)}$$

Entalpia de aire húmedo (h).- la entalpia del aire húmedo se define con respecto al kg de aire seco existente en la mezcla, así:

$$h = \frac{m_{as}H_{as} + m_vH_v}{m_{as}} = H_{as} + WH_v = C_{p_{as}}T_s + W(C_f + C_{pv}T_s)$$

#### 2.1.2.4 *DIAGRAMAS PSICROMÉTRICOS*

Existen varios diagramas del aire húmedo, que pueden representar diferentes condiciones y fases del agua en su mezcla con el aire seco. Se desarrollan a continuación los diagramas Carrier, Ashrae y Mollier.

#### 2.1.2.4.1 CARTA PSICROMÉTRICA CARRIER.-

Recordando que para determinar completamente las condiciones del aire húmedo debemos conocer tres variables. En instalaciones de aire acondicionado la presión total del sistema no varía apreciablemente, pudiéndose considerar constante e igual a 1 atm (101325 Pa). No obstante, en aplicaciones donde dicha presión total no se pueda considerar de 1 atm, debemos proveernos de otro diagrama o utilizar directamente las ecuaciones vistas en variables psicrométricas.

Hay que decir que el diagrama psicrométrico de Carrier toma como variables independientes la temperatura seca del aire y la humedad específica, representándose las demás variables de forma parametrizada.

*Líneas de temperatura seca constante.*- es una de las variables independientes, representada en el eje "X". Por tanto son líneas paralelas al eje "Y" (Angulo 92.5°).

*Líneas de humedad específica constante.*- otra variable independiente representada en el eje "Y" por lo tanto son líneas paralelas al eje "X". Es de advertir que debido a la posición de la zona útil del plano que representa la mezcla aire húmedo, se ha desplazado el eje "Y" a la parte derecha del dibujo.

*Líneas de presión de vapor constante.*- al fijar una presión constante e igual a 101325 Pa, existe una relación directa entre humedad específica y presión parcial de vapor. Las líneas de presión de vapor constante son paralelas al eje "X".

$$P_v = \frac{101325 W}{0.62198 + W}$$

*Líneas de humedad relativa constante.*- son líneas curvas, las cuales se parametrizan con una valoración de un 10%. Para obtener un determinado punto de una curva cualquiera, haremos uso de la definición de humedad relativa:

$$\phi = 100 \left( \frac{P_v}{P_{vs}} \right)_{T_{scte}} \%$$

Despejando la presión parcial del vapor:

$$P_v = \frac{\phi}{100} P_{vs}(T_s)$$

Y sustituyendo en la expresión de la humedad específica:

$$W = 0.62198 \frac{P_v}{101325 - P_v} \text{ (kg/kg}_{as}\text{)}$$

$$W = 0.62198 \frac{\phi P_v/100}{101325 - \phi P_v/100}$$

Con dichas ecuaciones y dada una determinada humedad relativa y una temperatura seca podemos obtener su humedad específica correspondiente y por tanto presentarlo en el diagrama.

*Líneas de temperatura humedad constante.*- son estrictamente arcos de hipérbola, aunque en su representación grafica son prácticamente líneas rectas con una pendiente negativa con respecto a los ejes, obteniéndose su representación de la ecuación:

$$W = \frac{(T_h - T_s) + W_s^*(2501 - 2.381T_h)}{2501 + 1.805T_s - 4.186T_h}$$

*Líneas de entalpia constante.*- son estrictamente arcos de hipérbola, aunque en su representación grafica son prácticamente líneas rectas con una pendiente negativa, y extremadamente parecidas a las de



temperatura húmeda constante, ya que recordemos que el proceso de saturación adiabático únicamente tiene el aporte energético del agua que es evaporada. Siendo esta muy pequeña.

En el diagrama casi se confunden las líneas de temperatura húmeda y de entalpía constante, siendo su ecuación correspondiente:

$$W = \frac{h - T_s}{2501 + 1.805T_s}; \quad \text{Con } h \left( \frac{kJ}{kg_{as}} \right), T_s (^{\circ}C), W \left( \frac{kg}{kg_{as}} \right)$$

*Líneas de temperatura de punto de rocío constante.*- la temperatura de punto de rocío únicamente depende de la presión parcial de vapor por tanto podríamos implementar en el diagrama una tercera escala en el eje "Y" con la temperatura de rocío, siendo la línea de temperatura de rocío constante paralela al eje "X". Por comodidad se representa dicha temperatura sobre la línea de saturación, es decir humedad relativa =100%

$$T_r = \frac{\log P_v - 2148.496}{\log p_v - 10.2858} - 273.15$$

Recordemos que con  $\Phi = 100\%$  coinciden  $T_s = T_r = T_h$

*Líneas de volumen específico constante.*- sobre este diagrama son aparentemente rectas paralelas con cierta pendiente sobre los ejes, aunque su ecuación es:

$$V_e = 0.62198 \frac{P_v}{101325 - P_v} = 0.62198 \left( \frac{101325 v_e}{287 T_s} - 1 \right)$$

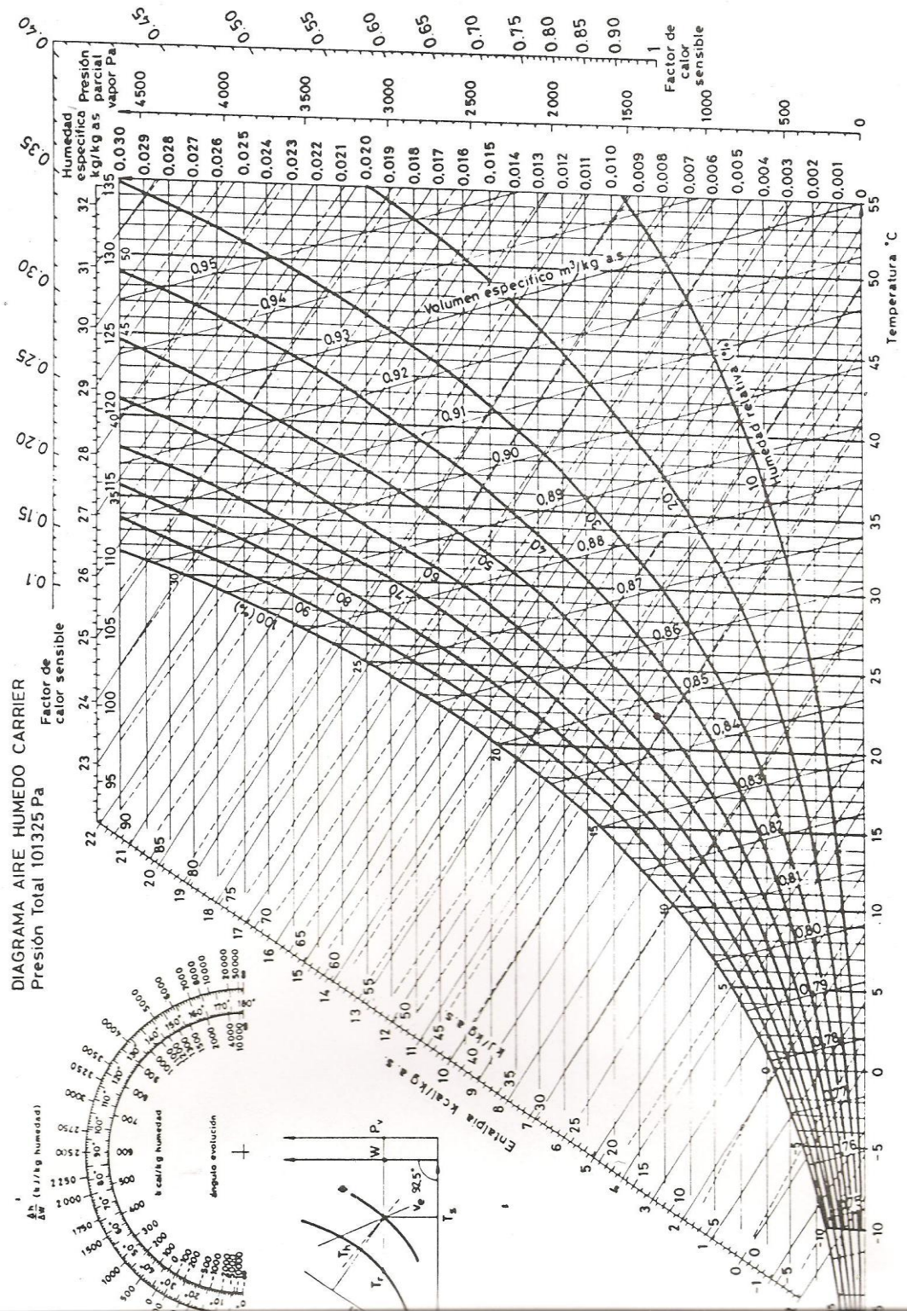


FIG. 9 DIAGRAMA PSICROMÉTRICO CARRIER

#### 2.1.2.4.2 CARTA PSICROMÉTRICA ASHRAE:

Como el diagrama Carrier es necesario fijar una presión total del aire (1 atm), pudiendo desarrollarse diferentes diagramas para otras presiones totales.

Este diagrama toma como variables independientes la entalpía (eje “X”) y la humedad específica del aire (eje “Y”), representándose las demás variables de forma parametrizada.

Con el fin de visualizar con mayor facilidad las condiciones de un punto del diagrama, sus ejes no son perpendiculares, sino que forman un ángulo de aproximadamente 24.5°, y representada en el eje “Y” a la derecha del diagrama.

Imagen

*Líneas de entalpía constante.*- es una variable independiente. Son rectas paralelas y que forman un ángulo de 65.5° con la vertical. Es el eje “X” del diagrama.

*Líneas de humedad específica constante.*- es una variable independiente. Son rectas paralelas horizontales. Es el eje “Y” del diagrama

*Líneas de temperatura seca constante.*- de acuerdo a la ecuación:

$$h = C_{p_{as}}T_s + W(C_f + C_{p_v} + T_s)$$

Luego en el diagrama (h) son rectas no paralelas de pendiente variable. En el diagrama, dada su posición y poca pendiente, se suelen confundir con rectas verticales.

*Líneas de humedad relativa constante.* - son curvas. Tienen una apariencia análoga a la desarrollada para el diagrama Carrier.

*Líneas de temperatura de humedad constante.* - de acuerdo a la expresión:

$$h = f(T_h) + C_{p_w} T_h W$$

Luego son rectas no paralelas de pendiente variable, y que como sabemos son muy próximas a las de entalpía constante.

*Líneas de volumen específico constante.* - son líneas curvas. No obstante y de forma práctica se confunden con rectas oblicuas, ya que el término entre corchetes es muy próximo a 1.

$$V_e = W C_f + \frac{ve}{287} (C_{p_{as}} + W C_{p_v}) \left[ 1 - \frac{W}{0.62198 + W} \right] P_T$$



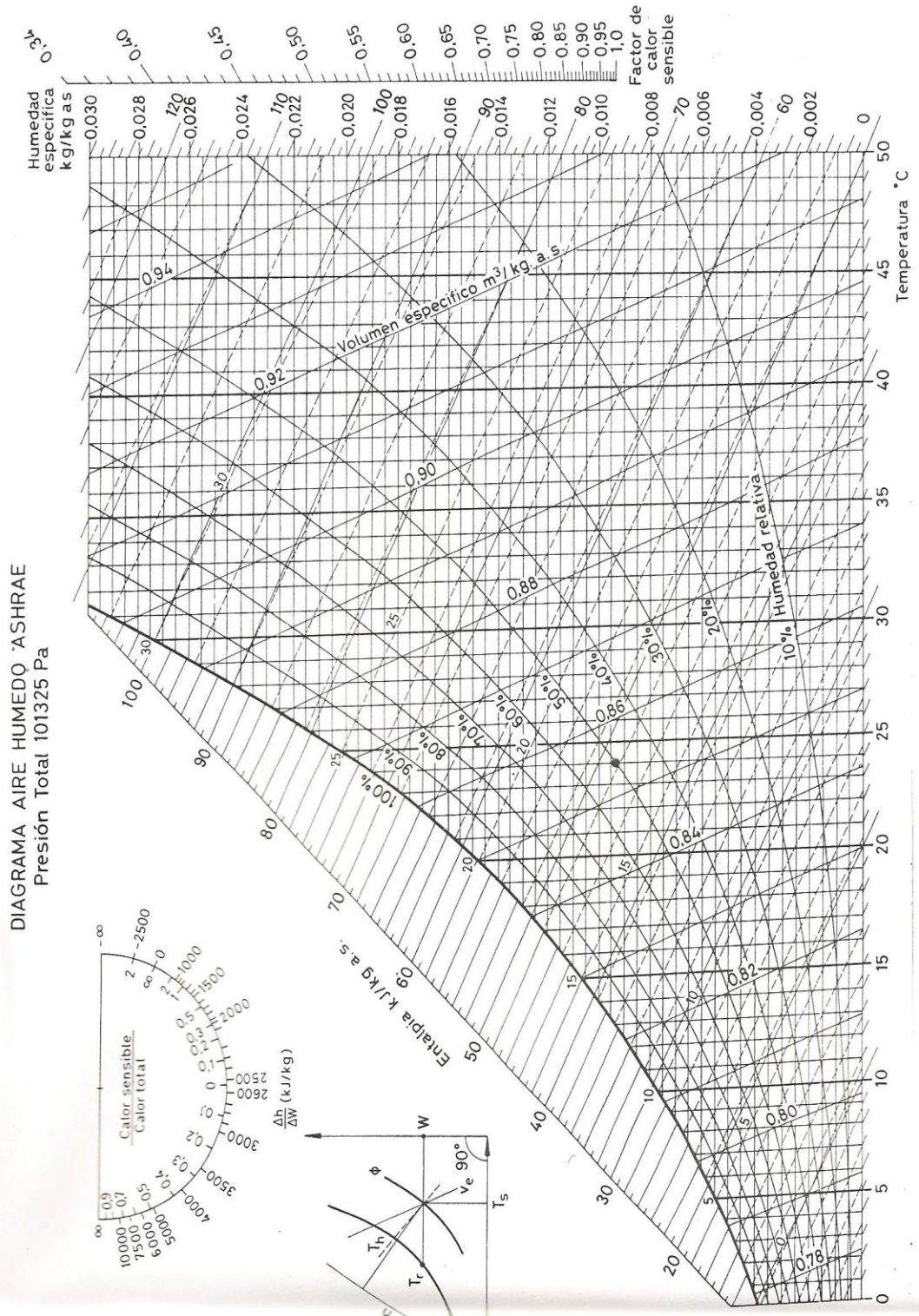


FIG. 10 DIAGRAMA PSICROMÉTRICO ASHRAE

#### 2.1.2.4.3 CARTA PSICROMÉTRICA DE MOLLIER

Este diagrama al igual que el de Ashrae, toma como variables independientes la entalpía (eje “Y”) y la humedad específica (eje “X”), y es necesario como en los diagramas anteriores fijar la presión total (1 atm). En el diagrama de Mollier es factible representar todos los estados de la mezcla agua-aire seco, por tanto el agua podría estar en estado gaseoso, liquido o solido; no obstante solo desarrollamos la mezcla en estado vapor (gaseoso), por ser la única de utilidad en nuestro campo de actuación.

Como en el anterior diagrama, los ejes no son perpendiculares, sino que forman un ángulo de 34° aproximadamente

*Líneas de entalpía constante.*- variable independiente. Son rectas paralelas y que forman un ángulo de 56° con la horizontal. Es el eje “Y” del diagrama. *Líneas de humedad específica constante.*- es una variable independiente. Son rectas paralelas verticales. Eje “X” del diagrama

*Líneas de temperatura seca constante.*- Son rectas no paralelas de pendiente variable. En el diagrama parecen rectas horizontales.

*Líneas de humedad relativa constante.*- son líneas similares a las de los diagramas anteriores

*Líneas de temperatura de humedad constante.*- son rectas no paralelas de pendiente variable. Como siempre son próximas a las de entalpía constante

*Otras variables.*- respecto a la temperatura de rocío se obtiene como en los diagramas anteriores, es decir siguiendo un proceso a humedad específica constante hasta interseccionar a la línea de  $\phi = 100\%$

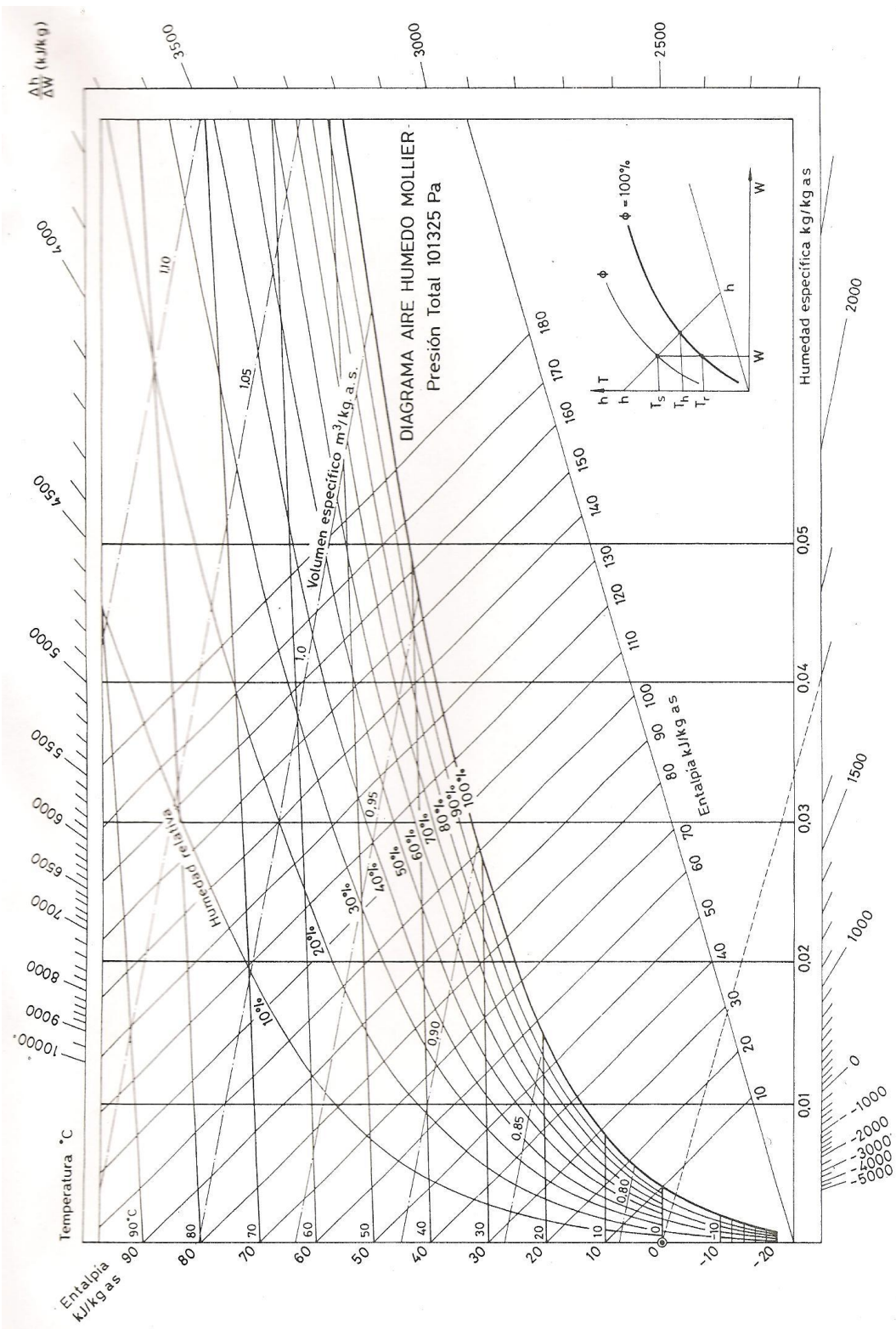


FIG. 11 DIAGRAMA PSICROMÉTRICO MOLLIER

### *2.1.3 COMPORTAMIENTO DEL AIRE EN LA CARTA PSICROMÉTRICA*

Para este trabajo de investigación se utilizaran condiciones termodinámicas a nivel del mar, tomando en cuenta como principal dato la presión de 1 atm sin embargo se establecerá una ciudad a nivel del mar para trabajar con datos reales. En base a los datos proporcionados por un estudio realizado por José Jaime Capel Molina “Humedad relativa en los Estado Unidos Mexicanos” con ayuda de 54 observatorios en el periodo de 1941-1970 el cual muestra porcentajes de humedad relativa en diferentes estados de nuestra república.

Para nuestra investigación seleccionaremos la ciudad de Acapulco de Juárez, Guerrero, México. Por seleccionar una ciudad la cual posee una presión barométrica de 101.14 kPa muy próxima a 1 atm = 101.325 kPa, además de que presenta humedades promedio de 75.66 % en el año de 1975, No obstante para realizar nuestro estudio tendremos datos actualizados de contenidos promedios de humedad para el año 2008 y de temperaturas de bulbo seco tomando como fuente <http://clima.prodigy.msn.com>, ya que esta tabla solo nos sirve de referencia contra otras ciudades del país. Así pues con estos datos podremos trabajar con las propiedades psicrométricas.



Ejemplos:

TABLA 5. CONDICIONES ATMOSFÉRICAS EN ACAPULCO DE JUÁREZ GUERRERO.



TABLA 6. PROMEDIO DE TEMPERATURAS EN ACAPULCO DE JUÁREZ GUERRERO

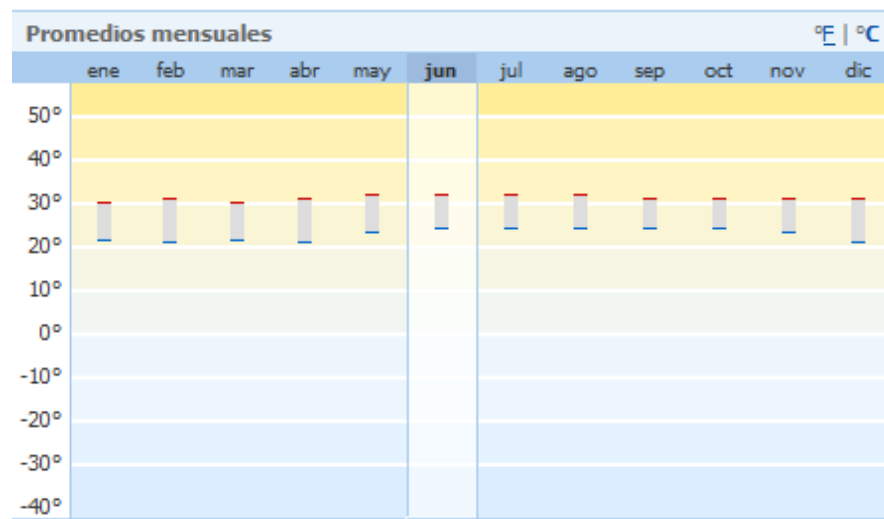


TABLA 7. HUMEDADES RELATIVAS EN DIFERENTES CIUDADES DE LA REPÚBLICA MEXICANA.

CUADRO I.— Humedad relativa media (en %). Período: 1.941-1.970.

Estaciones	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Sepbre.	Octub.	Novbr.	Dicbre.	AÑO
AGUASCALIENTES													
Aguascalientes	57	52	46	43	46	59	65	67	69	64	59	61	57
BAJA CALIFORNIA													
Ensenada	76	74	78	78	79	80	82	82	82	81	74	75	78
Isla Guadalupe	81	81	80	81	81	83	84	83	82	81	81	81	81
BAJA CALIFORNIA SUR													
La Paz	69	62	62	61	60	59	60	64	65	64	64	65	62
Puerto Cortés	82	81	80	80	81	82	79	81	82	82	82	81	81
CAMPECHE													
Campeche	79	76	73	72	73	75	77	79	80	79	80	80	76
COAHUILLA													
Monclova	63	58	52	50	54	54	52	55	63	63	63	62	57
Piedras Negras	69	66	60	62	66	63	62	64	69	71	71	72	66
Saltillo	62	59	54	54	58	62	65	68	72	70	64	62	62
Torreón	53	48	40	41	36	45	48	51	54	52	51	54	47
COLIMA													
Colima	62	60	57	54	57	71	77	78	80	76	70	66	67
Manzanillo	71	71	71	73	74	75	75	76	79	77	75	73	74
CHIAPAS													
San Cristobal de las Casas	81	79	78	78	79	79	79	78	80	81	81	81	79
Comitán	80	78	76	77	79	82	81	81	83	84	82	82	80
Tapachula	67	65	66	70	75	79	77	77	80	79	75	70	73
Tuxtla Gutierrez	76	73	70	68	71	77	79	79	78	77	76	76	75
CHIHUAHUA													
Chihuahua	50	42	35	31	31	36	51	54	57	51	49	51	44
DISTRITO FEDERAL													
México	54	48	44	45	53	64	70	72	72	66	61	58	58
DURANGO													
Ciudad Lerdo	47	38	33	31	32	41	46	49	55	53	48	50	43
Durango	49	44	36	36	39	49	59	61	62	57	49	52	49
GUANAJUATO													
Guanajuato	47	40	34	34	41	56	60	60	62	56	52	50	49
León	60	55	49	47	51	61	66	67	67	63	59	61	58
GUERRERO													
Acapulco	75	74	74	75	74	76	76	76	78	78	76	76	75
Chilpancingo	75	73	70	69	73	82	84	84	87	82	78	76	77
HIDALGO													
Pachuca	61	56	52	54	61	70	74	74	77	72	67	63	65
Tulancingo	72	69	66	66	70	79	81	81	84	81	78	75	75
JALISCO													
Guadalajara	52	46	41	37	42	61	71	73	73	66	58	56	56
Huejear	51	47	42	43	49	60	70	70	69	63	55	53	56

Esta es la tabla de humedades relativas en diferentes ciudades del país. Estudio realizado por José Jaime Capel Molina “Humedad relativa en los Estado Unidos Mexicanos

Así con estos datos de muestra recolectados se trabaja de la siguiente manera: Tomaremos la carta psicométrica de Carrier para demostrar cómo nos moveremos en ella.



Localizando el primer punto del aire cuyas características serian: presión atmosférica 101.325 KPa, temperatura de bulbo seco 28° C y una humedad relativa de 70 %. Con estos datos ya tenemos las tres variables psicrométricas necesarias para determinar el estado de una mezcla de aire atmosférico (aire seco y vapor de agua) por ley de Gibbs.

Con estos datos obtendremos la presión parcial del vapor en primera instancia para determinar la masa de vapor de agua, la carta servirá para determinar las condiciones del aire.

Así pues tenemos

$$P_T = P_{as} + P_v$$

Para determinar la presión del vapor, buscaremos en las tablas de vapor saturado la presión a la temperatura de 28°C

TABLA 8 .AGUA SATURADA. TABLA DE TEMPERATURAS (FRACCION).

Temp., T °C	Pres. sat., P <sub>sat</sub> kPa	Volumen específico, m <sup>3</sup> /kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, kJ/kg · K		
		Liq. sat., v <sub>f</sub>	Vapor sat., v <sub>g</sub>	Liq. sat., u <sub>f</sub>	Evap., u <sub>fg</sub>	Vapor sat., u <sub>g</sub>	Liq. sat., h <sub>f</sub>	Evap., h <sub>fg</sub>	Vapor sat., h <sub>g</sub>	Liq. sat., s <sub>f</sub>	Evap., s <sub>fg</sub>	Vapor sat., s <sub>g</sub>
		0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249
10	1.2281	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567
30	4.2469	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.4520
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633
50	12.352	0.001012	12.026	209.33	2233.4	2442.7	209.34	2382.0	2591.3	0.7038	7.3710	8.0748

Aquí en esta fracción de la tabla de temperaturas de saturación nos muestra que para una temperatura de 25°C tenemos una presión de 3.1698 KPa y para 30°C una presión de 4.2469 KPa si interpolamos para la temperatura de 28°C que es la que tenemos en el aire atmosférico corresponde una presión de 3.8160 KPa. Este será el valor de un vapor saturado a esa temperatura ahora gracias a la humedad relativa obtendremos la presión real de ese vapor de agua contenido en ese aire.

$$P_v = \phi * P_{v@28^\circ C} = (0.70) * (3.8160 \text{ KPa}) = 2.6712 \text{ KPa}$$

Ahora bien podemos obtener la masa de vapor de agua contenida en ese aire:

Suponiendo valores del volumen del recipiente de  $1m^3$

Con la ley general de los gases:

$$P_v V = \frac{m_v}{M_v} RT_s$$

Despejando la masa de vapor de agua:

$$m_v = \frac{(P_v V) M_v}{RT_s} = \frac{(2.6712 \text{ KPa} * 1m^3) 18.9015 (\text{kg/kmol})}{8.3144 \text{ KJ/kmol} * K * 301.15 \text{ K}} = 0.0201 \text{ kg}$$

Para este aire la humedad especifica seria de:

$$W = 0.6298 \frac{P_v}{P_T - P_v} (\text{kg/kg}_{as}) = 0.6298 \frac{2.6712 \text{ KPa}}{101.325 \text{ KPa} - 2.6712 \text{ KPa}} \\ = 0.01705 \text{ kg/kg}_{as}$$

Si la temperatura de rocío de este aire es de 22°C y necesitamos condensar el vapor, pues las condiciones de diseño llevaran a este aire por debajo de esta temperatura de condensación. Ahora este aire lo sometemos al proceso de enfriamiento y deshumidificación hasta obtener un valor de 18°C en temperatura de bulbo seco así pues su humedad relativa seguirá siendo 70% para este caso la presión del vapor de agua sería:

Si para 15°C es de 1.7057KPa y para 20 es de 2.3392 KPa. Interpolando para 18°C tenemos 2.1045KPa

Ahora la presión

$$P_{v2} = \phi * P_{v@18^{\circ}C} = (0.70) * (2.1045 \text{ KPa}) = 1.4731 \text{ KPa}$$

La masa de este vapor de agua quedaría en:

$$m_{v2} = \frac{(P_v V) M_v}{R T_s} = \frac{(1.4731 \text{ KPa} * 1 \text{ m}^3) 18.9015 (\text{kg/kmol})}{8.3144 \text{ KJ/kmol} * K * 291.15 \text{ K}} = 0.01150 \text{ kg}$$

La humedad específica de este vapor de agua quedaría:

$$W_2 = 0.6298 \frac{P_v}{P_T - P_v} (\text{kg/kg}_{as}) = 0.6298 \frac{1.4731 \text{ KPa}}{101.325 \text{ KPa} - 1.4731 \text{ KPa}} \\ = 0.01475 \text{ kg/kg}_{as}$$

Ahora así tendremos la cantidad de líquido condensado en kg:

$$W_{condensada} = W_1 - W_2 = 0.01705 \text{ kg/kg}_{as} - 0.01475 \text{ kg/kg}_{as} \\ = \mathbf{0.0023 \text{ kg/kg}_{as}}$$



Así será el método donde retiraremos la humedad específica del aire. Será necesario calcular cuantas veces cambiaremos el aire a la cámara de condensación (evaporador) para poder llegar a nuestro objetivo así como determinar el volumen en el cual estará contenido el aire.

### 2.1.4 CICLO DE REFRIGERACIÓN TRAZADO EN EL DIAGRAMA DE MOLLIER DEL REFRIGERANTE

Ahora bien será importante determinar la manera en la que el sistema frigorífico trabajar con su diagrama Presión – entalpía (P-h), proponiendo el refrigerante R134a continuando con los datos del ejemplo propuesto

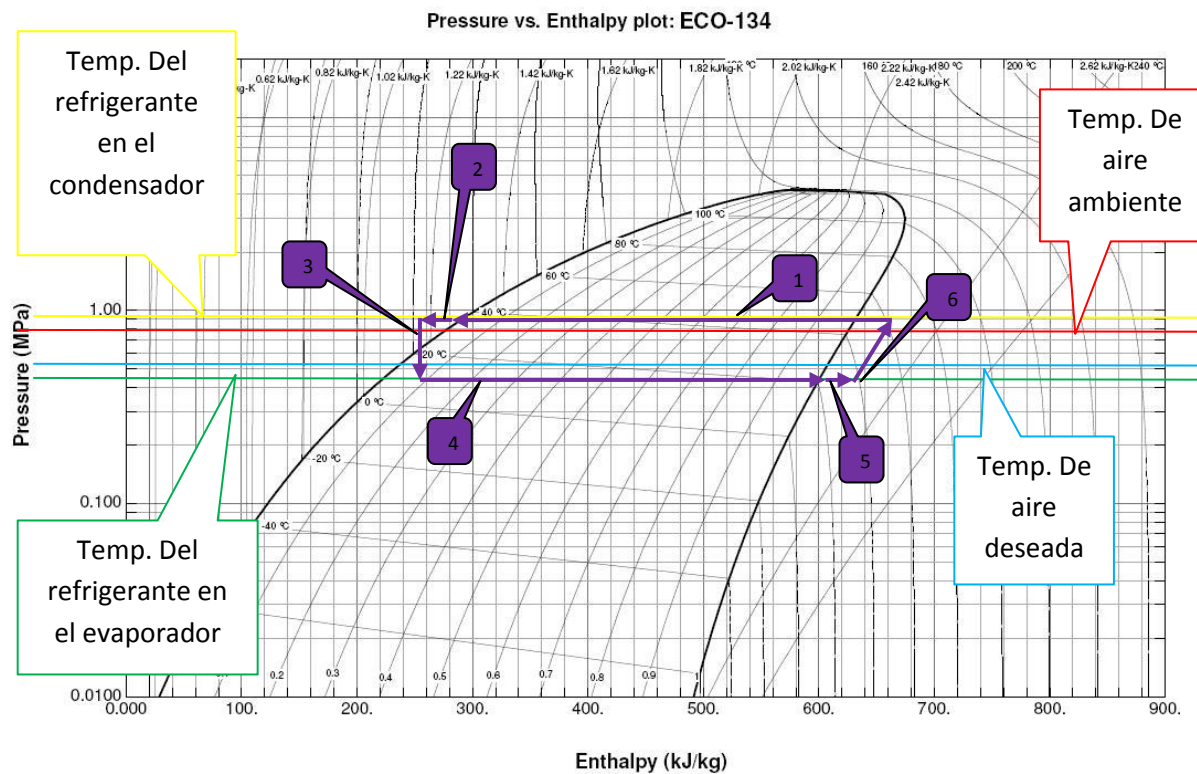


FIG.13 DIAGRAMA P-h PARA REFRIGERANTE ECO-134

Suponiendo para este ejemplo una diferencia de temperaturas entre el refrigerante y el producto (el aire)  $\Delta = 10^{\circ}\text{C}$  tanto para el evaporador como en el condensador y un grado de sub enfriamiento y sub calentamiento de  $15^{\circ}\text{C}$  tenemos el proceso de refrigeración dibujado.

Tenemos entonces que en el punto número **(1)** será la temperatura a la que el refrigerante estará para disipar calor en el ambiente con una diferencia de temperatura de  $10^{\circ}\text{C}$  esto quiere decir que si el ambiente estará a  $28^{\circ}\text{C}$  el refrigerante en el condensador estará a  $38^{\circ}\text{C}$  sobre la línea de alta presión (amarilla), este proceso será a presión constante. Ya en el punto **(2)** el refrigerante tendrá un sub enfriamiento de  $15^{\circ}\text{C}$  para perder calor, sacarlo de la línea de saturación, convertirlo en líquido comprimido y entrar un poco más frío al evaporador. **(3)** Manteniendo ahora la entalpia constante pero no así su presión, ya que aquí estará la válvula de expansión y perderá dicha presión, ahora el refrigerante estará listo con  $10^{\circ}\text{C}$  (diferencia de temperatura) menos que la necesaria para los  $18^{\circ}\text{C}$  a los cuales se desea llevar el aire contenido en nuestra cámara de refrigeración, para que así absorba calor de la cámara frigorífica. **(4)** ahora el refrigerante ganara nuevamente entalpia a una presión constante sobre la línea de baja presión (verde). **(5)** aquí está el paso de sobrecalentamiento, donde el refrigerante ganara un poco mas de calor para así llevarlo a un punto de sobrecalentamiento y sacarlo de la línea de saturación. **(6)** aquí el compresor tendrá la función de elevar la presión así como ganar una ligera entalpia, para volver a llevarlo al condensador y completar el ciclo.



## 2.2 COMPONENTES FRIGORÍFICOS

La función específica de la unidad condensadora, que es en sí la parte de mayor importancia de una instalación frigorífica, consiste en extraer el refrigerante evaporado del evaporador, comprimirlo en un punto en que pueda efectuarse la condensación y volverlo a su estado líquido de origen a fin de que se emplee nuevamente en el proceso de producción mecánica del frío.

### *2.2.1 COMPRESORES*

Debe aquí hacerse notar que se acostumbra llamar compresor al cuerpo de la máquina en sí con sus grifos o válvulas de servicio, y equipo compresor o unidad condensadora al conjunto formado por dicho cuerpo con el motor eléctrico, condensador y recipiente montado sobre una bancada.

Los compresores, generalmente, son de tipo pistón dotados de movimiento alternativo, y muy raramente del tipo rotativo cuando se trata de pequeñas potencias. Ambos pueden ser del sistema abierto, hermético o semihermético. Para grandes potencias se emplean compresores centrífugos o de tornillo, estos últimos también conocidos por helicoidales.

### 1. COMPRESORES HERMÉTICOS.-

Estos compresores que pueden ser rotativos o de pistón, incorporan el mecanismo del compresor y el motor para su accionamiento todo englobado dentro de un depósito hermético, conectado directamente al condensador y evaporador, con los que forman un circuito cerrado que, en caso de avería, se acostumbra a reemplazarse totalmente, debido a lo difícil que en una reparación de esta clase resulta, dadas las especiales características de construcción del grupo compresor-motor, aunque algunos de estos compresores van dispuestos con válvulas de servicio para conectar el sistema ( condensador y evaporador) a través de las mismas, con lo que se soslaya esta dificultad.

En los compresores alternativos del tipo de pistón el rotor del motor se halla sujeto al eje del compresor, el cual incorpora una excéntrica que por medio de una biela transforma el movimiento rotativo del motor en alternativo del pistón. Hoy en día la mayor parte de estos compresores, que inicialmente no sobrepasaban las 1,500 rpm, giran generalmente a 3,000 rpm.

Se fabrican desde pequeñas potencias, del orden de 1/8 CV para refrigeradores de uso doméstico, en una amplia gama de capacidades que cubre los muebles frigoríficos del tipo comercial para llegar a los acondicionadores de aire hasta potencias 10 CV. Su gran silenciosidad y el tamaño reducido son elementos básicos para determinar su aplicación en dicho tipo de unidades.

Los compresores herméticos se subdividen en tres gamas muy concretas de acuerdo con la temperatura de evaporación a que deben trabajar según sea la aplicación a que se destinan, como sigue

Acondicionamiento de aire desde +7°C a – 5°C

Altas temperaturas                      0°C a -10°C

Bajas temperaturas                    -10°C a -30°C

Hallándose en cada caso relacionado el desplazamiento volumétrico del compresor con la potencia del motor, de forma que es de todo punto esencial seleccionar el modelo del compresor atendiendo al campo de temperaturas a que debe trabajar el sistema frigorífico donde se adapte.

Recientemente se han desarrollado unidades herméticas de pequeña potencia ( para refrigeradores de 100 a 160 litros máximo) que trabajan con corriente continua de 12 o 24 voltios. Su aplicación es muy interesante a bordo de buques de pesca o recreo, autocares, remolques, etc., al poder alimentarse con las baterías abordo. Su avanzado diseño permite un funcionamiento normal bajo un plano inclinado de hasta 30°, lo cual es esencial en las embarcaciones marinas.

### *2.2.2CONDENSADORES*

El condensador debe tener suficiente volumen para que tenga amplia cabida el refrigerante comprimido que entra en el mismo mientras se produce la condensación, y en segundo lugar, la necesaria superficie de

radiación para obtener una rápida transferencia de calor latente de dicho refrigerante al medio enfriador, aire o agua. De ahí la división en condensadores de aire y de agua.

**CONDENSADORES REFRIGERADOS POR AIRE.-** Los primitivos modelos de compresores usaban un serpentín de tubo de cobre liso. Estos condensadores ofrecían como mayor inconveniente el de una defectuosa circulación de aire que actuaba simplemente por gravedad, debiendo pues poseer una gran superficie de tubo para compensar su bajo rendimiento básico.

El sistema de condensador del aire por gravedad se ha utilizado para los refrigeradores de tipo doméstico, con variantes de orden constructivo como era, en principio, el clásico serpentín de tubo aletado, y únicamente el tubo con varillas soldadas a lo largo del serpentín.

Debe tenerse en cuenta que la capacidad de un condensador se basa en los tres factores siguientes:

- 1.- superficie total de radiación formada por la del tubo y aletas
- 2.- temperatura del aire ambiente en que está emplazado el condensador
- 3.- velocidad del aire a través del condensador

Es de gran importancia el emplazamiento del compresor con el objeto de facilitar una abundante circulación de aire. La unidad debe estar ventilada a fin de lograr que el aire frío exterior reemplace al aire caliente que despiden el condensador. En caso contrario aumentaría la temperatura de

la habitación, con el resultado de altas presiones y reducción de la capacidad frigorífica de la unidad.

### 2.2.2.1 DETERMINACIÓN DE LA CAPACIDAD DEL CONDENSADOR.-

Para determinar el condensador utilizaremos la siguiente fórmula:

$$L = \frac{Q}{UT_{MLT}\pi D}$$

donde:

*L = longitud del evaporador*

*Q = carga termica 8calor a extraer en el evaporador*

*U = conductividad termica del material seleccionado*

*T<sub>MLT</sub> = temperatura media logaritmica que existe entre el condensador y el medio ambiente*

*D = el diametro de la tuberia seleccionada*

Con esta fórmula estaremos obteniendo la longitud según el material de la tubería y su diámetro interior,

Temperaturas de condensación:

En resumen pueden fijarse las siguientes temperaturas de condensación:

AIRE	{	- Temperaturas del aire a la entrada del condensador	30°C
		- Aumento de temperatura a la salida del condensador	15°C
		- Temperatura de condensación	45°C

### *2.2.3EVAPORADORES*

Función del evaporador.- el evaporador es otro de los elementos importantes de toda instalación frigorífica, por ser donde se produce el efecto frigorífico que se desea obtener. Definiendo los evaporadores de un modo general, diremos que son unos recipientes cerrados de paredes metálicas donde se efectúa la ebullición del refrigerante líquido que procede del equipo de compresor, con la consiguiente absorción de las calorías contenidas en la nevera, cámara o depósito a enfriar.

El paso del refrigerante por el evaporador se expresan los diversos estados que atraviesa el refrigerante a su paso por el evaporador después de ser expansionado a través del estrangulamiento que da lugar la válvula reguladora (válvula de expansión o tubo capilar).

Antes de llegar a dicho punto el refrigerante, como ya se ha indicado anteriormente, se halla en estado líquido a alta presión, y después de atravesar el citado estrangulamiento se convierte en un instante en líquido a baja presión. Al efectuarse este descenso de presión tiene lugar la ebullición y consiguiente absorción de calor, en una acción parecida a la ebullición del agua, originando las clásicas burbujas. Mientras avanza a lo largo del evaporador, la masa del líquido conteniendo burbujas de vapor se convierten una masa de vapor que arrastra gotas de líquido, mezcla que se denomina vapor húmedo. Finalmente, cuando las últimas gotas de líquido se han evaporado, solo resta vapor saturado. Si se aumenta la presión o temperatura de evaporación, parte de este vapor se condensara,

convirtiéndose en vapor húmedo, y, contrariamente, si se rebaja la presión o temperatura donde exista ya vapor saturado, sin líquido disponible para evaporar, se expandirá el vapor, reduciendo la densidad del mismo.

La temperatura del vapor saturado aumenta debido al calor que absorbe del ambiente al enfriar, y cuando llega a un punto más alto que la temperatura de saturación, a la presión de evaporación existente, se llama vapor recalentado.

### 2.2.3.1 *TIPOS DE EVAPORADORES*

Siendo extenso el campo de aplicaciones del frío artificial, y asimismo tan variadas las diferentes condiciones que deben cumplirse en cuanto a temperatura y grado de humedad, se comprende el empleo de diversos tipos de evaporadores, variando unos de otros notablemente en su forma y construcción.

Esta diversidad de tipos se clasifica en tres grandes grupos, que corresponden a los sistemas de evaporadores conocidos:

1.- sistema húmedo o inundado.- el cual, como su nombre lo indica, conserva el vapor casi totalmente lleno de líquido.

2.- sistema seco.- en el que el evaporador contiene la cantidad de refrigerante líquido absolutamente necesaria, reduciendo al mínimo la cantidad de refrigerante en el sistema, formando una corriente continua entre el punto de expansión y la admisión del compresor.

3.- sistema semi-inundado.- consiste en una variante del anterior, estableciendo por medio de tubos conectados en paralelo a unos colectores distribuidores, una más rápida y uniforme expansión del líquido refrigerante.

### 2.2.3.2 *CÁLCULO DEL EVAPORADOR*

Tiene por finalidad determinar la superficie necesaria para obtener la debida absorción de calorías por día durante el tiempo de funcionamiento del compresor.

Sentado el hecho de que el compresor tenga la capacidad suficiente para producir durante catorce o dieciséis horas (que es el tiempo señalado como limite por sia por el máximo rendimiento económico de una instalación automática) la cantidad de frio necesaria, y deducida consiguientemente la potencia horaria, el evaporador debe calcularse sobre la base de que su capacidad sea la adecuada para producir en dicho espacio de tiempo frigorías/hora en cuestión. Ello no quiere significar de una manera terminante que una instalación no pueda funcionar perfectamente por que el evaporador sea de capacidad un poco mayor o menor que el compresor, pero si la diferencia es muy grande no podrá obtenerse en muchos casos su rendimiento máximo, y tratándose de cámaras puede hacer variar notablemente las condiciones higrométricas en perjuicio de la perfecta conservación de determinados artículos.

La capacidad frigorífica de un evaporador depende de los siguientes factores:

- a) Superficie del evaporador
- b) Diferencia de temperaturas entre la de ebullición del refrigerante y la que se desea obtener
- c) Coeficiente que varía de acuerdo con el tipo de evaporador a emplear, Sistema de válvula de expansión, velocidad de movimiento del medio que rodea al evaporador, formación de hielo en su superficie y otros factores más.



Entonces determinaremos la longitud del evaporador mediante la ecuación para un evaporador de tipo natural:

$$L = \frac{Q}{UT_{MLT}\pi D}$$

donde:

*L* = longitud del evaporador

*Q* = carga termica (calor a extraer en el evaporador)

*U* = conductividad termica del material seleccionado

*T<sub>MLT</sub>* = temperatura media logaritmica que existe entre el condensador y el medio ambiente

*D* = el diametro de la tuberia seleccionada

### 2.2.3.3 SELECCIÓN DEL REFRIGERANTE ADECUADO

Cuando se diseña un sistema de refrigeración, existen varios refrigerantes que pueden elegirse, como clorofluorocarbonos (CFCs), amoniaco, hidrocarburos (propano, etano, etileno, etc.), dióxido de carbono, aire (en el acondicionamiento de aire de aviones) e incluso agua (en aplicaciones arriba del punto de congelación). Una adecuada elección del refrigerante depende de la situación específica. De estos, los refrigerantes tales como R-11, R-12, R-22, R-134a y R-502 abarcan 90% del mercado en Estados Unidos.

El éter etílico fue el primer refrigerante utilizado para el comercio de sistemas por compresión de vapor en 1850, y le siguieron otros como amoniaco, dióxido de carbono, cloruro metílico, dióxido de azufre, butano, etano, propano, isobutano, gasolina y los clorofluorocarbonos, entre otros.

Los sectores industriales y del gran comercio estaban muy satisfechos con el amoniaco, y aun lo están, aunque este compuesto es toxico. Las

ventajas del amoníaco sobre otros refrigerantes son su bajo costo, altos COP (y en consecuencia, menores costos de energía), sus propiedades termodinámicas y de transporte más favorables y, por ello, coeficientes de transferencia de calor más altos (requiere intercambiadores de calor más pequeños y de menor costo), mayor detectabilidad en caso de una fuga y ningún efecto en la capa de ozono. La principal desventaja del amoníaco es su toxicidad, que lo hace inadecuado para el uso doméstico. El amoníaco se usa predominantemente en las instalaciones de refrigeración de alimentos como la preservación de frutas frescas, vegetales, carnes y pescado, la refrigeración de bebidas y productos lácteos como la cerveza y el vino, la leche y el queso; de congelamiento de helados y otros alimentos; la producción de hielo, y la refrigeración a baja temperatura en las industrias farmacéutica y otros procesos.

El R-11 se utiliza principalmente en enfriadores de agua de gran capacidad que sirven como sistema de acondicionamiento del aire en edificios. El R-12 se usa en refrigeradores domésticos y congeladores, así como en acondicionadores de aire en automotores. El R-22 se usa en acondicionadores de aire tipo ventana, en bombas de calor, acondicionadores de aire en edificios comerciales y en grandes sistemas de refrigeración industrial; y ofrece una fuerte competencia al amoníaco. El R-502 (una mezcla del R-115 y del R-22) es el refrigerante dominante que se usa en sistemas de refrigeración comerciales como los de los supermercados debido a que permite bajas temperaturas en evaporadores, mientras opera en una sola etapa de compresión.

Los CFC completamente halogenados (como el R-11, R-12 y R-115) son responsables de la mayor parte del daño de la capa de ozono. Los

refrigerantes no completamente halogenados como el R-22 que tiene cerca de 5% de la capacidad destructiva del ozono que posee el R-12.

Dos parámetros importantes que necesitan considerarse en la selección de un refrigerante son las temperaturas de los dos medios, el espacio refrigerado y el ambiente con los cuales el refrigerante intercambia calor. Para tener una transferencia de calor a una tasa razonable, debe mantenerse una diferencia de temperatura de 5 a 10° entre el refrigerante y el medio con que intercambia calor.

La temperatura (y por lo tanto la presión) del refrigerante en el lado del condensador depende del medio hacia el cual se rechaza el calor. Es posible mantener temperaturas menores en el condensador (y por ello, COP más altos), si el refrigerante se enfría con agua líquida en lugar de aire. Sin embargo, el uso de agua de enfriamiento no tiene una justificación económica, salvo en los grandes sistemas de refrigeración industrial. La temperatura del refrigerante en el condensador no puede descender por debajo de la temperatura del medio de enfriamiento y la presión de saturación del refrigerante a esta temperatura debe estar bastante debajo de su presión crítica si el proceso de rechazo de calor va a ser aproximadamente isotérmico.

Otra característica deseable de un refrigerante es que no sea tóxico, corrosivo o inflamable, pero que sea estable químicamente; que tenga alta entalpía de evaporación (minimizando el flujo másico) y, por supuesto que se obtenga a bajo costo.



# CAPÍTULO 3

## 3 HOJA DE CÁLCULO

### 3.1 CONDICIONES EXTERIORES DEL AIRE ATMOSFÉRICO A TRATAR.

Como se definió en el objetivo específico número 1 trataremos de tener una condensación de 12 *lts* de vapor de agua en 24 *hrs*.

Partiremos en la instancia; tenemos que saber cuáles son las condiciones del aire que vamos a tratar para extraerle su respectiva humedad específica. Recordemos que la presión con la que vamos a trabajar es a nivel del mar (101.325 kpa). Tomando como referencia la ciudad de Acapulco de Juárez Guerrero, México las primeras 2 variables psicrométricas son medibles fácilmente con un termómetro y un higrómetro respectivamente:

a) *temperatura de bulbo seco* ( $TBS_1$ ) = 28°C

b) *humedad relativa* ( $\phi_1$ ) = 70%

Con estas dos variables psicrométricas podemos determinar mas variables importantes en nuestra investigación, basados en la carta psicrométrica para presión de (101.325 kpa).

(En este trabajo será utilizado un software llamado “CYTSOFT PSYCHRONOMETRIC CHART” para determinar las variables psicrométricas con mucha precisión).

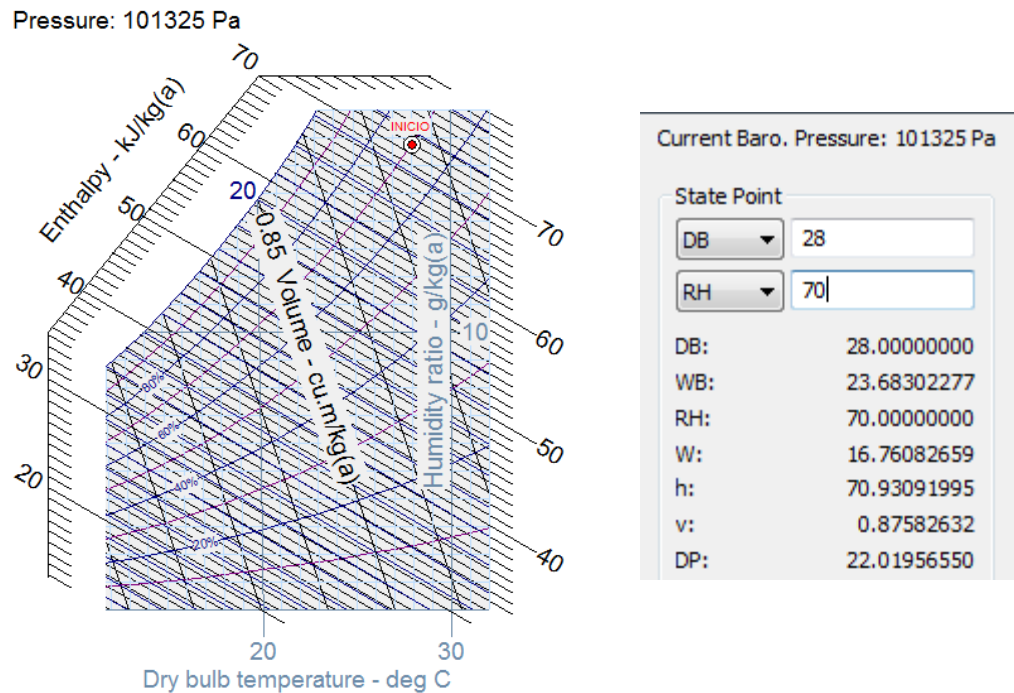


FIG.14 CARTA PSICROMÉTRICA PARA INICIO DEL PROCESO DE ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACIÓN

Ahora bien sabemos que tenemos una disponibilidad de  $W_1 = 16.7608 \text{ g}/\text{kg}_{as}$  para este punto de INICIO en el diagrama psicrométrico.

## 3.2 CONDICIONES DE DISEÑO PARA EL AIRE ATMOSFÉRICO

Hasta esta instancia tenemos el valor de la  $W_1$  que representa la cantidad de vapor de agua que contiene este aire para estas condiciones iniciales. Buscando extraer un 30% de dicha humedad tenemos que:

$$W_{30\%} = 16.7608 \text{ g}/\text{kg}_{as} (0.30) = 5.0282 \text{ g}/\text{kg}_{as}$$

Por lo tanto

$$W_2 = W_1 - W_{30\%} = 16.7608 \text{ g/kg}_{as} - 5.0282 \text{ g/kg}_{as} = 11.7325 \text{ g/kg}_{as}$$

$$W_2 = 11.7325 \text{ g/kg}_{as_1}$$

Esta  $W_2$  ahora nos indica en donde quedaría la humedad específica de nuestro aire si pretendemos extraerle un 30% a  $W_1$ , con esto damos por un hecho que tenemos nuestra primer variable psicrométrica para poder definir nuestro punto de diseño.

Partiendo del razonamiento en el cual si estaremos condensando vapor de agua lo más conveniente sería llevar a nuestra mezcla a un punto de saturación o  $T_r$  (temperatura de rocío) así pues necesitaríamos que la mezcla se encontrara saturada al  $\phi = 100\%$  y con esto tendríamos nuestra segunda variable para determinar la condición de diseño.

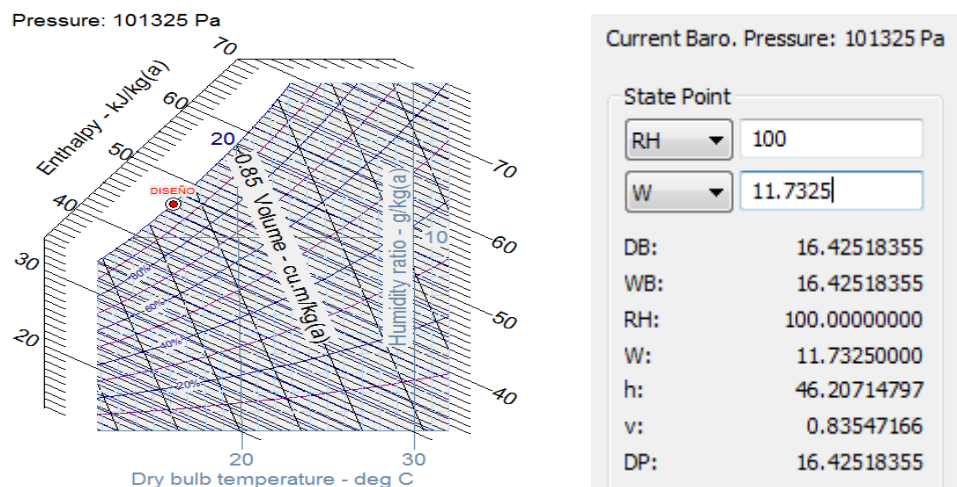


FIG.15. CARTA PSICROMÉTRICA PARA FINAL DEL PROCESO DE ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACIÓN

Con esta tabla de valores psicrométricos y el diagrama queda clara la temperatura de bulbo seco a la que hay que llevar la mezcla de aire la cual sería de  $TBS_2 = 16.425 \text{ }^\circ\text{C}$  . Para esto también queda definido el valor de entalpia (calor) que es necesario extraer para poder condensar la humedad especifica.

$$\Delta h = h_1 - h_2 = 70.9309 \text{ kJ/kg}_{as} - 46.2071 \text{ kJ/kg}_{as} = 24.7238 \text{ kJ/kg}_{as}$$

### 3.3 FLUJO VOLUMÉTRICO DE AIRE ATMOSFÉRICO NECESARIO

Hasta este punto tenemos determinados parámetros como:

- $W_{extraida} = 5.0282 \text{ g/kg}_{as}$
- $h_{necesaria} = 24.7238 \text{ kJ/kg}_{as}$

Ahora nos queda claro que estos valores son manejados solo para 1 kg de aire seco, pero queda por determinar cuánto aire manejaremos dentro de la cámara de condensación para poder lograr el objetivo de obtener 12 l de agua.

Si el objetivo son  $12 \text{ l}/24 \text{ hrs}$  y  $1 \text{ l} = 1 \text{ kg}$  entonces:

$$\dot{m} = \frac{12 \text{ kg}/24 \text{ hrs}}{0.005282 \text{ kg/kg}_{as}} = \frac{0.5 \text{ kg}/\text{hrs}}{0.005282 \text{ kg/kg}_{as}} = 94.66 \text{ kg}_{as}/\text{h}$$



Este valor nos indica que serán necesarios 94.66 kilogramos de aire seco en cada hora, para al cumplirse 24 horas tengamos 12 kg de vapor de agua condensados. Pero no olvidemos que esos 12 kg de agua saldrán de una mezcla de aire seco y vapor de agua así que será necesario agregar el porcentaje de vapor de agua representativo a 24 horas ( $0.5 \text{ kg}_v/h$ ); así pues:

$$\dot{m} = 94.66 \text{ kg}_{as}/h + 0.5 \text{ kg}_v/h = 99.66 \text{ kg}_{sire}/h \approx 100 \text{ kg}_{aire}/h$$

Ahora queda establecido que la cantidad necesaria a entrar en la cámara de condensación es de  $100 \text{ kg}_{aire}/h$  de aire atmosférico (mezcla).

El siguiente paso es determinar el flujo volumétrico para esto usaremos la ley general de los gases:

$$P_{abs}V = \frac{m_{mezcla}}{M_{mezcla}}RT_{mezcla}$$

Si tenemos:

$$P_{abs} = 101325 \text{ Pa}$$

$$m_{mezcla} = 100 \text{ kg}$$

$$M_{mezcla} = M_{as} + M_v = 28.965 \text{ kg}/\text{kmol} + 18.9015 \text{ kg}/\text{kmol} = 47.8665 \text{ kg}/\text{kmol}$$

$$R = 8314.4 \text{ Pa} * \text{m}^3 / \text{kmol} * \text{K}$$

$$T = 28^\circ\text{C} = 301.15 \text{ K}$$

Sustituyendo en la ecuación tenemos:

$$(101325Pa) V = \left( \frac{100kg}{47.8665 \text{ kg/kmol}} \right) (8314.4 \text{ Pa} \cdot \text{m}^3 / \text{kmol} \cdot \text{K}) (301.15K)$$

$$(101325Pa) V = (2.0891 \text{ kmol}) (8314.4 \text{ Pa} \cdot \text{m}^3 / \text{kmol} \cdot \text{K}) (301.15K)$$

$$(101325Pa) V = 5,230,968.548 \text{ Pa} \cdot \text{m}^3$$

$$V = \frac{5,230,968.548 \text{ Pa} \cdot \text{m}^3}{101325Pa}$$

$$V = 51.62 \text{ m}^3$$

Así el flujo volumétrico será:

$$\dot{V} = 51.62 \text{ m}^3 / \text{h}$$

### 3.4 CANTIDAD DE CALOR TOTAL A EXTRAER AL AIRE ATMOSFÉRICO

Recopilando la entalpia necesaria para cada kg de aire atmosférico

- $h_{necesaria} = 24.7238 \text{ kJ/kg}_{as}$

Ahora que ya sabemos cuántos kilogramos de aire vamos a manejar en la cámara de condensación tenemos que:

$$h_{total} = h_{necesaria} \cdot \dot{m}_{as} = \left( 24.7238 \text{ kJ/kg}_{as} \right) \left( 94.66 \text{ kg}_{as} / \text{h} \right)$$

$$h_{total} = Q_{Total} = 2340 \text{ kJ/h} = 0.6499 \text{ kW}$$



# CAPÍTULO 4

## 4 DETERMINACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN Y PURIFICACIÓN

## 4.1 ELEMENTOS FRIGORÍFICOS

Es momento de hacer cálculos con respecto al equipo de refrigeración; ahora que ya está determinada la carga térmica, para esto comenzaremos determinando nuestros elementos de refrigeración (compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador).

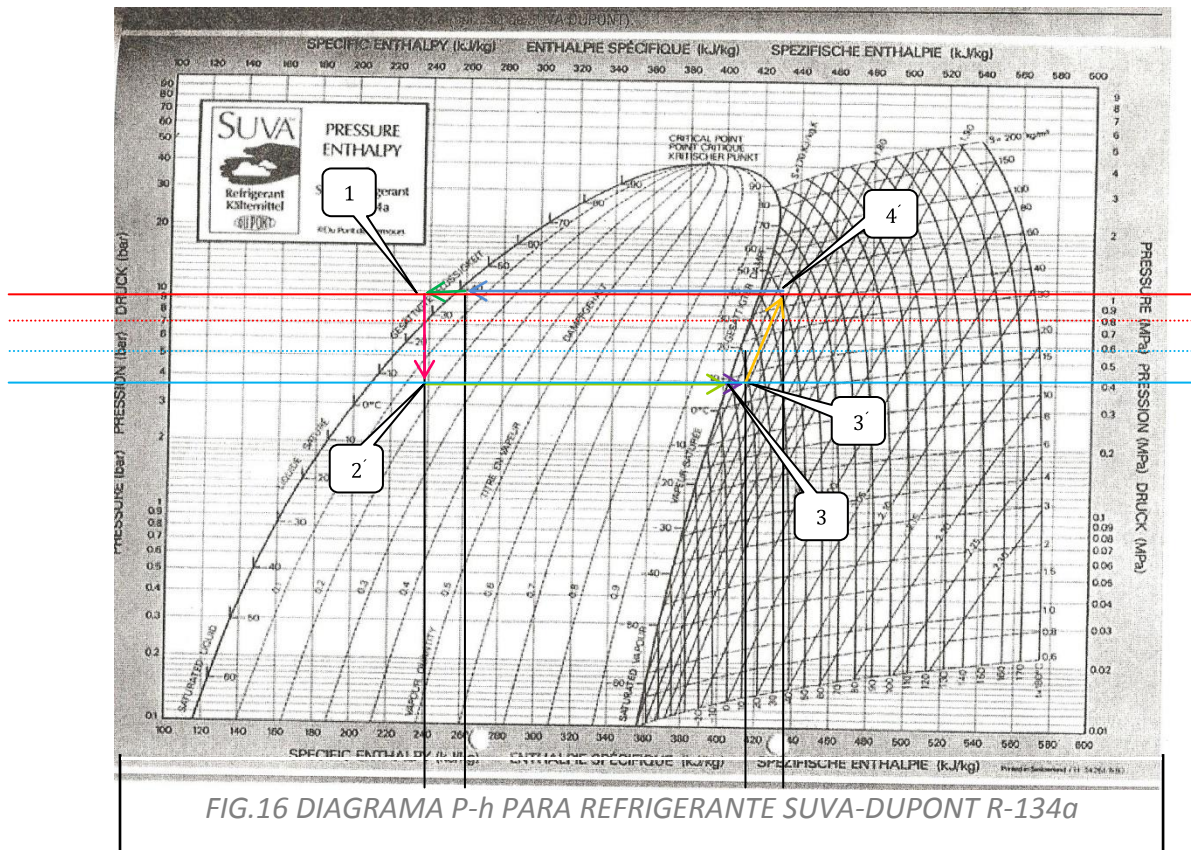
## 4.2 DIAGRAMA P-h PARA R-134a

Datos medio ambiente y de diseño:

<b>TBS (ambiente)</b>	<b>TBS (diseño)</b>
<b>28°C</b>	<b>16.4225°C</b>

Con estos datos podemos comenzar por establecer nuestras líneas de alta y baja presión. Consideremos una diferencia de temperaturas entre el medio ambiente y el condensador así como la diferencia de temperaturas entre el producto (aire atmosférico) y el evaporador de  $\Delta T = 10^\circ\text{C}$

Además consideremos un grado de sub-enfriamiento y sobrecalentamiento de  $\delta = 10^\circ\text{C}$  cada uno.



	Temperatura del refrigerante en el condensador	38°C
	Temperatura ambiente	28°C
	Temperatura de diseño	16.42°C
	Temperatura del refrigerante en el evaporador	6.42°C
	Temperatura de su enfriamiento	16.42°C
	Temperatura de recalentamiento	28°C
	Refrigerante en el condensador	
	Refrigerante en el tubo capilar (válvula de expansión)	
	Refrigerante en el evaporador	
	Refrigerante en el compresor	

Ahora que están definidas las líneas de trabajo del sistema de refrigeración con el refrigerante R-134a pasaremos a hacer los respectivos cálculos de diseño.

$$\text{línea de alta presión} = T_{amb} + \Delta T = 28^{\circ}\text{C} + 10^{\circ}\text{C} = 38^{\circ}\text{C}$$

$$\text{línea de baja presión} = T_{diseño} - \Delta T = 16.42^{\circ}\text{C} - 10^{\circ}\text{C} = 6.42^{\circ}\text{C}$$

$$\begin{aligned} \text{temperatura de sobrecalentamiento} &= T_{\text{baja presión}} + \delta = 6.42^{\circ}\text{C} + 10^{\circ}\text{C} \\ &= 16.42^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

$$\text{temperatura de subenfriamiento} = T_{\text{alta presión}} - \delta = 38^{\circ}\text{C} - 10^{\circ}\text{C} = 28^{\circ}\text{C}$$

Ahora es cuestión de determinar la cantidad de calor manejada por el refrigerante en el condensador, evaporador y en el compresor.

Calor en el condensador según el diagrama del refrigerante:

$$Q_{\text{condensador}} = Q_4 - Q_1 = (431 \text{ kJ/kg}) - (250 \text{ kJ/kg}) = 181 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{\text{evaporador}} = Q_3 - Q_2 = (403 \text{ kJ/kg}) - (239 \text{ kJ/kg}) = 164 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{\text{compresor}} = Q_4 - Q_3 = (431 \text{ kJ/kg}) - (410 \text{ kJ/kg}) = 21 \text{ kJ/kg}$$

Ahora tenemos la capacidad de remoción de calor en  $\text{kJ/kg}$  que hay en el evaporador así como la capacidad de transmisión de calor que hay en el condensador también en  $\text{kJ/kg}$ .

Ahora podemos calcular la cantidad de refrigerante necesario que habrá de circular en el sistema esto es:

$$\dot{m}_{\text{refrigerante}} = \frac{Q_{\text{Total}}}{Q_{\text{evaporador}}} = \frac{2340 \text{ kJ/h}}{164 \text{ kJ/kg}} = 14.26 \text{ kg/h}$$

Ahora teniendo el flujo másico; el cual si lo multiplicamos por el volumen específico del refrigerante en el punto 3' (entrada al compresor) en el diagrama presión-entalpía del refrigerante R134a tendríamos un flujo volumétrico de:

$$\begin{aligned}\dot{v}_{refrigerante} &= (\dot{m}_{refrigerante}) (\delta_{R134a}) = \left(14.26 \frac{kg}{h}\right) \left(0.05 \frac{m^3}{kg}\right) \\ &= 0.713 \frac{m^3}{h}\end{aligned}$$

### 4.3 CALCULO DEL EVAPORADOR

A continuación podemos proceder a hacer el cálculo de nuestro evaporador partiendo de las siguientes características: supondremos un tubo de cobre comercial flexible de  $1/4"$  (4 mm diámetro interior) nominal el cual posee una conductividad térmica de  $k = \frac{1.4527kW}{m^2 * ^\circ c} = U$ .

Si  $Q = AU\Delta T$  tenemos hasta ahora el  $Q$  necesario a retirar (carga térmica),

En este caso el área a considerar no será la de una circunferencia ya que la superficie que estará expuesta a la transferencia de calor puede ser considerada como un rectángulo alargado solo será cuestión de considerar el perímetro de la tubería para que este tenga la función de la base y multiplicar después por la longitud (altura) así pues tenemos que:

$$A_{rectangulo} = (b \times h)$$

Como se menciona será necesario buscar el perímetro de la tubería

$$p = b = (D_{tuberia} * \pi)$$

Entonces nuestra ecuación de área quedara de la siguiente manera

$$A_{tuberia} = (\pi DL)$$

Ahora solo basta determinar la  $\Delta T$  para poder hacer los despejes correspondientes para el calculo de la longitud del evaporador.

En este caso tendremos que buscar una Media Logarítmica de Temperaturas ( $T_{MLT}$ ) ya que existen dos diferencias de temperaturas en el evaporador, una diferencia de temperatura máxima ( $\Delta T_M$ ) que es la que contempla entre el aire que entra a la cámara de condensación  $T = 28^\circ\text{C}$  y la temperatura del refrigerante (constante) en el evaporador  $T = 6.42^\circ\text{C}$  y la segunda diferencia de temperaturas minima ( $\Delta T_m$ ) la cual existirá entre el aire a la salida del evaporador  $T = 16.42^\circ\text{C}$  y la temperatura del refrigerante (constante) en el evaporador  $T = 6.42^\circ\text{C}$ . La ecuación que determina la Media Logarítmica de Temperaturas es:

$$T_{MLT} = \frac{\Delta T_M - \Delta T_m}{\ln \frac{\Delta T_M}{\Delta T_m}}$$

Sustituyendo valores

$$T_{MLT} = \frac{(28^\circ\text{C} - 6.42^\circ\text{C}) - (16.42^\circ\text{C} - 6.42^\circ\text{C})}{\ln \frac{(28^\circ\text{C} - 6.42^\circ\text{C})}{(16.42^\circ\text{C} - 6.42^\circ\text{C})}} = \frac{21.58^\circ\text{C} - 10^\circ\text{C}}{\ln \frac{21.58^\circ\text{C}}{10^\circ\text{C}}} =$$

$$T_{MLT} = \frac{11.58^\circ\text{C}}{\ln 2.158^\circ\text{C}} = \frac{11.58^\circ\text{C}}{0.7691} =$$

$$T_{MLT} = 15.05^\circ\text{C}$$

Ahora reajustando la ecuación  $Q = AU\Delta T$  en  $Q = (\pi DL)UT_{MLT}$  podremos despejar  $L$

$$L = \frac{Q}{UT_{MLT}\pi D}$$



Sustituyendo valores en la ecuación tenemos que:

$$L = \frac{0.65kW}{\left(\frac{1.45kW}{m^2 * ^\circ C}\right) (15.05^\circ C)(\pi(0.005125m))} = 2.37 m$$

Así pues queda determinada la longitud del evaporador con una tubería de cobre de ¼"

## 4.4 CALCULO DEL CONDENSADOR

Utilizando la misma metodología para el evaporador, tendremos que en este caso también existen dos diferencias de temperaturas a las cuales habrá que concretar en una Media Logarítmica de Temperaturas. La  $(\Delta T_M)$  existe entre la temperatura a la entrada del condensador  $T = 51^\circ C$  y la temperatura ambiente (constante)  $T = 28^\circ C$ . Para  $(\Delta T_m)$  se tomara la temperatura a la cual llega a bajar el refrigerante a la salida del condensador  $T = 38^\circ C$  así pues

$$T_{MLT} = \frac{(51^\circ C - 28^\circ C) - (38^\circ C - 28^\circ C)}{\ln \frac{(51^\circ C - 28^\circ C)}{(38^\circ C - 28^\circ C)}} = \frac{23^\circ C - 10^\circ C}{\ln \frac{23^\circ C}{10^\circ C}} =$$

$$T_{MLT} = \frac{13^\circ C}{\ln 2.3^\circ C} = \frac{13^\circ C}{0.8329} =$$

$$T_{MLT} = 15.60^\circ C$$

Para calcular el calor que se requiere en el condensador este calor será:

$$Q_{TOTAL} = Q_{COND} \left( \frac{Q_{TOT}}{Q_{EVAP}} \right)$$

$$Q_{TOT} = 0.050kW \left( \frac{0.65kW}{0.045kW} \right) = 0.722kW$$

Ahora suponiendo un tubo de cobre más grande para el evaporador de 1/4" (4 mm día int.), podemos aplicar la fórmula para conseguir la longitud:

$$L = \frac{0.72kW}{\left( \frac{1.45kW}{m^2 * ^\circ C} \right) (15.60^\circ C) (\pi(0.004m))} = 2.53m$$

## 4.5 SELECCIÓN DEL COMPRESOR

Retomando el objetivo general el cual menciona incluir un sistema de refrigeración por compresión de vapor que este alimentado energéticamente por un dispositivo fotovoltaico tendremos que buscar un compresor el cual posea características que se adapten a ofertas del circuito eléctrico solar. En la búsqueda de este compresor se encuentra uno en específico que funciona con corriente directa CD el cual necesita 24 V para su operación y posee una capacidad frigorífica que se ajusta a nuestras necesidades de producción de frío. ( $0.65 kW = 561 kcal/h$ )

El GLT80TDC de la marca Cubigel posee para una temperatura de evaporación del refrigerante a  $5^\circ C$  una capacidad frigorífica de  $782 kcal/h$  suficiente para cubrir las necesidades de  $0.65Kw = 558.89 Kcal/h$  necesarias en el evaporador que calculamos. Así pues este podría ser el compresor que nos ayude a cumplir con el objetivo ya mencionado en el párrafo anterior.

Model / Modelo Modell / Modèle	Power / Potencia Leistung / Puissance hp	Cpr cooling / Enfriamiento Kühlung / Refroidissement	Displacement / Cilindrada Hubraum / Cylindrée cm <sup>3</sup>	<b>Refrigerating capacity</b> Capacidad frigorífica Kälteleistung Production frigorifique COP <sub>in</sub> W/W I W = 0,864 kcal/h = 3,415 BTU/h  <b>Evaporating temp. / Temp. de evaporación</b> Verdampfungstemp. / Temp. d'évaporation °C	Expansion / Expansión Einspritzung / Détente	Oil / Aceite Öl / Huile cm <sup>3</sup>	Weight / Peso Gewicht / Poids kg	Motor / Motor Moteur	Starting / Arranque Anlauf / Démarrage	Design / Diseño Ausstattung Configuration
-----------------------------------	--	---	--	---	---	---	--	-------------------------	---	---

LBP / MBP / HBP																
R134a				-30	-23,3	-15	-10	-5	5	10	R134a					
I2=42V <sub>DC</sub>				ASHRAE kcal/h												
GD30FDC	-	S-F	3,0	37	58	97	129	168	270	-	C	240	5,4	ECM	-	Db
GD30FDC Dual	-	S-F	3,0	37	58	97	129	168	270	-	C	240	5,4	ECM	-	Db
GLT80TDC	-	F	8,1	120	172	276	361	462	712	862	C-V	330	8,4	ECM	-	Lc



FIG.17 CATALOGO CUBIGEL PARA COMPRESORES DE CD

Este tipo de compresores es accionado por un motor tipo ECM (Electrocanilly Commutated Motor) el cual muestra una tensión asignada de 24V, una carga de 0.66 A y un consumo nominal de 15.8 Watts/h.

TABLA 9. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL COMPRESOR SELECCIONADO

Datos de potencia				
Denominación		Unidad	Valor	Tolerancias
Tensión asignada (nominal)	UN	V	24	
Par asignado (nominal)	MN	Ncm	2,5	
Velocidad asignada (nominal) de giro,	nN	min <sup>-1</sup>	3250	± 10%
Intensidad asignada (nominal),	IN	A	0,66	± 20%
Velocidad de giro en vacío,	n0	min <sup>-1</sup>	4950	± 15%
Intensidad en vacío,	I0	A	0,09	± 50%
Potencia asignada (nominal),	P2N	W	8,5	
Potencia absorbida asignada (nominal),	P1N	W	15,8	
Rendimiento asignado (nominal),	ηN	%	54,2	
Potencia entregada máx.,	P2max	W	9,5	
Par permanente máx.,	Mmax	Ncm	2,5	
Intensidad permanente máx.,	Imax	A	0,66	
Velocidad de giro máx.,	nmax	min <sup>-1</sup>	25.000	
Para de parada,	MH	Ncm	7,4	
Intensidad de arranque,	IH	A	1,7	
Resistencia de conexión entre 2 fases,	R	Ω	13,74	
Resistencia del estátor entre 2 fases,	RA	Ω	11,5	± 5%
Inductancia del estátor [1 kHz] entre 2 fases,	LA	MH	5,11	
Pendiente de la característica M-n,	kD	min <sup>-1</sup> / Ncm	672,4	
Constante de par,	kM	Ncm / A	4,5	
Constante de f.e.m.,	kE	V/10 <sup>3</sup> min <sup>-1</sup>	4,9	
Par de rozamiento (estadístico),	MR	Ncm	-0,4	
Constante de tiempo mecánica,	τM	ms	2,7	
Constante de tiempo eléctrica,	τe	ms	0,4	
Momento de inercia del rotor	JR	gcm <sup>2</sup>	4,6	
Temperatura máx. de la envolvente,	δG	°C	100	
Tensión de arranque,	UA	V	2	
Grado de protección DIN 40 050			IP 50	
Régimen de trabajo (servicio) DIN VDE 0530			S1	
Clase de aislamiento DIN VDE 0530			F	
Vida útil mín. para Mn			≥ 20.000h	
Carga axial máxima admisible sobre el eje	F axial	N	30	
Carga radial máxima admisible sobre el eje	F radial	N	80	
Temperatura ambiente		°C	-30 °C y +40 °C	
Rodamientos			2 Rodamientos de bolas	

## 4.6 SELECCIÓN DEL VENTILADOR

Queda también por determinar un ventilador capaz de mover  $100 \text{ m}^3/\text{h} = 1.66 \text{ m}^3/\text{s}$  de aire los cuales nos proporcionarían en cada hora 0.5 l de agua. En busca de catálogos se encontró uno de la marca Chicago Blown del modelo Caudales a boca libre que giran a 3000 rpm de “tamaño 400” (clasificación según la marca) el cual posee 1 motor de 0.5 Hp desplazando un caudal de  $1.7 \text{ m}^3/\text{h}$ .

TABLA 10. CATALOGO CHICAGO BLOWN ESPECIFICACIONES DE VENTILADOR

### CAUDALES A BOCA LIBRE

#### 3000 rpm

Tamaño	357					
HP Motor	0,25	0,33	0,5	0,75	1	1,5
Caudal $\text{m}^3/\text{s}$	1,18	1,30	1,43	1,63	1,77	1,83
Hélice	3DJ	□DK	4EG	6EK	9FA	12FA

Tamaño	400					
HP Motor	0,25	0,33	0,5	0,75	1	1,5
Caudal $\text{m}^3/\text{s}$	1,22	1,40	1,70	1,85	2,15	2,40
Hélice	3CE	3CJ	3EB	3EI	4FA	9FA

Tamaño	450						
HP Motor	0,25	0,33	0,5	0,75	1	1,5	2
Caudal $\text{m}^3/\text{s}$	1,35	1,53	1,97	2,22	2,45	2,83	3,12
Hélice	3BI	3CA	3CL	3DK	4EA	4FA	6FA



*FIG. 18. VENTILADOR DE TIRO FORZADO*

## 4.7 SELECCIÓN DE LA BOMBA DE AGUA

Una vez recolectada el agua en una charola de acero inoxidable será necesario implementar una pequeña bomba que forcé al agua al proceso de purificación llevándola hasta el filtro de carbón activado y después a al filtro de luz UV. Como el agua no se moverá en grandes cantidades solo se necesita una pequeña bomba para hacer fluir el liquido por los elementos de purificación, para esto implementaremos una bomba tipo acuario de hogar sumergible, la cual posee un flujo volumétrico de 150 litros/min, por mucho superando lo necesario para mover tan solo 12 litros al día.



*FIG. 19 BOMBA TIPO ACUARIO*

## 4.8 SELECCIÓN DEL FILTRO DE CARBÓN ACTIVADO

En el primer paso de purificación como ya mencionamos se instalara un filtro de carbón activado necesario para eliminar algunos gérmenes también ya mencionados en el capítulo 2.

Este elemento cuya capacidad de purificación es de 3 GPM de la marca Aqua Purification Systems es el que hemos decidido seleccionar.



*FIG. 20 FILTRO DE CARBON ACTIVADO IMPLEMENTADO EN EL SISTEMA*

## 4.9 DETERMINACIÓN DEL FILTRO DE LUZ UV

En el sistema se implementara la lámpara germicida de Luz Ultravioleta Marca Water Tec en PVC modelo WTUV-3 cuya capacidad de filtración de agua es de 3 GPM. Y posee un consumo de 25 watts/h



FIG. 21 ESTERILIZADOR ULTRAVIOLETA IMPLEMENTADO EN EL SISTEMA

## 4.10 SELECCIÓN DE PANEL FOTOVOLTAICO

Ahora que se tienen ciertos requerimientos electricos será posible buscar el elemento fotovoltaico que satisfaga las necesidades de operación eléctrica del sistema teniendo como referencia los siguientes datos:

TABLA 11. REQUERIMIENTOS ENERGETICOS DEL SISTEMA

ELEMENTO	VOLTAJE NECESARIO	POTENCIA REQUERIDA
Compresor	24 V CD	15.8 watts
Ventilador	127 V CA	540 watts
Bomba de agua	127 V CA	6 watts
Lámpara UV	127 V CA	25 watts



Con esta pequeña tabla podemos ver las necesidades de potencia que serán requeridos y es donde más nos enfocaremos a satisfacer.



FIG.22 PANEL FOTOVOLTAICO REQUERIDO POR EL SISTEMA

Encontramos paneles de fabricación española de la empresa llamada Isofoton en la cual en sus catálogos encontramos es siguiente panel:

TABLA 12. CARACTERISTICAS DEL PANEL FOTOVOLTAICO

COMPORTAMIENTO BAJO CONDICIONES ESTÁNDAR DE PRUEBA	IS-165	IS-170	IS-175	IS-180
POTENCIA ELÉCTRICA MÁXIMA ( $P_{max}$ )	165	170	175	180
TENSIÓN EN CIRCUITO ABIERTO ( $V_{oc}$ )	44,3	44,6	44,8	45,2
TENSIÓN EN EL PUNTO DE MÁXIMA POTENCIA ( $V_{mpp}$ )	35,6	35,7	36,2	36,5
CORRIENTE DE CORTOCIRCUITO ( $I_{sc}$ )	5,0	5,13	5,20	5,30
CORRIENTE EN EL PUNTO DE MÁXIMA POTENCIA ( $I_{mpp}$ )	4,64	4,77	4,84	4,93
EFICIENCIA (%)	13,1%	13,4%	13,8%	14,2%
TOLERANCIA DE POTENCIA (% $P_{max}$ )	±3%	±3%	±3%	±3%

Datos medidos en simuladores solares Clase A, según IEC-60904-9 Ed.2, certificado por TÜV Rheinland

Se tomo la decisión de tomar el IS-165 porque implementaremos un inversor de corriente que aumentara la potencia eléctrica para el equipo.

## 4.11 SELECCIÓN DEL INVERSOR Y REGULADOR DE CORRIENTE

Para el optimo funcionamiento del sistema de refrigeración existe un elemento muy importante el cual es el inversor de corriente el cual ayudara a la potencializacion de la energía que ara funcionar otros elementos de corriente alterna como vimos el ventilador es el elemento que mas demandara potencia así que con este elemento satisfeceremos esos requerimientos,

TABLA 13. CARACTERISTICAS DEL INVERSOR DE CORRIENTE

	ISOVERTER 1500 / 12	ISOVERTER 1500 / 24	ISOVERTER 1500 / 48
FORMA DE ONDA DE SALIDA	Senoidal pura		
TENSIÓN NOMINAL DE ENTRADA	12 V	24 V	48 V
RANGO DE TENSIÓN DE ENTRADA	10,8 - 16 V	21 - 32 V	40 - 62 V
POTENCIA NOMINAL DE SALIDA	1500 W		
TENSIÓN NOMINAL DE SALIDA	230 ó 120 V AC		
VARIACIÓN DE LA TENSIÓN DE SALIDA	≤ 5 %		
FRECUENCIA NOMINAL	50 / 60 Hz selectable por menú		
VARIACIÓN DE LA FRECUENCIA	≤ 1 %		
RENDIMIENTO CON CARGA	Aproximadamente 90 %		
DISTORSIÓN ARMÓNICA CON CARGA RESISTIVA	≤ 2 %		
FUNCIONAMIENTO EN STAND-BY	Detección ajustable (cargas ≥ 11 W)		
POTENCIA PICO ADMISIBLE	1800 W (10 min.); 2000 W (60 seg.); 3000 W (3 seg.)		
AUTOCONSUMO	< 3 W		

El ISOVERTER 1500/24 nos ofrece que para un voltaje de entrada de 24 V CD convertirá este voltaje hasta 120 V y proporcionara un rango de 1500 Watts/h que conocemos que son nominales y solo entregara aproximadamente 600 watts reales.

El regulador solo funcionara para establecer un voltaje continuo de 24 V hacia nuestro inversor para este elemento seleccionaremos el ISOLER 20/D20

*TABLA 14. CARACTERISTICAS DEL REGULADOR DE CORRIENTE*

	ISOLER 10 / D 10	ISOLER 20 / D 20	ISOLER 30 / D 30
TENSIÓN NOMINAL	Bitensión: selección automática 12 / 24 V		
INTENSIDAD MÁXIMA DE GENERACIÓN	10 A	20 A	30 A
INTENSIDAD MÁXIMA DE CONSUMO	10 A	20 A	30 A
SOBRECARGA ADMISIBLE	25 %		
AUTOCONSUMO	< 40 mA		
PÉRDIDA MÁXIMA GENERACIÓN / CONSUMO	< 168 mV / 130 mV	< 253 mV / 190 mV	< 310 mV / 230 mV

## 4.12 SELECCIÓN DE BATERÍA DE ALMACENAMIENTO

Por último se tendrá un elemento de almacenamiento para reserva cuando no se tenga sol, para esto se necesitan baterías

TABLA 15. CARACTERISTICAS DE BATERIAS

MODELO	Correspondencia DIN	Tensión (V)	Capacidad a 25° C (Ah)		Largo (mm)	Ancho (mm)	Alto (mm)	Peso con ácido (Kg)
			10 h (1,8 V)	100 h (1,85 V)				
2.AT.240	-----	2	180	240	103	206	389	16.5
2.AT.295	4 OPzS 200	2	220	295	103	206	389	18.6
2.AT.361	5 OPzS 250	2	270	361	124	206	389	22
2.AT.433	6 OPzS 300	2	323	433	145	206	389	25
2.AT.519	5 OPzS 350	2	390	519	124	206	505	30
2.AT.627	6 OPzS 420	2	470	627	145	206	505	35
2.AT.731	7 OPzS 490	2	550	731	166	206	505	39.6
2.AT.900	6 OPzS 600	2	670	900	145	206	684	48
2.AT.1101	-----	2	800	1101	191	210	684	59
2.AT.1200	8 OPzS 800	2	900	1200	191	210	684	63
2.AT.1394	-----	2	1030	1394	233	210	684	74
2.AT.1500	10 OPzS 1000	2	1120	1500	233	210	684	78
2.AT.1799	12 OPzS 1200	2	1340	1799	275	210	684	92
2.AT.2300	12 OPzS 1500	2	1710	2300	275	210	684	115
2.AT.2600	-----	2	1940	2600	399	214	813	148
2.AT.3000	16 OPzS 2000	2	2240	3000	399	214	813	162
2.AT.3753	20 OPzS 2500	2	2800	3753	487	212	813	202
2.AT.4144	-----	2	3020	4144	487	212	813	212
2.AT.4505	24 OPzS 3000	2	3360	4505	576	212	813	239

Aquí vemos que el modelo más básico 2AT240 almacena 2 V CD hasta por 10 h así pues se necesitarían 12 baterías para llenar los 24 V para el inversor.



# CAPÍTULO 5

## 5 ANEXOS

## ANEXOS

En este capítulo se realizó el estudio económico de la propuesta del sistema de enfriamiento y deshumidificación y purificación de agua, comenzando por el costo de mano de obra del sustento del proyecto. Posteriormente se cotizaron los materiales a emplear para desarrollar dicha propuesta. Además de las conclusiones referentes al presente anteproyecto.

### 5.1 COTIZACIÓN

La planeación del costo se inicia con la propuesta para el proyecto. Los costos se estiman durante el desarrollo de la propuesta por el equipo del proyecto.

El objetivo de toda inversión o proyecto de ingeniería consiste en obtener la mayor utilidad posible por unidad de recurso empleado, lo cual se logra mediante la más efectiva utilización de materiales, mano de obra y cualquier otro tipo de recursos.

En este caso solo se señalara el costo final. La sección de costos de la propuesta consiste en tablas de los gastos estimados para los elementos siguientes:

- a) *Mano de obra*. Esta parte proporciona los costos estimados para las diversas clasificaciones de personas que se espera trabajen en el proyecto, como diseñadores e instaladores. Puede incluir las horas estimadas y la tarifa por hora de cada persona o clasificación.

En la siguiente tabla se evalúan los costos de la mano de obra de ingeniería necesaria para el desarrollo e implementación del proyecto.

TABLA 16. CUADRO DE COSTO DE MANO DE OBRA

ID	Descripción	Unidad	Cantidad	Costo Unitario	Costo Total \$M.N
1MO	Ingeniería del proyecto	H.H	9	\$ 300.00	\$ 2700.00
				Total	\$ 2700.00

- b) *Materiales*. En esta parte se proporciona el costo de los materiales más significativos que necesita comprar el equipo para el proyecto sin tomar en cuenta cosas como ángulos para bastidores, laminas, arrancadores, tornillería, soldadura, etc.

En la siguiente tabla se observan los costos de materiales.

*TABLA 17. CUADRO DE COSTOS DE MATERIALES*

<b>ID</b>	<b>Descripción</b>	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Costo Unitario</b>	<b>Costo Total \$M.N</b>
1MAT	Compresor	Pza.	1	98 EUROS	\$1891.40
2MAT	Ventilador	Pza.	1	USD 102	\$1295.40
3MAT	Bomba de agua	Pza.	1		\$120.00
4MAT	Filtro de carbón	Pza.	1	USD 22	\$279.40
5MAT	Esterilizador UV	Pza.	1	USD 140	\$1778.00
6MAT	Inversor de corriente	Pza.	1	USD 91	\$1155.70
7MAT	Regulador de corriente	Pza.	1	USD 78	\$990.60
8MAT	Panel solar	Pza.	1	USD 957	\$12153.90
9MAT	baterías	Pza.	12	USD 36	\$5486.40
10MAT	Tubería de cobre flexible ¼"	metros	10	\$11.28	\$112.8
<b>Total</b>					<b>\$25,263.60</b>



## 5.2 COSTO - BENEFICIO

Tomando como referencia que el costo promedio de una botella de 1.5 lts de agua purificada es de \$6.50, según la Profeco. Se determina lo siguiente.

Si apegamos a la competencia que se tendría haciendo referencia al artículo “agua embotellada: recursos tirados por la alcantarilla” de el cual surge la idea, menciona que el consumo de agua embotellada per cápita por mexicano es de 169 lts al año. Entonces para una familia promedio mexicana (5 integrantes) con este promedio de consumo se tendrían que abastecer 845 lts de los cuales a precio de \$6.50 por 1.5 lts de agua embotellada se tendría una inversión de \$3,661.66 y para esta inversión no sería rentable la adquisición de una maquina de nuestras características debido a que la inversión se recuperaría a más 7 años.

Ahora si la apreciación se basa en nuestro primer objetivo donde nos proponemos a obtener 12 l de agua al día para una familia de 5 personas (+2 litros de reserva). El agua embotellada costara \$117 en un día, para un año de consumo de esta agua \$42,705.

Comparado este costo de agua embotellada con el costo del anteproyecto la recuperación de la inversión (\$27,963.6) sería menor a un año aproximadamente. Así pues la inversión si sería rentable para una familia de estas características.

## 5.3 CONCLUSIONES

Para el presente trabajo de investigación en el cual se dispuso condensar la humedad contenida en el aire atmosférico, utilizando un equipo de refrigeración por compresión el cual será energizado por medio de electricidad captada mediante celdas fotovoltaicas; para después colectarla y someterla a un proceso de purificación para eliminar impurezas y se pueda utilizar para consumo humano. Además de tomar en cuenta el objetivo general y los objetivos específicos; y después de haber revisado los planteamientos teóricos que envuelven este proyecto podremos concluir que:

1.- Es posible que mediante un equipo de refrigeración por compresión de vapor, se enfríe un aire atmosférico hasta su temperatura de saturación, y se condense la humedad contenida en el mismo; para ser recolectada y se purifique con fines de consumo humano. Esta agua recolectada se puede someter a un proceso de purificación por medio de un filtro de carbón activado, y después por un sistema de esterilización con luz UV. Este sistema es posible que se accione por medio de energía captada por celdas fotovoltaicas; que puedan dar energía no solo a los componentes frigoríficos, sino también a elementos como el ventilador, la bomba, o la luz UV.

2.- Siguiendo la recomendación de la Organización Mundial de la Salud para consumir al día un mínimo de 2 lts. de agua; y tomando en cuenta que en México habitan en promedio 5 personas en cada hogar; para cubrir esa demanda de líquido que son al menos 10 litros a producir diariamente. El sistema propuesto en el presente proyecto puede satisfacer dichos requerimientos mediante las condiciones dadas; además de que no solo trabajando en estas condiciones que son ideales. Tomemos en cuenta que la materia prima del sistema es el aire atmosférico; por lo tanto, puede extraer humedad de cualquier aire sin importar sus condiciones.

3.- Para cubrir las necesidades que se plantearon referentes a la cantidad de agua que se requiere producir; a través de la realización del presente trabajo, se evaluaron condiciones psicrométricas, de energía y

características de refrigeración que se necesitan para llegar a una respuesta satisfactoria a los planteamientos iniciales.

De los cuales podemos decidir que las condiciones ideales para un efectivo funcionamiento del sistema son las analizadas y referidas a una presión de nivel del mar, y una humedad relativa mayor o igual a 70%, con una temperatura de bulbo seco del orden de 25 a 28°C.

La propuesta del presente anteproyecto con los elementos seleccionados funciona para obtener la cantidad de agua para el cual se diseñó. Sin embargo, al trabajar con aire atmosférico en el cual existen condiciones de humedad incluso mínimas; el dispositivo puede extraer humedad; trabajando normalmente; pero sin los resultados para el cual se diseñó.

4.- Debido a que el producto que se quiere conseguir es agua para ingesta humana se debe realizar un proceso de purificación mediante un filtro de carbón activado.

Si bien el agua que captamos viene de un proceso natural de purificación llamado destilación existen gérmenes, bacterias y químicos volátiles, además de pequeños sólidos como polvo que pueden contaminar nuestra agua. Por ese motivo también se someterá a una desinfección por luz UV.

Para esto se seleccionaron elementos que se adecuan a las necesidades para satisfacer el requerimiento de agua para consumo humano.

5.- Las partes principales de este trabajo son los elementos frigoríficos. Por lo tanto una evaluación de estos es necesaria para adecuarlos a las necesidades que se requieran.

Para empezar se selecciona un compresor en específico el cual se adecua a las condiciones eléctricas de nuestro sistema eléctrico para este caso se encuentra uno que funciona con corriente directa CD el cual necesita 24 V para su operación y posee una capacidad frigorífica que se ajusta a nuestras necesidades de producción de frío.

Para el caso del condensador y el evaporador que se determinan solamente mediante cálculos se obtuvieron resultados que permiten el buen funcionamiento de ambos y que cumplan su función.

Ya determinados mediante cálculos los requerimientos para el ventilador, la bomba de agua, el filtro de carbón activado, la lámpara de luz ultravioleta, el panel fotovoltaico y los demás elementos; se seleccionaron de acuerdo con las necesidades.

Para finalizar; evaluando además los costos no solo al producir el agua sino al llevar a cabo el proyecto. Se llegó a la conclusión de que el proyecto es viable en cuanto al tema técnico e ingenieril se refiere.

## 5.4 BIBLIOGRAFÍAS

**Dirección y gestión de proyectos. Un enfoque práctico.**

Aut. Domingo Ajenjo Alberto Edit. Noriega

**Termodinámica**

Aut. Yunus A. Cengel Edit. Mc Graw Hill

**Transferencia de calor**

Aut. Yunus A. Cengel Edit. Mc Graw Hill

**Principios y sistemas de refrigeración**

Aut. Edwar G. Pita Edit. Limusa

**Los refrigerantes en las instalaciones Frigoríficas**

Aut. Ernesto Rodríguez Rodríguez Edit. Thompson

**Principios de refrigeración**

Aut. Dossat Roy J. Edit. CECSA

**Instalaciones frigoríficas**

Aut. P.J. Rapin Edit. Marcombo

**Energías renovables. Una perspectiva ingenieril**

Aut. Omar Guillén Solís Edit. Trillas

**Aplicaciones de energía solar**

Aut. A.B. Meinel & M.P. Meinel Edit. Reveré s.a.

**Energía solar. Selección de equipo instalación y aprovechamiento**

Aut. Richard H. Montgomery Edit. Limusa

**Energía solar fotovoltaica**

Aut. Miguel Ángel Sánchez Maza Edit. Limusa

**Dirección y gestión de proyectos. Un enfoque práctico.**

Aut. Domingo Ajenjo Alberto Edit. Noriega

**Tesis: Deshumidificación del aire**

Autor: Figueroa Juárez, Justo Pedro

Año: 1976

Ubicación: biblioteca central UNAM

No. De sistema: 000166988

Clasificación: 001-01126-F7-1976-122

**Tesis: Diseño y fabricación de un dispositivo para condensación de humedad ambiental**

Autor: Median Ibarra Fernando Enrique

Año: 2006

Ubicación: biblioteca central UNAM

No. De sistema: 000608523

Clasificación: 001-11126-M2-2006

**Tesis: Diseño de un equipo para obtener agua potable por condensación de humedad en el aire ambiente**

Autor: Miranda Contreras Moisés

Año: 1997

Ubicación: biblioteca central UNAM

No. De sistema: 000254674

Clasificación: 001-01126-M26-1997-10

**“Agua Embotellada: recursos tirados por la alcantarilla”**

Emily Arnold del Earth Policy Institute Edit. Organización Terra

